

Inaugural-Dissertation
zur Erlangung des Doktorgrades
der Naturwissenschaften

**Untersuchungen zur störarmen
Pulsrohr-Kühlung hochempfindlicher
SQUID-Magnetometer aus
Hochtemperatursupraleitern**

Fachbereich Mathematik und Informatik, Physik, Geographie
Fachgebiet Physik

vorgelegt von
Christian Lienerth
aus Wetzlar

Institut für Angewandte Physik
Justus-Liebig-Universität Gießen
11. April 2001

Dekan: Prof. Dr. A. Beutelsbacher

Gutachter:

1. Prof. Dr. G. Thummes

2. Prof. Dr. C. D. Kohl

Tag der Prüfung: 13. Juni 2001

Abstract

The commercial acceptance of superconducting applications is closely associated with the availability of appropriate cryocoolers that enable continuous operation without the need to re-fill liquid cryogenes. For cooling of highly-sensitive HT-SQUID sensors the cryocooler has to meet rather severe demands concerning interference from the cooler itself. In particular, cooler-generated noise from electromagnetic interference (EMI), mechanical vibrations and temperature fluctuations should be below the intrinsic noise level of the SQUID.

In earlier work it was shown that Joule-Thomson- (JTC) and pulse tube coolers (PTC) are attractive candidates for low noise HT-SQUID operation because of the intrinsic low level of mechanical vibrations of the cold heads. Vibrations and EMI from compressor (for JTC and PTC) and rotary valve (for PTC) can be greatly reduced by spatial separation of the cold head using flexible connecting lines with lengths of several meters or employing other suitable arrangements. Furthermore, integration and the correct adjustment of the SQUID sensor to the cooling system is important. EMI can be caused by time-varying magnetic fields in the proximity of the SQUID, or by movement of the SQUID in an ambient magnetic field gradient. Recently, field noise measurement by use of a highly sensitive HT-SQUID, directly mounted on the cold tip of a PTC, revealed interference that could be clearly related to vibrations of the cold tip. These vibrations originate from pressure wave-induced elastic deformation of pulse tube and regenerator tube in the cold head.

In this work is presented the design and test of a PTC cold head that was modified in order to reduce the residual vibrations and thus the corresponding interference. A first additional noise reduction for the PTC was achieved by using Ti-V-Al tubes instead of stainless steel for the regenerator and pulse tube. Further reduction was obtained by mounting the sensor on a separate platform that was thermally connected to the cold tip by use of a flexible copper link. The remaining amplitude of axial vibrations at the cold platform was measured to be about $0,5 \mu m$ as compared to $5,0 \mu m$ without vibration compensation. The achieved level of vibration compensation is characterized by acceleration measurements in combination with field noise measurements by use of a sensitive rf HT-SQUID magnetometer with coplanar resonator in a four-layer μ -metal shielding. There were measured an intrinsic noise of $45 fT/\sqrt{Hz}$ at frequencies above $100 Hz$ and $110 fT/\sqrt{Hz}$ at $10 Hz$. For the discret peaks at the working frequency the vibration compensation is capable of reducing the cooler-generated peaks in the field noise spectrum by a factor of the order of 4. This noise level is low enough for applications such as nondestructive evaluation of materials. For identifying the origin of the remaining disturbances, one has to consider in addition to the residual vibrations also temperature oscillations and oscillating fields from eddy current at the SQUID location.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
Literaturverzeichnis	6
2. Anforderungen an eine adaptive Kühltechnik	8
2.1. Einteilung von Gaskältemaschinen	9
2.1.1. Systeme mit regenerativem Kühlkreislauf	9
2.1.2. Systeme mit rekuperativem Kühlkreislauf	9
2.2. Möglichkeiten und Randbedingungen zur Kühlung von SQUID-Sensoren	10
2.2.1. Direkte Kühlung von HTSL-SQUIDs	11
2.2.1.1. Peltier-Kühler	11
2.2.1.2. Stirling-Kühler	11
2.2.1.3. Gifford-McMahon-Kühler	12
2.2.1.4. Joule-Thomson-Kühler	12
2.2.1.5. Pulsrohrkühler	13
2.2.2. Möglichkeiten der Unterdrückung von Störsignalen	14
2.2.2.1. Digitale Filterung	14
2.2.2.2. Zeitliche Entkopplung der Störungen	14
2.2.2.3. Räumliche Entkopplung der Störung	14
Literaturverzeichnis	16
3. Grundlagen des Pulsrohrkühlers	19
3.1. Allgemeines Funktionsprinzip	19
3.2. Standard-Typen von Pulsrohrkühlern	22
3.2.1. Basis-Pulsrohrkühler	22
3.2.2. Orifice-Pulsrohrkühler	22
3.2.3. Double-Inlet-Pulsrohrkühler	24
3.3. Weitere Ansätze und Modifikationen zur Phaseneinstellung	24
3.3.1. Multi-Inlet-PRK	24
3.3.2. Inertance-Tube-PRK	24
3.3.3. Vier-Ventil-PRK	25
3.3.4. Active-Buffer-PRK	25
3.3.5. Zwei- und mehrstufige Pulsrohrkühler:	26

3.4.	Unterschiedliche Möglichkeiten des geometrischen Aufbaues eines PRK	26
3.5.	Theoretische Grundlagen zum Pulsrohrkühler	27
3.5.1.	Enthalpiefluss-Analyse	27
3.5.2.	Numerische Verfahren	30
3.5.2.1.	Harmonische Näherung - elektrisches Analogiemodell	31
3.5.2.2.	Das ARCOPTR-Modell	31
3.5.2.3.	Computersimulation mittels SAGE	31
3.6.	Verlustmechanismen in einem Pulsrohrkühler	32
3.6.1.	Wärmeleitung	32
3.6.2.	Wärmestrahlung	33
3.6.3.	Regeneratorverluste	34
3.6.4.	Strömungsverluste	35
3.6.5.	DC-Fluss-Verluste	35
3.6.6.	Weitere Maßnahmen zur Senkung der thermischen Belastung .	35
Literaturverzeichnis		37
4.	Optimierung eines Pulsrohrkühlers durch DC-Fluss-Kompensation	42
4.1.	Ausgangspunkt der Optimierung	42
4.2.	Charakterisierung des DC-Flusses	43
4.3.	Charakterisierung von Druckwellenformen	46
4.3.1.	Scheitelfaktor	46
4.3.2.	Formfaktor	46
4.4.	Anpassung der Druckwelle über Rotationskörper und Ventilplatte . .	47
4.4.1.	Beschreibung der untersuchten Rotationskörper	48
4.4.2.	Eigenschaften und Vergleich der erzeugten und gemessenen Druckwellenformen	50
4.4.3.	Ergebnisse der Variation der Druckwellenformen	54
4.4.3.1.	Minimaltemperatur	54
4.4.3.2.	Kühlleistung	56
4.4.3.3.	Druckhübe und Mitteldrücke	58
4.5.	Anpassung der Druckwellenform durch Steuerung des Rotationsventils	60
4.5.1.	Messung der Temperaturgradienten am Pulsrohr und Regenerator	61
4.5.2.	Programmierung des Schrittmotors	64
4.5.3.	Berechnung der Einlass- und Auslasszeit für die Programmie- rung des Motors	66
4.5.4.	Berechnung der Totzeit für die Programmierung des Motors .	67
4.5.5.	Bestimmung des aktuellen Einlass- und Auslassverhältnisses .	68
4.5.6.	Kalibrierung des Schrittmotors	69
4.5.7.	Ergebnisse der Druckwellenvariation mittels Ventilsteuerung .	71
4.5.7.1.	Abkühlverhalten	72
4.5.7.2.	Minimaltemperatur	73

4.5.7.3. Temperaturprofile entlang von Pulsrohr und Regenerator	74
4.5.8. Versuche mit Totzeiten in der Druckwellenform	78
4.5.8.1. Minimaltemperatur	79
4.5.8.2. Kühlleistung	79
4.5.9. Charakterisierung der verwendeten Druckwellenformen	81
4.6. Ausblick zu den DC-Fluss Untersuchungen	82
Literaturverzeichnis	83
5. Aufbau eines Pulsrohrkühlers für die störarme Sensor-Kühlung	86
5.1. Motivation	86
5.1.1. Geringer Restmagnetismus	86
5.1.2. Verluste durch axiale Wärmeleitung entlang der Rohre	87
5.1.3. Reduktion der mechanischen Vibrationen der Kaltfläche	87
5.1.4. Materialauswahl	88
5.1.5. Theoretische Abschätzung der optimalen Pulsfrequenz	89
5.2. Beschreibung des mechanischen Aufbaus	90
5.2.1. Pulsrohr, Regenerator und Kaltfläche	90
5.2.2. Kalter Wärmetauscher	91
5.2.2.1. Thermische Eindringtiefe	93
5.2.3. Konvektionsgekühlter Aluminiumkopf	96
5.2.4. Warme Wärmetauscher über Pulsrohr und Regenerator	98
5.2.5. Vakuumgefäß	98
5.2.6. Rotationsventil und Ballastvolumen	100
5.3. Gesamtaufbau des Titan-PRK Kaltkopfes	101
5.3.1. Volumina der Helium führenden Teile im Titan-Kaltkopf	102
5.3.2. Schemazeichnung des gesamten Pulsrohrkühler-Systems	102
5.4. Eigenschaften der verwendeten Titan-Legierung im Vergleich zu Edelstahl	104
Literaturverzeichnis	107
6. Betriebsverhalten des Titan-Pulsrohrkühlers	109
6.1. Abkühlverhalten	110
6.1.1. Minimaltemperatur	111
6.1.2. Temperaturfluktuationen	111
6.2. Abhängigkeit der Minimaltemperatur vom Inklinationswinkel	112
6.2.1. Grundlagen	112
6.2.2. Messergebnisse	113
6.3. Kühlleistung des Titan-Pulsrohrkühlers	114
6.4. Methoden zur Bestimmung der optimalen Arbeitsfrequenz	117

6.4.1.	Konstante Orifice Ventileinstellung ($c_v = konst.$)	118
6.4.2.	Konstanter Massenfluss ($\langle \dot{m}_0(\Delta p_B, f_{puls}) \rangle = konst.$)	119
6.4.3.	Konstanter Druckhub ($\Delta p_B = konst.$)	119
Literaturverzeichnis		121
7.	Mechanische Vibrationen der Kaltfläche	124
7.1.	Ursprung der mechanischen Vibrationen	124
7.2.	Beschreibung des Beschleunigungs-Messaufbaues	127
7.3.	Umrechnung der Beschleunigungen auf Längenoszillationen	129
7.4.	Messung und Auswertung der Beschleunigungsspektren	130
7.4.1.	Resonanzfrequenz	131
7.4.2.	Beschreibung der Beschleunigungsspektren	132
7.4.3.	Vergleich und Diskussion der Vibrationsdaten	134
7.4.3.1.	Transversale X-Richtung	135
7.4.3.2.	Transversale Y-Richtung	136
7.4.3.3.	Longitudinale Z-Richtung	136
7.4.3.4.	Diskussion	137
7.5.	Passive Vibrationsdämpfung	138
7.6.	Minimierung der Restvibrationen	140
7.6.1.	Methode 1 - Flexible Kupferlitze	140
7.6.2.	Methode 2 - gestauchte dünne Kupferdrähte	144
7.6.3.	Methode 3 - spiralgewundenes Kupferkabel mit GFK-Zylinder	147
7.6.4.	Methode 4 - flexible Kupferlitze	149
7.7.	Vergleich und Diskussion der verschiedenen Vibrationsdämpfungen	152
7.7.1.	Transversale X-Richtung	153
7.7.2.	Transversale Y-Richtung	153
7.7.3.	Longitudinale Z-Richtung	154
Literaturverzeichnis		156
8.	Charakterisierung des PRK mittels direkt gekühltem HTSL-rf-SQUID-Magnetometer	159
8.1.	SQUID Vergleichsmessungen zwischen Joule-Thomson- und Pulsrohrkühler	160
8.1.1.	Beschreibung der beiden Kühlsysteme	160
8.1.1.1.	Joule-Thomson Kühler	160
8.1.1.2.	Pulsrohrkühler	162
8.1.2.	SQUID und Elektronik	162
8.1.3.	Integration des SQUID in die Kühlsysteme	163
8.1.4.	Ergebnisse und Diskussion der Messungen	166
8.1.4.1.	Messung und Vergleich der mechanischen Vibrationen	166

8.1.4.2.	Magnetische Feldgradienten in der μ -Metall Abschirmtonne	167
8.1.4.3.	Vergleich der SQUID-Rauschmessungen	168
8.1.4.4.	Kreuzkorrelationsmessungen von SQUID- und Vibrationssignal	169
8.2.	SQUID Messungen mit passiver Vibrationsdämpfung	171
8.2.1.	Verwendeter SQUID und Integration in das vibrationsgedämpfte Titan-PRK-System	171
8.2.2.	Ergebnisse und Diskussion der vibrationsgedämpften SQUID-Messungen	173
8.3.	Vergleich mit früheren Messergebnissen	174
Literaturverzeichnis		177
9. Zusammenfassung		180
10. Ausblick		184
A. Symbol- und Abkürzungsverzeichnis		186
B. Danksagung		191
C. Versicherung		192
D. Lebenslauf		193

Abbildungsverzeichnis

3.1.	Schemazeichnung der Komponenten eines Pulsrohrkühlers zur Ver- deutlichung des Funktionsprinzips (<i>nach [4]</i>)	20
3.2.	PRK-Versionen: a) Basis-PRK (BPRK), b) Orifice-PRK (OPRK), c) Double-Inlet-PRK (DIPRK), d) Multi-Inlet-PRK (MIPRK), e) Inertance-Tube-PRK (IPRK), f) 4-Ventil-PRK (FVPRK), g) Active- Buffer-PRK	23
3.3.	Unterschiedliche Möglichkeiten des geometrischen Aufbaues eines Puls- rohrkühlers: a) Lineare Anordnung, b) U-Rohr-Anordnung und c) ko- axiale Anordnung von Pulsrohr und Regenerator	27
3.4.	Darstellung der Phasenverschiebung ϑ von Massenflüssen und Drücke eines Pulsrohrkühlers im Orifice- bzw. Double-Inlet-Modus durch ein Vektor-Zeigerdiagramm	30
4.1.	Verdeutlichung der Definition des positiven (<i>links</i>) und negativen (<i>rechts</i>) DC-Flusses in einem Double-Inlet Pulsrohrkühler	44
4.2.	Theoretisches Regenerator-Temperaturprofil bei positiven, negativen und kompensiertem DC-Fluss nach Gleichung 4.2	45
4.3.	Foto und Zeichnung der verwendeten Ventilplatte aus dem Rotations- ventil und eines RULON®-Rotationskörpers	47
4.4.	Druckwellenformen des „Standard“-Rotationskörpers mit $V = 0,833$, aufgenommen am Rotationsventil, vor dem Regenerator und im Bal- lastvolumen.	49
4.5.	Druckwellenformen am Haupteinlass mit RULON®-Körper $V = 1,000$ ($\varphi_{HD} = 90^\circ, \varphi_{ND} = 90^\circ$) und mit dem Standard-GM-Körper $V =$ $0,833$ ($\varphi_{HD} = 81,36^\circ, \varphi_{ND} = 97,95^\circ$)	51
4.6.	Druckwellenformen am Haupteinlass mit RULON®-Körper, $V = 0,800$ ($\varphi_{HD} = 72^\circ, \varphi_{ND} = 90^\circ$) und mit dem Standard-GM-Körper $V =$ $0,833$ ($\varphi_{HD} = 81,36^\circ, \varphi_{ND} = 97,95^\circ$)	52
4.7.	Druckwellenformen am Haupteinlass mit RULON®-Körpern, $V =$ $0,713$ ($\varphi_{HD} = 74,967^\circ, \varphi_{ND} = 105,146^\circ$) und mit dem Standard-GM- Körper $V = 0,833$ ($\varphi_{HD} = 81,36^\circ, \varphi_{ND} = 97,95^\circ$)	52
4.8.	Druckwellenformen am Haupteinlass mit RULON®-Körper $V = 0,671$ ($\varphi_{HD} = 72,282^\circ, \varphi_{ND} = 107,704^\circ$) und mit dem Standard-GM-Körper $V = 0,833$ ($\varphi_{HD} = 81,36^\circ, \varphi_{ND} = 97,95^\circ$)	53

4.9. Minimaltemperatur als Funktion des Winkelverhältnisses V von Hoch- zu Niederdruck bei verschiedenen RULON®-Körpern (siehe Tabelle 4.5)	54
4.10. Volumetrische, spezifische Wärmekapazität von verschiedenen Regenerator-Materialien bei tiefen Temperaturen	55
4.11. Vergleich der gemessenen Kühlleistungen am Edelstahl-Pulsrohrkühler aus [1] mit unterschiedlichen RULON®-Körpern	57
4.12. Veranschaulichung der Mitteldrücke im System und deren Differenz in Abhängigkeit des Winkelverhältnisses $V = \varphi_{HD}/\varphi_{ND}$ von Hoch- und Niederdruck.	59
4.13. Schemazeichnung des Kaltkopfes mit den Positionen der fünf Pt-100 Sensoren an Pulsrohr und Regenerator für die Messung des Temperaturprofils	62
4.14. Symmetrischer 4-er Rotationskörper mit $V = 1,0$	66
4.15. Unsymmetrischer 4-er Rotationskörper mit Totzeit ($W = 0,286$)	67
4.16. Kalibrierung des Schrittmotors für die 2-er und 4-er Ventilplatte ohne angeschlossenes Gasvolumen des PRK	69
4.17. Kalibrierung des Schrittmotors für die 4-er Ventilplatte mit geschlossenem Gasvolumen des PRK	70
4.18. Druckwellenform mit programmierten Verhältnis $R = 1,13$	71
4.19. Typische Abkühlkurve des Pulsrohrkühlers mit eingebauter Temperatur-Gradientenmessung entlang von Pulsrohr und Regenerator bei $f_{puls} = 4,0 \text{ Hz}$ und $T_{min} = 31,4 \text{ K}$ mit einem Verhältnis von $R = 0,95$	72
4.20. Minimaltemperatur des Pulsrohrkühlers in Abhängigkeit des Ein- zu Auslassverhältnisses R (experimentell bestimmt) im Bereich von 0,6 bis 1,4	73
4.21. Schemazeichnung einer „symmetric spray nozzle“ nach Jingtao et al. [23] als Alternative zur Verwendung eines Orifice-Ventils	74
4.22. Temperaturprofile des Pulsrohrkühlers entlang des Regenerators bei unterschiedlichem Verhältnis R	75
4.23. Temperaturprofile des Pulsrohrkühlers entlang des Pulsrohres bei unterschiedlichem Verhältnis R	75
4.24. Temperaturprofile entlang des Regenerators bei Messung mit geschädigtem Double-Inlet Ventil bei unterschiedlichem Verhältnis R	77
4.25. Temperaturprofile entlang des Pulsrohres bei Messung mit geschädigtem Double-Inlet Ventil bei unterschiedlichem Verhältnis R	77
4.26. Erzeugte Druckwellenform mit einer programmierten Totzeit von $W = 0,5$ zwischen Hoch- und Niederdruck	78
4.27. Vergleich der gemessenen Kühlleistungen mit und ohne Totzeit in der programmierten Druckwellenform	79
5.1. Aufbau des Kaltteiles mit Pulsrohr, Regenerator und Kaltfläche	91

5.2.	Geschlitzter kalter Wärmetauscher aus geglühtem Elektrolyt-Kupfer	92
5.3.	a) Veranschaulichung der Wärmebilanz der ein- und austretenden Wärmeströme an einem Körper zu Herleitung der Differentialgleichung des Temperaturfeldes (<i>Instationäre Wärmeleitung</i>). b) Schlitzbreite im kalten Wärmetauscher und thermische Eindringtiefe	93
5.4.	Verhalten der thermischen Eindringtiefe $\delta_{th} = \sqrt{\alpha/\pi f}$ von Helium für $f = 4,6 \text{ Hz}$ in Abhängigkeit des Druckes und der Temperatur im Bereich von $\Delta T_1 = 30 - 80 \text{ K}$ und $\Delta T_2 = 275 - 325 \text{ K}$	95
5.5.	Oberer Teil des konvektionsgekühlten Aluminiumkopfes mit integrierten Nadelventilen für Orifice- und Double-Inlet Ventil	96
5.6.	Integriertes Nadelventil für Orifice- und Double-Inlet Ventil mit 11° Nadelsteigung und passender Hülse	96
5.7.	Unterer Teil des konvektionsgekühlten Aluminiumkopfes mit warmen Wärmetauschern und vakuumdichten elektrischen Durchführungen	97
5.8.	Geschlitzter warmer Wärmetauscher über dem Regenerator	98
5.9.	Vakuumgefäß aus Aluminium und POLYSULFON® (PSU)	99
5.10.	Rotationsventil mit Synchronmotor zur Erzeugung der Druckoszillationen	100
5.11.	Gesamtaufbau des Kühlers aus Titan mit Anschluss der jeweils 4 m langen Transferleitung zum Ballastvolumen und Rotationsventil.	101
5.12.	Schemazeichnung der einzelnen Komponenten des gesamten Pulsrohrkühlersystems: Kompressor, Rotationsventil, (<i>flexible</i>) Verbindungsleitungen, Kaltkopf und Ballastvolumen	103
5.13.	Berechneter Wärmefluss zwischen 300 K und 30 K entlang Pulsrohr und Regenerator mit Wandstärke und Durchmesser nach Tabelle 5.2 in Abhängigkeit von der Rohrlänge L ; SS: Edelstahlrohre, Ti: $Ti_{94,5} Al_3 V_{2,5}$ Rohre	105
5.14.	Berechneter Wärmefluss entlang Pulsrohr und Regenerator von Edelstahl und der Titan-Legierung in Abhängigkeit von der Wandstärke h	106
5.15.	Schemazeichnung der in der Wandstärke reduzierten Ti-Rohre.	106
6.1.	Optimiertes zeitliches Abkühlverhalten des Ti-PRK auf Minimaltemperatur ohne thermische Last bei $\vartheta = 0^\circ$ mit 4-er RULON® ($V = 1,0$)	111
6.2.	Vergleich des Tilteffektes des Titan-PRK bei unterschiedlicher Optimierung des Pulsrohrkühlers mit 2-er RULON® ($V = 0,713$)	113
6.3.	Vergleich der Kühlleistung des Titan-Pulsrohrkühlers für unterschiedliche Betriebszustände; vertikale Orientierung ($\vartheta = 0^\circ$)	115
6.4.	Abhängigkeit der Druckamplitude Δp_B und des Massenflusses $\langle \dot{m}_0 \rangle$ im Orifice-Mode von der Pulsfrequenz f_{puls} bei drei unterschiedlichen Messverfahren zur Bestimmung der optimalen Pulsfrequenz	118

6.5. Abhängigkeit der Temperatur des Titan-PRK im Orifice-Mode von der Pulsfrequenz bei zwei unterschiedlichen Messverfahren mit dem $V = 0,713$ RULON®-Körper	120
7.1. Vergleich der berechneten Längenvariation der verwendeten Rohre für Pulsrohr und Regenerator aus Titan-Legierung $Ti_{94.5} Al_3 V_{2.5}$ (<i>Abmessungen aus Tabelle 5.2</i>) und des Edelstahl-PRK aus [6] in Abhängigkeit vom Druckhub Δp	125
7.2. Definition der drei orthogonalen Raumrichtungen X, Y und Z, in denen die mechanischen Vibrationen der Kaltfläche gemessen werden	126
7.3. Direkt montierter Beschleunigungssensor auf der Kaltfläche des Pulsrohrkühlers	128
7.4. Resonanzfrequenzen des Titan PRK in X-, Y- und Z-Richtung durch einmalige Anregung an der Kaltfläche	132
7.5. Transversale Beschleunigungsspektren in Richtung der Y-Achse beim Ti-PRK in Abhängigkeit von der Druckamplitude Δp	133
7.6. Vergleich der mechanischen Vibrationen ΔL (<i>Peak zu Peak Auslenkung</i>), gemessen direkt auf der Kaltfläche von drei Pulsrohrkühlern in X-, Y- und Z-Richtung.	135
7.7. Vergleich der berechneten Längenvariation des einzelnen Regeneratorrohres nach Gleichung 5.1 und der gemessenen Längenvariation der Kaltköpfe des SS-PRK und des Ti-PRK in Abhängigkeit vom Druckhub Δp	137
7.8. Schematische Darstellung des Aufbaues zur Dämpfung der mechanischen Vibrationen mittels zweiter Kaltfläche und abstützenden Komponenten	139
7.9. Passive Vibrationsdämpfung durch flexible Kupferlitze - Methode #1	141
7.10. Gesamtaufbau des Ti-PRK mit passiver Vibrationsdämpfung durch flexible Kupferlitze (<i>Methode 1</i>)	142
7.11. Vergleich der Vibrationen der zweiten Kaltfläche des Ti-PRK in X-, Y- und Z-Richtung mittels Vibrationsdämpfung nach Methode 1	143
7.12. Passive Vibrationsdämpfung durch gestauchte dünne Kupferdrähte - Methode 2	144
7.13. Gesamtaufbau des Ti-PRK mit passiver Vibrationsdämpfung durch gestauchte dünne Kupferdrähte nach Methode 2	145
7.14. Vergleich der Vibrationen der zweiten Kaltfläche des Ti-PRK in X-, Y- und Z-Richtung mittels Vibrationsdämpfung nach Methode 2	146
7.15. Passive Vibrationsdämpfung durch ein GFK-Zylinder und spiralgewundenes Kupferkabel (<i>Methode 3</i>)	147
7.16. Gesamtaufbau des Ti-PRK mit passiver Vibrationsdämpfung mittels GFK-Zylinder und spiralgewundenem Kupferkabel (<i>Methode #3</i>)	148

7.17. Vergleich der Vibrationen der zweiten Kaltfläche des Ti-PRK in X-, Y- und Z-Richtung (<i>Vibrationsdämpfung - Methode #3</i>)	149
7.18. Einzelne Komponenten und Gesamtaufbau der passiven Vibrationsdämpfung durch flexible Kupferlitze - Methode 4	150
7.19. Vergleich der Vibrationen der zweiten Kaltfläche des Ti-PRK in X-, Y- und Z-Richtung mittels Vibrationsdämpfung nach Methode 4	151
7.20. Vergleich der mechanischen Vibrationen ΔL (<i>Peak zu Peak Auslenkung</i>) gemessen auf der vibrationsgedämpften zweiten Kaltfläche des Titan-Pulsrohrkühlers in X-, Y- und Z-Richtung.	152
8.1. Joule-Thomson Kühler, (<i>oben</i>) Modell CRYOTIGER® von APD [14] mit Kompressor, flexiblen Polyamid Leitungen und einem GFK Vakuengefäß, (<i>unten</i>) Kaltkopf mit Wärmetauscher und Kaltfläche	161
8.2. rf-SQUID mit 3,5 mm Washer (<i>links</i>) und koplanarem Resonator mit integriertem Flusskonzentrator (<i>rechts</i>)	163
8.3. Montage des SQUID-Systems im Saphir Zylinder (<i>links</i>) und Ankopplung an die Kaltfläche des Pulsrohrkühlers (<i>rechts</i>)	165
8.4. Vergleich der Beschleunigung von den Kaltflächen des Joule-Thomson-Kühlers und des Edelstahl-Pulsrohrkühlers	166
8.5. Vergleich der Feldempfindlichkeit eines rf-SQUIDs bei direkter Kühlung mit einem Joule-Thomson- und einem Pulsrohrkühler	168
8.6. Korrelation zwischen den Vibrationen in Z-Richtung (<i>sensitive SQUID-Richtung</i>) und dem SQUID-Signal in Verbindung mit dem Joule-Thomson- und Pulsrohrkühler	170
8.7. Ankopplung des Saphir-Zylinders an die zweite, passiv vibrationsgedämpfte Kaltfläche (<i>Methode 4</i>) des Titan-Pulsrohrkühlers	172
8.8. Vergleich der Feldempfindlichkeit eines rf-SQUIDs bei direkter und vibrationsgedämpfter Kühlung (Methode 4) mittels des Titan-Pulsrohrkühlers	173
8.9. Vergleich der theoretisch zu erwartenden Magnetfeldvariationen ΔB_{vib} aufgrund der gemessenen Vibrationen und der vorhandenen magnetischen Gradientenfelder in der 4-fach μ -Metall Abschirmtonne für den Edelstahl-PRK und den Titan-PRK	176

Tabellenverzeichnis

4.1. Scheitel- und Formfaktor von unterschiedlichen Kurvenformen	47
4.2. Verwendete Symbole zur Beschreibung der Druckwellenformen	48
4.3. Daten der RULON®-Rotationskörper aus der dc-Serie	49
4.4. Daten der RULON®-Rotationskörper aus der sy-Serie	50
4.5. Getestete RULON®-Körper mit unterschiedlichen Steuerzeiten	50
4.6. Daten der gemessenen Kühlleistung des Edelstahl-Pulsrohrkühlers aus [1] mit unterschiedlichen RULON®-Körpern	58
4.7. Daten der gemessenen Druckhübe Δp_i , Mitteldrücke $\langle p_i \rangle$ und Minimaltemperaturen T_{min} im System mit unterschiedlichen RULON®-Körpern	58
4.8. Positionen der Pt-100 Sensoren an Pulsrohr und Regenerator	62
4.9. Stützstellen zur Berechnung eines Polynoms zur Temperaturmessung mittels Pt-100 im Temperaturbereich von 20 – 100 K	64
4.10. Beispielprogramm zur Schrittmotorsteuerung ($f_{puls} = 4,0 \text{ Hz}$, $R = 0,8$)	65
4.11. Beispielprogramm zur Totzeituntersuchung ($f_{puls} = 4,0 \text{ Hz}$ und $W = 0,5$)	68
4.12. Zusammenstellung und Vergleich der berechneten k-Faktoren von unterschiedlichen Druckwellenformen	81
5.1. Mittlere Wärmeleitung $\bar{\lambda}$ und E-Modul verschiedener Materialien	88
5.2. Geometrische Abmessungen der verwendeten Rohre für Pulsrohr und Regenerator aus Titan-Legierung $Ti_{94,5} Al_3 V_{2,5}$	90
5.3. Abmessungen des kalten Wärmetauschers im Kaltkopf des Pulsrohrkühlers	92
5.4. Vergleich der Daten von geschlitzten und gebohrten Wärmetauschern	92
5.5. Daten des Wärmetauschers im (warmen) Aluminiumkopf des Pulsrohrkühlers	98
5.6. Zusammenstellung der Helium führenden Komponenten im Titan Pulsrohrkühler und deren Volumen zur Aufnahme des Arbeitsgases	102
5.7. Positionen und Parameter der verwendeten Drucksensoren - Typ KPY 47-R für den linearen Zusammenhang von Druck und gemessener Spannung: $p(U) = a \cdot U + b$	103

5.8.	Daten zur Berechnung der Wärmeflusses an Röhren aus Edelstahl und Titanlegierung entlang der Rohrwandung von Pulsrohr und Regenerator	104
5.9.	Vergleich des Wärmeflusses von Titanlegierung und Edelstahl entlang der Pulsrohr- und Regeneratorwandung bei einer Rohrlänge von $l = 14,0 \text{ cm}$. Wandstärke und Durchmesser nach Tabelle 5.2 bzw. Tabelle 5.8	105
6.1.	Vergleich der Kühlleistungsdaten des Titan-Pulsrohrkühlers für unterschiedliche Betriebszustände	116
7.1.	Beschleunigungswerte gemessen an der Kaltfläche des Ti-PRK in longitudinaler und transversaler Richtung bei $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ und unterschiedlichen Druckamplituden Δp	134
7.2.	Geometrische Abmessungen der verwendeten Rohre für Pulsrohr und Regenerator des Koax-PRK aus [2], [11] und des SS-PRK aus [6], [12]	134
7.3.	Direkter Vergleich der ungedämpften und gedämpften Vibrationen auf der ersten und zweiten Kaltfläche des Titan-Pulsrohrkühlers für $\Delta p = 7 \text{ bar}$	153
8.1.	Charakteristische Parameter des Joule-Thomson- und des Pulsrohrkühlers	162
8.2.	Eigenschaften eines HTSL-rf-washer-SQUIDs mit einlagigem Flusskonzentrator und integriertem, koplanaren Resonator. Die Rauschmessung erfolgte in einer 4-schaligen μ -Metall Abschirmtonne mit einer (<i>analogen</i>) 900 MHz-Elektronik.	164
8.3.	Werte der mit einem Fluxgate gemessenen magnetischen Feldgradienten $\partial B_k / \partial k$ ($k \equiv X, Y, Z$) in der 4-fach μ -Metall Abschirmung am Ort des SQUID	167
8.4.	Eigenschaften des zweiten HTSL-rf-washer-SQUIDs mit einlagigem Flusskonzentrator und integriertem, koplanaren Resonator. Die Rauschmessung erfolgte in einer 4-schaligen μ -Metall Abschirmtonne mit einer (<i>analogen</i>) 900 MHz-Elektronik.	171
8.5.	Indirekter Vergleich zwischen Edelstahl- und Titan-Pulsrohrkühler durch theoretische Berechnung der magnetischen Feldwerte aufgrund von Vibrationen im Gradientenfeld einer μ -Metall Abschirmtonne bei $\Delta p = 7 \text{ bar}$ und $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$	175
A.1.	Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen	186
A.2.	Verzeichnis der verwendeten Symbole	190

1. Einleitung

Das Spektrum der Anwendungsmöglichkeiten für tiefe Temperaturen in Forschung und Industrie erweitert sich ständig. Verantwortlich hierfür sind zum einen die Entdeckung und Erforschung physikalischer Phänomene, wie zum Beispiel die Supraleitung, die Josephson-Effekte oder die Kühlung von Sensoren zur thermischen Rauschunterdrückung. Auch die Einführung neuer Verfahren zur Erzeugung bzw. Verarbeitung neuer Werkstoffe, sowie Methoden zur Wandlung und Übertragung von Energie und Information erweiterten den Anwendungsbereich tiefer Temperaturen. Im Jahre 1885 entwickelte *Carl von Linde* das Gegenstromverfahren mit Joule-Thomson-Entspannung zur Verflüssigung der Luft bei etwa 80 K. Seither sind zahlreiche Neuentwicklungen und Entdeckungen auf dem Gebiet der Erzeugung tiefer Temperaturen - auch Kryotechnik genannt - gemacht worden. Gleichzeitig erlebte die Tieftemperaturphysik, zu deren experimenteller Ausübung die Nutzung der Kryotechnik unabdingbare Voraussetzung ist, einen beachtlichen Aufschwung. In [1] findet sich ein chronologischer Überblick der Meilensteine auf dem Weg zu tiefen Temperaturen: angefangen von einer Salz-Eis-Mischung von -18°C durch Fahrenheit im Jahre 1717 bis hin zur Messung der antiferromagnetischen Kernspinordnung im Kupfer bei 60 Nanokelvin im Jahre 1988 durch Steiner et al.

Seit der Entdeckung der Supraleitung 1911 durch *Kamerlingh Onnes* sowie der Hochtemperatursupraleitung (*HTSL*) an oxidischen Keramiken durch *Bednorz und Müller* 1996 [2] wurden ständig neue und innovative Anwendungen der Supraleitung realisiert. Gleichermaßen stieg auch die Forderung und Notwendigkeit einer individuellen, der jeweiligen Anwendung angepassten (*adaptiven*) Art der Kühltechnik [3], [4]. Um den heutigen Anforderungen nach einer entsprechend anwendungsnahen Kälteversorgung gerecht zu werden, werden zunehmend in Forschung und Industrie die althergebrachten Kühlmethode mittels flüssigen Gasen wie z.B. Stickstoff (*LN₂*) oder flüssigem Helium (*LHe*) durch kontinuierlich arbeitende Gaskältemaschinen, welche (*in den meisten Fällen*) lediglich eine elektrische Stromversorgung benötigen, ersetzt. Die Vorteile liegen zum einen in einer Unabhängigkeit von der Versorgung mit kryogenen Flüssigkeiten und deren regelmäßigen Nachfüllintervallen und zum anderen in einer räumlichen Flexibilität der zu kühlenden Anwendung, da lageunabhängige Badkryostate nur sehr schwer zu realisieren sind [5]. Die Anwendungen reichen von der großtechnischen Kälteerzeugung zur Verflüssigung von Gasen über die Kühlung von großen, supraleitenden Magneten in der medizinischen Kernspinto-

1. Einleitung

mographie und Hochenergie-Physik bis hin zu Bauteilen in der Telekommunikation, Mikroelektronik, und Sensorik, wo nur verhältnismäßig geringe Kühlleistungen benötigt werden. Einen Überblick über die vielfältigen Anwendungsgebiete tiefer Temperaturen und deren Beschreibung findet sich in [6].

Eine Reihe von hochempfindlichen Sensoren, wie zum Beispiel Bolometer, Infrarot-Detektoren oder Spektrometer, müssen zur Verbesserung des Signal-Rauschverhältnisses gekühlt werden, um ihr Auflösungsvermögen zu steigern. Unter Ausnutzung des quantenmechanischen Tunneleffektes und der Flussquantisierung in supraleitenden Ringen lassen sich mit Hilfe eines aus supraleitenden Materialien aufgebauten Josephson-Kontaktes die heute empfindlichsten Messinstrumente für den magnetischen Fluss¹ ϕ herstellen. Über die vom magnetischen Fluss durchdrungene Fläche A lässt sich somit auch die magnetische Flussdichte² $B = \partial\phi/\partial A$ sehr empfindlich messen. Diese sogenannten **SQUIDS** (*engl.: Superconducting Quantum Interference Device*) werden bereits heute von einigen medizinischen Kliniken zu Untersuchungen der magnetischen Signale von Herz (*Magnetocardiography*) [7], [8] und Gehirn (*Magnetoencephalography*) [9], [10] eingesetzt. SQUID Sensoren aus Tieftemperatursupraleitern wie z.B. Niob erreichen Feldauflösungen von $10^{-15} T/\sqrt{Hz}$ bei Temperaturen von $T < 9 K$ [11]. Bei SQUIDS aus Hochtemperatursupraleitern — z.B. aus YBa_2CuO_{7-x} kurz YBCO genannt — wird ein Auflösungsvermögen von $10^{-14} T/\sqrt{Hz}$ bei Temperaturen von $T \leq 90 K$ erreicht [12]. Um das Interesse an der SQUID-Messtechnik und einer breiten Nutzung der supraleitenden Materialien auch außerhalb von Forschungseinrichtungen zu erwecken und für eine Reihe von kommerziellen Anwendungen zugänglich zu machen, ist es wichtig, zuverlässige, wartungsarme als auch preisgünstige und transportable Gesamt- bzw. Komplettsysteme zu entwickeln. Anwendungsgebiete für SQUID-Sensoren erschließen sich zum Beispiel in der zerstörungsfreien Materialprüfung (*engl.: nondestructive evaluation (NDE)*), der Medizintechnik (*engl.: biomagnetical application*) und der geophysikalischen Untersuchung (*engl.: geophysical prospection*). Eine breite Nutzung der supraleitenden Materialien findet in der Entwicklung von supraleitenden Kabeln für die widerstandslose Stromübertragung, als auch in elektronischen Schaltungen für Computer und in der mobilen Telekommunikation statt.

Für den kommerziellen Einsatz und den kontinuierlichen Betrieb von hochempfindlichen Sensoren ohne flüssiges Kryogen bzw. Badkryostaten ist es jedoch zwingend erforderlich, eine langlebige, zuverlässige, vibrations- und störfeldarme Kühlung zu verwenden, damit die Empfindlichkeit solcher Sensoren nicht durch induzierte Störsignale des Kühlsystems reduziert wird. Wünschenswert für den Anwender wäre ein „*unsichtbares Ein-Knopf-Gerät*“, welches zuverlässig im Hintergrund seine

¹Einheit: $[\phi] = \text{Weber} = \text{Vs}$

²Einheit: $[B] = \text{Tesla} = \text{Vs/m}^2$

Arbeit leistet [3]. Es gibt derzeit mehrere wissenschaftliche Arbeitsgruppen, die auf unterschiedliche Art und Weise versuchen, die direkte SQUID-Kühlung mit störrarmen Kühlsystemen bzw. mit aufwändiger Störunterdrückung zu verwirklichen.

Von den möglichen Gaskältemaschinen zur direkten Kühlung von SQUIDs ist der **Pulsrohrkühler** (*PRK*) aufgrund seines Aufbaues und seiner Funktionsweise von besonderem Interesse. Er zeichnet sich durch das Fehlen jeglicher bewegter Komponenten im Kaltteil des Systems aus, was mit einer vollständigen Verschleißfreiheit³ des Kaltkopfes einhergeht. Weiterhin folgt im Vergleich zu anderen Kühlsystemen aus seinem einfachen mechanischen Aufbau ein vibrationsarmer⁴ Kühlbetrieb für störempfindliche Anwendungen. Letztlich lassen sich durch eine kompakte Bauweise sehr handliche und flexible Systeme realisieren, die den erforderlichen Temperaturbereich von Raumtemperatur bis hinab zu 2,5 K abdecken können.

In der vorliegenden Arbeit wird der Aufbau, Test und die Optimierung eines metallischen, nichtmagnetischen einstufigen Pulsrohrkühlers für den Temperaturbereich bis hinab zu 30 K beschrieben. Bei diesem PRK-System wurde Wert auf einen einfachen und flexiblen Aufbau des Kaltkopfes gelegt, damit das Kühlsystem für ein möglichst breites Anwendungsspektrum und speziell in Verbindung mit empfindlichen SQUID Sensoren interessant wird. Der Einfluss der kühlerinduzierten Störungen auf das Ausgangssignal von hochempfindlichen HTSL-rf-washer-SQUID-Magnetometern wird in magnetisch abgeschirmter Umgebung untersucht und charakterisiert. Zur Reduzierung von auftretenden Störsignalen aufgrund von „Restvibrationen“ werden Anordnungen von mechanischen Vibrationsdämpfungen verwirklicht und diese anhand von Beschleunigungsmessungen und SQUID-Rauschmessungen charakterisiert.

Kapitel 2 gibt eine allgemeine Einführung und Motivation für die Notwendigkeit einer störrarmen und adaptiven Methode zur Kühlung von bestimmten Applikationen. Einige der bisher erzielten Ergebnisse und Fortschritte in der direkten SQUID-Kühlung mittels unterschiedlichen Gaskältemaschinen von verschiedenen Arbeitsgruppen werden dargestellt.

In **Kapitel 3** wird die allgemeine Funktionsweise eines Pulsrohrkühlers und die Entwicklung von unterschiedlichen Modifikationen eines solchen Kühlsystems wiedergegeben. Anhand eines Enthalpieflussmodells werden einige physikalische Grundlagen zur theoretischen Beschreibung des zugrunde liegenden Kühlprozesses erläutert.

Kapitel 4 beschreibt das Problem des Auftretens eines dissipativen Gas-

³Keine Gas-Dichtungen oder Gleitlager im Kaltteil.

⁴Keine mechanische Bewegung von massebehafteten Komponenten.

Gleichstromes (*engl.: DC-Flow*) in einem Pulsrohrkühler. Dieser Effekt tritt in Systemen auf, welche im sogenannten „*Double-Inlet-Modus*“ betrieben werden, wo es zu einem geschlossenen Kreislauf des Arbeitsgases innerhalb des Kaltkopfes kommen kann. Untersucht werden zwei indirekte Messmethoden zur Charakterisierung des DC-Flusses und die Möglichkeit der Kompensation, wodurch eine Leistungssteigerung von Pulsrohrkühlern ermöglicht wird.

In **Kapitel 5** und **Kapitel 6** wird der Aufbau und das Betriebsverhalten eines aus Titan und Titan-Legierung aufgebauten einstufigen Pulsrohrkühlers dargestellt.

In **Kapitel 7** werden die mechanischen Vibrationen der Kaltfläche mittels eines Beschleunigungssensors in drei orthogonal zueinander stehenden Raumrichtungen untersucht und deren Charakteristiken anhand von Beschleunigungsspektren beschrieben. Die noch vorhandenen Vibrationen lassen sich durch verschiedene Methoden einer mechanischen Vibrationsdämpfung reduzieren.

Kapitel 8.1 beschreibt den (*Gesamt*-)Einfluss des Kühlsystems — eine integrale Messung aller möglichen Störungen wie zum Beispiel Vibrationen, elektromagnetische Störungen, Temperaturfluktuationen usw. — auf das Ausgangssignal eines direkt gekühlten, hochempfindlichen HTLS-rf-washer-SQUID-Magnetometers mit einer Feldempfindlichkeit von $40 \text{ fT}/\sqrt{\text{Hz}}$ im Vergleich zu einem Joule-Thomson Kühler [13], dessen Arbeitsweise ebenfalls für die Kühlung von SQUID-Anwendungen prädestiniert ist.

Das **Kapitel 8.2** gibt den reduzierten Einfluss der passiv gedämpften mechanischen Vibrationen der Kaltfläche auf das SQUID-Rauschspektrum wieder.

Die Arbeit schließt in **Kapitel 9** mit einer Zusammenfassung der wesentlichen Ergebnisse und einem Ausblick in **Kapitel 10** auf weitere Möglichkeiten der Anwendung und Weiterentwicklung von Pulsrohr-Kühlsystemen für den wissenschaftlichen und kommerziellen Einsatz.

Im Verlauf dieser Arbeit wurden die wesentlichen Ergebnisse in folgenden Vorträgen und Posterpräsentationen auf Tagungen veröffentlicht:

- Vortrag bei der Frühjahrstagung des Arbeitskreises Festkörperphysik bei der DPG, vom 22. bis 26. März 1999 in Münster [14].
- Poster und Veröffentlichung bei der Applied Superconductivity Conference 1998, Desert Spring Resort, Palm Desert, California USA, September 13-18, 1998 [13].
- Poster und Veröffentlichung bei der 18. International Cryogenic Engineering Conference, Indian Institute of Technology, Mumbai, India, Februar 21-25, 2000 [15].
- Poster auf dem 235. WE-Heraeus-Seminar, Challenges of Applied Cryoelectrics, 26 - 28 April 2000, Schloss Rauischholzhausen, Ebsdorfergrund, Germany, 2000
- Vortrag und Veröffentlichung bei der Applied Superconductivity Conference 2000, Pavilion Convention Center, Virginia Beach, Virginia USA, September 17-22, 2000 [16].

Literaturverzeichnis

- [1] Bergmann-Schäfer, *Mechanik, Akustik, Wärme*, Lehrbuch der Experimentalphysik, Band 1, 10. Auflage, Walter de Gruyter, Berlin, New York, (1990), S. 812
- [2] Bednorz, J.G., and Müller, K.A., *Possible High T_c Superconductivity in the Ba-La-Cu-O System*, Z. Phys. B-Cond. Matter 64 (1986), p. 189–193
- [3] Nisenoff, M., *Cryocoolers and High-Temperature Superconductors: Advancing toward commercial Applications*, Cryocoolers 8, R.G. Ross, Jr., ed., Plenum Press, New York, (1995), p. 913–917
- [4] Martin, C.M., and Martin, J.L., *Design Consideration for Industrial Cryocoolers*, Proceedings of 10th ICC, Monterey, California, May 1998, in Ross, R. G. Jr. (Ed.), Cryocoolers 10, Kluwer Academic / Plenum Publishers, (1999), p. 823–828
- [5] Lucía, M.L., Hohmann, R., Faley, M.I., Soltner, H., Krause, H.-J., Spörl, G., Binneberg, A., Wolf, W., and Bousack, H., *Operation of HTS SQUIDS with a Portable Cryostat: a SQUID System in Conjunction with Eddy Current Technique for Non-Destructive Testing*, IEEE Trans. on Appl. Supercond. Vol. 7, (1997), p. 2878–2882
- [6] Frey, H., Haefler, A., *Tieftemperaturtechnologie*, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf (1981)
- [7] ter Brake, H.J.M., Aarnink, W.A.M., van den Bosch, P. J., Holland, H. J., Flokstra, J., Dössel, O., and Rogalla, H., *Operating High-T_c SQUIDS for a Multichannel Heart Scanner in an Unshielded Environment*, Proceedings of the 2nd Workshop on HTS Applications and New Materials (1995), 8th-10th May 1995, Enschede, NL
- [8] Koch, H., *SQUID-Magnetocardiography: Status and Perspectives*, Proceedings ASC'2000 held from 17.-22. September 2000 in Virginia Beach USA, to be published in IEEE Trans. Appl. Supercond. Vol. 10, in press (2001)
- [9] Kado, H., Higuchi, M., Shimogawara, M., Haruta, Y., Adachi, Y., Kawai, J., Ogata, H., and Uehara, G., *Magnetoencephalogram System Developed at KIT*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 4057–4062
- [10] Fife, A.A., Vrba, J., Robinson, S.E., Anderson, G., Betts, K., Burbank, M.B., Cheyne, D., Cheung, T., Govorkov, S., Haid, G., Haid, V., Hunter, G., Kubik, P.R., Lee, S., McKay, J., Reichl, E., Schroyen, C., Sekachev, I., Spear, P., Taylor, B., Tillotson, M., and Sutherling, W., *Synthetic Gradiometer Systems for MEG*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 4063–4068

-
- [11] Schoene, S., *Untersuchungen über die Drift und das Rauschen des Ausgangssignals von DC-SQUIDS*, Dissertation, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1996)
- [12] Dansker, E., Ludwig, F., Kleiner, R., Clark, J., Teepe, M., Lee, L.P., Alford, N.McN., and Button, T., *Low Noise $YBa_2Cu_3O_{7-x}$ — $SrTiO_3$ — $YBa_2Cu_3O_{7-x}$ Multilayers for Improved Superconducting Magnetometers*, Appl. Phys. Letters 67, (1995), p. 725–726
- [13] Hohmann, R., Lienerth, C., Zhang, Y., Bousack, H., Thummes, G., und Heiden, C., *Comparison of low noise cooling performance of a Joule-Thomson cooler and a pulse-tube cooler using a HT-SQUID*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 3688–3691
- [14] Lienerth, C., Hohmann, R., Zhang, Y., Bousack, H., Thummes, G., und Heiden, C., *Vergleichende Untersuchungen zur vibrationsarmen Kühlung eines HT-SQUID mittels eines Joule-Thomson- und eines Pulsrohrkühlers*, Verhandlungen der DPG, Reihe VI, Band 34, (1999), S. 974
- [15] Lienerth, C., Thummes, G., und Heiden, C., *Low-Noise Cooling of HT-SQUIDS by Means of a Pulse Tube Cooler with Additional Vibration Compensation*, Proceedings of the 18th International Cryogenic Engineering Conference (ICEC-18), Mumbai, India (2000), p. 555–558
- [16] Lienerth, C., Thummes, G., und Heiden, C., *Progress in Low Noise Cooling Performance of a Pulse-Tube Cooler for HT-SQUID Operation*, Proceedings ASC'2000 held from 17.-22. September 2000 in Virginia Beach USA, to be published in IEEE Trans. Appl. Supercond. Vol. 10, in press (2001)

2. Anforderungen an eine adaptive Kühltechnik

Aufgrund einer raschen Entwicklung von Anwendungen aus der Supraleitung und Tieftemperaturtechnologie [1] und dem Wunsch nach einer kommerziellen Verfügbarkeit musste sich auch die Kältetechnik weiterentwickeln. Um eine breite Markteinführung und Akzeptanz solcher Anwendungen zu erreichen ist jedoch jeweils eine angepasste (*adaptive*) und zuverlässige Kühlmethode erforderlich. Hierbei sollte auf die Realisierung eines Komplettsystems Wert gelegt werden, welches nach Möglichkeit von flüssigen Kühlmitteln wie LN_2 , LN_e oder LHe unabhängig ist. Für einen kontinuierlichen und wartungsarmen Dauerbetrieb kommen nur (*Gas*-)Kältemaschinen in Frage, die wiederum ganz bestimmte Kriterien erfüllen müssen, welche von der jeweils zu kühlenden Applikation vorgegeben werden.

Nach [2], lassen sich diese Anforderungen an das Kühlsystem nach wirtschaftlichen und technischen Gesichtspunkten aufteilen:

- Wirtschaftliche Anforderungen:
 - angemessene (*niedrige*) Investitionskosten (*z.B. 10% der Gesamtkosten*)
 - angemessene (*niedrige*) Betriebskosten (*unbeaufsichtigter Betrieb, niedrige Wartungskosten, geringe Eingangsleistung*)
 - Zuverlässigkeit und lange Lebensdauer bzw. lange Wartungsintervalle (*engl.: MTBF¹*)
- Technische Anforderungen:
 - Ausreichende (*Netto*-)Kühlleistung bei einer gegebenen Betriebstemperatur
 - hohe Temperaturstabilität sowie geringe Abkühlzeit und Minimaltemperatur für die Betriebsbereitschaft
 - neutrales Betriebsverhalten (*z.B. niedrige mechanische Vibrationen, elektromagnetische Störungen, geringer Geräuschpegel*)
 - an die Anwendung angepasste Systemauslegung (*optimierte Größe, leichte Integration in bestehende Anlagen*)

¹MTBF: Mean Time Before Failure

Betrachtet man die Anwendungen von empfindlichen Sensoren wie z.B. Infrarot Sensoren oder HTSL-SQUIDS so können sich externe Störeinflüsse auf solche Sensoren negativ auf das Ausgangssignal auswirken und somit die eigentliche Messaufgabe beeinträchtigen. Solche externen Störeinflüsse, wie z.B. Temperaturfluktuationen, Vibrationen oder elektromagnetische Störungen dürfen die Feldempfindlichkeit der verwendeten SQUIDS durch kühlerbedingte Störungen nicht einschränken [3], [4]. Da ein Ziel dieser Arbeit der Aufbau, die Optimierung und Test eines einstufigen Pulsrohrkühlers zur störarmen Kühlung von empfindlichen Sensoren ist, werden im folgenden verschiedene Möglichkeiten der Kühlung von SQUID-Sensoren mit ihren Vor- und Nachteilen vorgestellt.

2.1. Einteilung von Gaskältemaschinen

Gaskältemaschinen lassen sich prinzipiell anhand der Art der verwendeten Wärmetauscher in zwei Kategorien einteilen.

2.1.1. Systeme mit regenerativem Kühlkreislauf

Besitzt das Kühlsystem als Wärmetauscher einen Wärmespeicher (*Regenerator*) der abwechselnd von warmem und kaltem Arbeitsgas durchströmt wird und in dem die zu übertragende Wärmemenge vorübergehend in einer porösen Füllmasse von großer Wärmekapazität zwischengespeichert wird, so spricht man von einem regenerativen Kühlkreislauf bzw. einer regenerativen Gaskältemaschine. Der Regenerator vollzieht einen örtlich alternierenden instationären Wärmeaustausch mit dem Gas. Zu dieser Gruppe von Kühler zählen der Stirling-Kühler, der Gifford-McMahon-, sowie der Pulsrohrkühler, deren nähere Beschreibung und Funktionsweise in [3], [5], [6] sowie in Kapitel 3 zu finden sind.

2.1.2. Systeme mit rekuperativem Kühlkreislauf

Die rekuperativen Gaskältemaschinen arbeiten mit einem kontinuierlichen Gasstrom. Der physikalische Unterschied zum regenerativen Gaskreislauf besteht darin, dass die Vorgänge zum Wärmeaustausch bzw. Wärmeübertragung im Beharrungszustand in den Regeneratoren periodisch veränderlich sind und in den Rekuperatoren zeitlich unveränderlich bleiben, da keine Wärmespeicherung notwendig ist. Der rekuperative Wärmetauscher ist durch zwei koaxial oder parallel verlaufende Leitungen aus möglichst gut wärmeleitenden Material ausgelegt, in denen das Arbeitsgas parallel zu einander strömt. Je nachdem, ob sich das warme und kalte Arbeitsmedium in die gleiche oder entgegengesetzte Richtung bewegen, spricht man von einem Gleichstrom- oder Gegenstromwärmetauscher. Der Wärmeaustausch zwischen dem wärmeren auf das kältere Arbeitsmedium - in vielen Fällen ein Gas oder Ammoniak - wird über

die Wandungen des verwendeten Rohrmaterials vollzogen. Nach [5] gehören in diese Gruppe der Claude-Kreislauf, der Joule-Brayton- und Joule-Thomson-Kreislauf.

2.2. Möglichkeiten und Randbedingungen zur Kühlung von SQUID-Sensoren

Der supraleitende Materialzustand ist durch das Auftreten spezifischer Eigenschaften und Effekte, wie zum Beispiel dem widerstandslosen Stromtransport, der Flussquantisierung in supraleitenden Ringen oder den Josephson-Effekten gekennzeichnet. Unter Ausnutzung dieser Eigenschaften lassen sich Sensoren zur hochauflösenden Messung von Magnetfeldern und elektromagnetischer Strahlung realisieren. Im Bereich der HTSL-Sensoren wird in den meisten Fällen das Material Yttrium-Barium-Kupfer-Oxid ($YBa_2CuO_{7-\delta}$), kurz YBCO genannt, eingesetzt, da es von allen bisher bekannten HTLS-Materialien am besten charakterisiert und technologisch gut beherrschbar ist. SQUID-Magnetometer, deren Funktion auf den Josephson-Effekten beruhen [7], sind die derzeit empfindlichsten Sensoren zur Messung magnetischer Felder. Sie werden in Anwendungen genutzt, die Magnetfeldauflösungen im Bereich von $0,01 - 10 \text{ pT}/\sqrt{Hz}$ bei Frequenzen von $0,1 \text{ Hz} - 1,0 \text{ kHz}$ erfordern. Einsatzgebiete finden sich in der zerstörungsfreien Materialprüfung (*engl.: nondestructive evaluation; kurz NDE*), der geophysikalischen Untersuchung des Erdbodens [8] oder beispielsweise in biomagnetischen Messaufgaben der Magnetokardiographie (MKG) [9] oder der Magnetoenzephalographie (MEG) [10].

Bei den letztgenannten (*klinischen*) Systemen ist die zur Anwendung kommende Kühlmethode ein entscheidender Punkt für die Akzeptanz bei den Anwendern. Im Bereich der Forschung und Entwicklung in Laboratorien ist die Kühlung von SQUIDS mittels LN_2 oder anderen flüssigen Kryogenen eine schnelle und kostengünstige Methode, indem man die Sensoren oder Materialien in direkten Kontakt mit dem Kühlmittel bringt. Damit ist man allerdings an die Siedetemperatur bzw. an den eingeschränkten Temperaturbereich zwischen den Tripelpunkt und dem kritischen Punkt des verwendeten Kryogens gebunden. Bei industriellen Anwendungen wird der Einsatz von stickstoffgekühlten Systemen oft durch eine Hemmschwelle erschwert oder sogar verhindert. Hier ist es an der Zeit, in Pilotprojekten, Prototypen und Machbarkeitsstudien verstärkt Komplettsysteme aufzubauen, die auf flüssiges Kryogen verzichten und vornehmlich die Tauglichkeit und Zuverlässigkeit von Gaskältemaschinen hervorheben [11]. Der klare Vorteil von Maschinenkühlung liegt in dem einfacheren Betrieb, da keine Nachfüllintervalle des Kühlmittels beachtet werden müssen und darin, dass der gesamte Bereich von tiefen Temperaturen bis hinab zu $2,5 \text{ K}$ erreicht werden kann, was zu einer potentiellen Verbesserung der SQUID-Eigenschaften (*z.B. geringeres thermisches Rauschen, geringere*

Änderung der SQUID-Parameter) führt [13], [12]. Betrachtet man die möglichen Temperaturbereiche der verflüssigten Gase unterhalb der Sprungtemperatur der Hochtemperatursupraleiter-Materialien so gibt es eine Lücke zwischen 44 K und 54 K. Diese kann durch den Einsatz von Gaskältemaschinen geschlossen werden.

Nachdem im vorangegangenen die Anforderungen an ein Kühlsystem formuliert wurden, sollen im folgenden verschiedene Kältemaschinen bzw. Kühlmethoden (*direkte und indirekte*) vorgestellt sowie die bisher erzielten Ergebnisse beschrieben werden.

2.2.1. Direkte Kühlung von HTSL-SQUIDs

2.2.1.1. Peltier-Kühler

Peltier-Elemente nutzen die Umkehrung des thermoelektrischen Effektes (*Seebeck-Effekt*) zur Erzeugung von Kälteleistung. Da es sich hierbei nicht um einen mechanischen, sondern um einen elektrischen Effekt handelt, zeichnet sich ein Kühlsystem dieser Art durch einen einfachen Aufbau, Zuverlässigkeit, geringes Gewicht, Lageunabhängigkeit und absolute Vibrationsfreiheit aus. Hübener et al. [14], [15] erreichten für eine vier-stufige Kaskadenanordnung Temperaturen von bis zu 149 K, was jedoch oberhalb der kritischen Temperatur für derzeitige Hochtemperatursupraleiter liegt. Hier liegt es an der Materialforschung, für Temperaturen unter 200 K neue Halbleitermaterialien mit hohen thermoelektrischen Gütefaktoren (*Seebeckkoeffizienten*) zu entwickeln [16].

2.2.1.2. Stirling-Kühler

Seit einigen Jahren haben sich Stirling-Kühler als zuverlässige und kompakte Kältemaschinen für die Detektor- und Sensorkühlung im militärischen² und zivilen Bereich³ nicht zuletzt durch ihren hohen Wirkungsgrad etabliert. Bei der direkten SQUID-Kühlung führt jedoch die Bewegung des massiven Verdrängerkolbens, welcher im Idealfall gleichzeitig als Regenerator ausgelegt ist, aufgrund von mechanischen Vibrationen und elektromagnetischen Störungen zur Verschlechterung des Auflösungsvermögens. Abhilfe kann hier nur eine räumliche Trennung der SQUIDs von der Kaltfläche schaffen.

Von Khare und Chaudhari wird in [17] von dem Betrieb eines Bikristall-HTSL-SQUIDs (*Feld-zu-Fluss-Koeffizient*: $154 \text{ nT}/\phi_0$) mittels eines integralen⁴, miniaturisierten Stirling-Kühlers der Firma INFRAMETRICS Inc. in 2-facher μ -Metall

²Infrarotdetektoren für taktische Waffensysteme

³z.B. in Wärmebild-Kameras zur Kühlung des CCD-Sensors

⁴Kompressor und Kaltkopf sind nicht voneinander durch eine Verbindungsleitung getrennt.

2. Anforderungen an eine adaptive Kühltechnik

Abschirmung berichtet. Vergleichende Messungen im Stickstoffkryostaten (*Frequenzbereich*: 1 – 10 Hz) zeigten keine wesentlichen Unterschiede im Rauschspektrum (*Feldempfindlichkeit*: 75 pT/ $\sqrt{\text{Hz}}$ bei 1 Hz und 10 pT/ $\sqrt{\text{Hz}}$ bei 10 Hz). Dieser speziell verwendete SQUID ist jedoch aufgrund seines hohen intrinsischen Rauschens nicht für die Charakterisierung der Störungen eines Kühlsystems geeignet, wodurch die Ähnlichkeit der Rauschspektren bei LN₂ und Maschinenkühlung zu erklären ist. Vergleichsmessungen in [18] ergaben elektromagnetische Störungen dieses Kühlers im Bereich von mehreren μT bei diskreten Frequenzen (*Arbeitsfrequenz des Kühlers*).

Analoge Untersuchungen zu kühlerinduzierten Störungen wurden von ter Brake et al. [19] mit einem Split-Stirling-Kühler der Firma SIGNAL USA (*Typ*: 7058) und einem integrierten Bikristall-SQUID (*Feld-zu-Fluss-Koeffizient*: 17 nT/ ϕ_0 , *Feldempfindlichkeit in LN₂*: 500 fT/ $\sqrt{\text{Hz}}$) durchgeführt. Bei laufendem Kühler verschlechterte sich die Feldempfindlichkeit um drei Größenordnungen, was auf elektromagnetische Störungen und Vibrationen der Kaltfläche zurückgeführt werden konnte. In einem zweiten Aufbau gelang es, durch die geschickte Anordnung zweier Split-Stirling-Kühler (*Phasenjustage der Kompressorbewegung*) die elektromagnetischen Störsignale durch Vibrationen des Kompressors um einen Faktor 50 und die des Verdrängers um einen Faktor 20 zu dämpfen [20].

2.2.1.3. Gifford-McMahon-Kühler

Gifford-McMahon Kühler (GMK) sind die „Arbeitspferde“ in der Kryotechnik, wenn es um die zuverlässige Bereitstellung von Kälteleistung geht. Allerdings treten bei Anwendungen in Verbindung mit SQUID-Sensoren ähnliche Probleme wie bei dem Stirling-Kühler auf, da sich ebenfalls ein massiver Verdrängerkolben im Kaltteil bewegt. Da dieser vornehmlich aus metallischen Materialien gefertigt ist, können über remanente und über Wirbelstromeffekte induzierte magnetische Felder den SQUID-Betrieb beeinträchtigen bzw. sogar unmöglich machen. Zusätzlich unterliegen dessen Dichtungsringe oder Gleitlager aufgrund von Verschleisserscheinungen bestimmten zeitlichen Wartungsintervallen, wo ein Austausch dieser Teile notwendig ist. Kaiser et al. [21] setzten einen kommerziellen GM-Kühler der Firma LEYBOLD (*Modell*: RB 210) zur Kühlung eines HTSL-SQUIDs ein, was zu einer beträchtlichen Störung des Betriebes führte und den Schluss zuließ, dass eine (*störarme*) direkte Kühlung mit GM-Kühlern nicht möglich ist.

2.2.1.4. Joule-Thomson-Kühler

Hohmann et al. [22] realisierten mit einem kommerziellen Joule-Thomson Kühler der Firma APD (*Modell* CRYOTIGER® KC 100) für Messaufgaben in der zerstörungsfreien Materialprüfung ein störarmes, direkt gekühltes HTSL-rf-SQUID Messsystem. Dazu mussten einige Veränderungen am Kühlsystem vorgenommen werden [23], so dass

in Verbindung mit dem Kühler eine Feldauflösung von $300 fT/\sqrt{Hz}$ für Frequenzen oberhalb von $100 Hz$ erreicht wurde, welche um 43% oberhalb des Wertes im LN_2 lag.

Messungen mit einem HTSL-rf-washer-SQUID-Magnetometer (*Feldempfindlichkeit im LN_2 : $40 fT/\sqrt{Hz}$ bei $f > 30 Hz$*) in abgeschirmter Umgebung [24] zeigten ein weißes Rauschen von $60 fT/\sqrt{Hz}$ und ein breites Band von kühlerinduzierten Störungen im Bereich von $100 - 400 Hz$, welche in Kapitel 8 näher vorgestellt werden.

2.2.1.5. Pulsrohrkühler

Ein Pulsrohrkühler zeichnet sich dadurch aus, dass er gänzlich ohne bewegte Teile im Kaltteil auskommt, was zu geringen Vibrationen, einer einfachen Bauweise und einer hohen Zuverlässigkeit durch geringe Störanfälligkeit führt. Eine genaue Beschreibung der Funktionsweise und des Aufbaues eines solchen Kühlsystems findet sich in Kapitel 3 und Kapitel 5.

Erstmals wurde 1996 von Thummes et al. [25] die Integration zweier rf-Mikrowellen-SQUIDs, welche als Magnetometer und axiales Gradiometer betrieben werden konnten, mit einem koaxialen einstufigen Pulsrohrkühler realisiert. Die bei Betrieb mit dem PRK gemessenen Rauschspektren bei einer Temperatur von $60 K$ in einer 2-lagigen μ -Metall Abschirmung wiesen keinerlei Verschlechterung gegenüber den Messungen bei $77 K$ im LN_2 auf. Die Feldempfindlichkeit der verwendeten Mikrowellen-SQUIDs lag im Bereich von einigen pT/\sqrt{Hz} [26].

Bei den Untersuchungen von Gerster [27] mit einem planarem HT-dc-SQUID-Gradiometer (*Basislänge von $4 mm$, effektive Fläche von $0,2 mm^2$*) an einem aus nicht metallischen Materialien aufgebauten Vier-Ventil-Pulsrohrkühler war der SQUID direkt an der Kaltfläche montiert. Vergleichsmessungen im LN_2 ergaben eine unabhängige Gradientenempfindlichkeit im Frequenzbereich $40 Hz - 1,1 kHz$ von $700 fT/(cm\sqrt{Hz})$. Analog zu den Untersuchungen an dem in dieser Arbeit vorgestellten Pulsrohrkühler (*siehe Kapitel 8*) konnte bei einem (*Arbeits-*)Druckhub von $\Delta p = 8,4 bar$ ein Störsignal im $1/f$ Abfall des SQUID-Rauschspektrum mit einer Höhe von $1 pT/(cm\sqrt{Hz})$ bei der Arbeitsfrequenz ($f_{puls} = 4,0 Hz$) und deren Harmonischen sichtbar gemacht werden. Hingegen lag bei Druckhuben unter $4,4 bar$ das kühlerinduzierte Störsignal unterhalb des Rauschniveaus des Sensors. Es sollte jedoch erwähnt werden, dass die Verwendung eines Gradiometers zur Charakterisierung der kühlerinduzierten Störungen ebenfalls ungeeignet erscheint, da die homogenen Felder in der Umgebung des SQUIDs durch eine Gradiometeranordnung intrinsisch kompensiert werden.

Weitere Ergebnisse zur Kühlung und zur Arbeitsweise eines hochempfindlichen HTSL-rf-washer-SQUIDs (*Feldempfindlichkeit: $40 fT/\sqrt{Hz}$*) in Verbindung mit einem Joule-Thomson- und Pulsrohrkühler [24] werden in Kapitel 8 vorgestellt und miteinander verglichen.

2.2.2. Möglichkeiten der Unterdrückung von Störsignalen

Wie in den vorangegangenen Abschnitten beschrieben, werden bei direkter Maschinenkühlung teilweise erhebliche Einflüsse auf das SQUID-Signal detektiert. Um die Störungen zu reduzieren bzw. zu minimieren können am Kühlsystem Umbaumaßnahmen vorgenommen werden. Beispiele hierfür werden in Kapitel 7.5 und Kapitel 8.2 für den Fall eines Pulsrohrkühlers wiedergegeben.

2.2.2.1. Digitale Filterung

Sind die Störquellen eines (*Kühl-*)Systems hinreichend genau bekannt bzw. analysiert und durch bauliche Maßnahmen nicht weiter zu reduzieren, so kann das Messsignal über eine digitale Signalverarbeitung am Computer von dem Störsignal getrennt werden z.B. durch eine Bandsperre (*Notch-Filter*) für den 50 Hz Peak, was jedoch auch teilweise mit einem Verlust an Messsignal einhergeht [28], [29]. Weitere Möglichkeiten der Störungsentkopplung sind:

2.2.2.2. Zeitliche Entkopplung der Störungen

Eine zeitliche Entkopplung der Störungen bedeutet, dass während der Dauer einer empfindlichen Messung das Kühlsystem gestoppt wird. Die benötigte Kälteleistung muss in dieser Zeitspanne einem thermischen Puffer entzogen werden, welcher zuvor von dem Kühlsystem abgekühlt wurde [30], [31]. Möglich ist auch, mit dem Kühler in einem geschlossenen Gaskreislauf eine gewisse Menge an Gas (*z.B. Helium, Stickstoff*) zu verflüssigen [32]. Anschließend wird das System gestoppt und die latente Wärme des Phasenüberganges kann zur Kühlung der Sensoren verwendet werden. Ist die Flüssigkeit verdampft, wird das Kühlsystem wieder in Betrieb genommen.

2.2.2.3. Räumliche Entkopplung der Störung

Eine räumliche Entkopplung der Störungen bedeutet, dass das zu kühlende System nicht in direktem Kontakt mit der Kältemaschine steht, sondern sich die störfelderzeugenden Komponenten etwas entfernt befinden. Die benötigte Kühlleistung am Ort des Sensors kann zum Beispiel über Festkörper-Wärmeleitung [33], [34] oder einen zirkulierenden (*Gas-*)Kreislauf eines Kühlmediums [35], [36] erfolgen. Der Vorteil dieser Anordnung liegt darin, dass man auf leistungsstarke und konventionelle Kältemaschinen zurückgreifen kann, die nicht direkt für den störrahmen Betrieb ausgelegt sind.

An der Universität Gießen konnte durch Tröll [37] in Verbindung mit einem Gifford-McMahon- und einem Stirling-Kühler ein geschlossener Neonkreislauf verwirklicht werden, wobei die Verbindung zwischen Sensor und Kaltfläche durch flexible PTFE-Leitungen (*Teflon-Schläuche*) realisiert wurde. Zur Anwendung kam dieses

System in Kombination mit rf-Mikrowellen-SQUIDs [26] bei Wirbelstrommessungen an Flugzeugfelgen, wobei keine Verschlechterung der Messgenauigkeit durch das Kühlsystem festgestellt wurde.

Die vorangehend aufgezeigten Möglichkeiten stellen jedoch jeweils einen erhöhten Aufwand im Aufbau des Systems dar, was die Geometrie und das Gewicht eines zu realisierenden kompakten SQUID-Aufbaus vergrößert. Aus diesen Gründen ist es wichtig, störarme und zuverlässige Kühler zu entwickeln, um eine direkte Kühlung von hochempfindlichen Sensoren ohne Einbuße an Auflösungsvermögen zu ermöglichen.

Literaturverzeichnis

- [1] Braginski, A.I., *Superconducting Electronics Coming to Market*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 2825–2836
- [2] Thummes, G., and Heiden, C., *Adaptive Cooling on the Basis of Pulse Tube Refrigerators*, Vieweg, Festkörperprobleme, Advances in Solid State Physics 38, (1999), p.583–592
- [3] Heiden, C., *Pulse Tube Refrigerators: A Cooling Option for High-T_c SQUIDs*, in SQUID Sensors: Fundamentals, Fabrication and Application, edited by Harold Weinstock, NATO ASI Series E: Applied Sciences - vol. 329 (1996), p.287–306
- [4] Evan, B.E., and Richardson, R. N., *Pulse Tube Cooler for HTS Devices*, Cryogenics, Vol. 37, Issue 10, (1997), p. 695–697
- [5] Walker, G., *Cryocoolers, Part1 and Part 2*, Plenum Press, New York (1983)
- [6] Frey, H., Haefler, A., *Tieftemperaturtechnologie*, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf (1981)
- [7] Josephson, B.D., *Possible New Effect in Superconductive Tunneling*, Physics Letters 17 (1962), p. 251–253
- [8] Bick, M., Panaitov, G., Wolters, N., Zhang, Y., Bousack, H., Braginski, A.I., Kalberkamp, U. Burkhard, H., Matzander, U., *A HTS rf SQUID Vector Magnetometer for Geophysical Exploration*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 3780–3785
- [9] Erné, S.N., and Lehmann, J., *Magnetocardiography, an Introduction*, in SQUID Sensors: Fundamentals, Fabrication and Application, edited by Harold Weinstock, NATO ASI Series E: Applied Sciences - vol. 329 (1996), p.395–412
- [10] Kado, H., Higuchi, M., Shimogawara, M., Haruta, Y., Adachi, Y., Kawai, J., Ogata, H., and Uehara, G., *Magnetoencephalogram Systems developed at KIT*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 4057–4062
- [11] Rowell, J. M., *Recommended Directions of Research and Development in Superconducting Electronics*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 2837–2848
- [12] ter Brake, H. J. M., Asrnink, W.A.M., van den Bosch, P.J., Hilgenkamp, J.W.M., Flokstra, J., and Rogalla, H., *Temperature dependence of the Effective Sensing Area of High-T_c SQUIDs*, Supercond. Sci. Technol. (1997), 10, p. 512–515

-
- [13] Rogalla, H., *Superconducting electronics*, Cryogenics, Vol. 34, (1994), p. 25–30
- [14] Hübener, R.P., and Tsuei, C.C., *Prospects for Peltier Cooling of Superconducting Electronics*, Cryogenics, Vol. 38, Issue 3, (1998), p. 325–328
- [15] Metzger, T., Hübener, R.P., *Modelling and Cooling Behaviour of Peltier Cascades*, Cryogenics, Vol. 39, Issue 3, (1999), p. 235–239
- [16] Strähle, J.W., Rath, S., Hans, T., Metzger, T., Nissel, T., Hübener, R.P., und Kemmler-Sack, S., *Aussichten der Peltier-Kühlung für die supraleitende Elektronik*, Verhandlungen der DPG (VI) 34 (1999), Frühjahrstagung vom 22.-16.03.1999 in Münster, S. 958
- [17] Khare, N., and Chaudhari, P., *Appl.Phys.Lett.* 65, vol.18, (1994), pp. 2353–2355
- [18] Hohmann, R., und Soltner, H., *Interner Bericht*, Forschungszentrum Jülich GmbH, (1994)
- [19] H.J.M.terBrake, H.J.Holland, and H.Rogalla, *Stirling Cooler Magnetic Interference Measured by a High-T_c SQUID Mounted on the Cold Tip*, Cryocoolers 9, Edited by R.G. Ross, Jr., Plenum Press, New York, (1997), p. 935–942
- [20] Rijpma, A. P., Verberne, J. F. C., Witbreuk, E. H. R., and ter Brake, H. J. M., *Vibration reduction in a set-up of two split type Stirling cryocooler*, Cryocoolers 9, Edited by R.G. Ross, Jr., Plenum Press, New York, (1997), p. 727–736
- [21] Kaiser, G., Dörrer, I., Matthes, A., Seidel, P., Schmidl, F., Schneidewind, H., and Thürk, M., *Cooling of HTSC Josephson Junctions and SQUIDs with Cryo-Refrigerators*, Proceedings of the 15th International Cryogenic Engineering Conference, held 7-10 June, 1994 in Genova, Italy, p. 891–894
- [22] Hohmann, R., Krause, H.-J., Soltner, H., Faley, M.I., Zhang, Y., Copetti, C.A., Bousack, H., and Braginski, A.I., *HTS SQUID System with Joule-Thomson Cryocooler for Eddy Current Nondestructive Evaluation of Aircraft Structure*, IEEE Trans. on Appl. Supercond., Vol. 7, (1997), p. 2860–2865
- [23] Hohmann, R., Soltner, H., Krause, H.-J., Wolf, W., Bousack, H., Faley, M.I., Lucía, M.L., and Spörl, G., *Integration of HTS SQUIDs with Portable Cooling Devices for the Detection of Materials Defects in Non-Destructive Evaluation*, Cryocoolers 9, Edited by R.G. Ross, Jr., Plenum Press, New York, (1997), pp. 925–934
- [24] Hohmann, R., Lienerth, C., Zhang, Y., Bousack, H., Thummes, G., und Heiden, C., *Comparison of low noise cooling performance of a Joule-Thomson cooler and a pulse-tube cooler using a HT-SQUID*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 3688–3691
- [25] Thummes, G., Landgraf, G., Mück, M., Klundt, K., and Heiden, C., *Operation of a High-T_c SQUID Gradiometer by Use of a Pulse Tube Refrigerator*, Proceedings of ICEC16/ICMC, Kitakyushu, Japan, 20th - 24th May 1996, T. Haruyama, T. Mitsui, and K.Yamafuji, eds., Elsevier Science, Oxford, New York, Tokyo, (1997), p. 283–286

- [26] Zhang, Y., Mück, M., Braginski, A.I., and Töpfer, H., *High-Sensitive Microwave RF SQUID Operating at 77 K*, Supercond. Sci. Technol. 7 (1994)
- [27] Gerster, J., *Störrarmer Vier-Ventil-Pulsrohr-Refrigerator zur Kühlung von hochempfindlichen supraleitenden Magnetfeldsensoren*, Dissertation, Institut für Festkörperphysik, Friedrich–Schiller–Universität Jena (1999)
- [28] Sata, K., Fujimoto, S., Fukui, N., Haraguch, E., Kido, T., Nishiguchi, K., and Kang, -M., *Development of SQUID Based Systems Cooled by GM/JT Cryocoolers*, Proceedings of ICEC16/ICMC, Kitakyushu, Japan, 20th - 24th May 1996, T. Haruyama, T. Mitsui, and K.Yamafuji, eds., Elsevier Science, Oxford, New York, Tokyo, (1997), p. 283–286
- [29] Fujimoto, S., Kazami, K., Takada, Y., Yoshida, T., Ogata, H., and Kado, H., *Cooling of SQUIDs using a Gifford-McMahon Cryocooler containing Megnetic Regenerative Material to measure biomagnetism*, Cryogenics, Vol. 35, Issue 2, (1995), p. 143–148
- [30] Kaiser, G. Thürk, M., Seidel, P., *Signal-to-noise ratio improvement of HTSC bolometers for cryocooler operation using a thermal compensation principle*, Cryogenics, Vol. 35, Issue 7, (1995), p. 463–465
- [31] Kaiser, H. G., *Untersuchungen zur Refrigerator Kühlung von HTSL-Sensoren für Magnetometrie und Bolometrie*, Dissertation, Institut für Festkörperphysik, Friedrich–Schiller–Universität Jena (1997)
- [32] Thummes, G., Wang, C., and Heiden, C., *Small Scale ^4He Liquefaction using a Two-Stage Pulse Tube Cooler*, Cryogenics, Vol. 38, Issue 3, (1998), p. 337–342
- [33] ter Brake, H. J. M., Blom, C. J. H. A., Holland, H. J., Rijpma, A. P., and Rogalla, H., *Construction and Test of a Hight- T_c SQUID-based Heart Scanner cooled by small Stirling Cryocoolers*, ICEC 17 (1998), Ed. D. Dew-Hughes, R. G. Scurlock and J.H.P. Watson, IOP Publishing Ltd, London, p. 341–344
- [34] Vanderbemden, P., *Design of an A.C. susceptometer based on a Cryocooler*, Cryogenics, Vol. 38, Issue 8, (1998), p. 839–842
- [35] Tröll, J., and Heiden, C., *Low Noise Gas Flow Cryosystem for Cooling Hight T_c -SQUID*, Proceedings of ICEC16/ICMC, Kitakyushu, Japan, 20th - 24th May 1996, T. Haruyama, T. Mitsui, and K.Yamafuji, eds., Elsevier Science, Oxford, New York, Tokyo, (1997), p. 453–456
- [36] van den Bosch, P.J., Holland, H. J., terBrake, H.J.M., and Rogalla, H., *Closed-Cycle Gas Flow System for Cooling of High T_c d.c. SQUID Magnetometers*, Cryogenics, Vol. 35, Issue 2, (1995), p. 109–116
- [37] Tröll, J., *Ein störrarmes System zur Kühlung kryoelektrischer Bauelemente im Temperaturbereich des flüssigen Stickstoffes*, Dissertation, Institut für Angewandte Physik, Justus–Liebig–Universität Gießen (1997)

3. Grundlagen des Pulsrohrkühlers

In diesem Kapitel soll das allgemeine Funktionsprinzip eines Pulsrohrkühlers (*PRK*) und die zum prinzipiellen Aufbau benötigten Komponenten eines solchen Kühlsystems vorgestellt werden. Durch Modifizierung und Erweiterungen des Aufbaues erhält man verschiedene Ausführungen des Pulsrohrkühlers, die im folgenden beschrieben werden.

3.1. Allgemeines Funktionsprinzip

Die Arbeitsweise dieser regenerativ arbeitenden Gaskältemaschine basiert auf dem Grundprinzip des Stirling'schen Verfahrens. Bei diesem zyklischen Prozess wird durch Kompression am warmen Ende und Expansion eines Arbeitsgases am kalten Ende des Systems Wärme zwischen unterschiedlichen Temperaturniveaus befördert.

Als grundlegende Komponenten zum Aufbau des Kaltkopfes eines Pulsrohrkühlers wird ein Regenerator, ein Pulsrohr und jeweils ein kalter (*KWT*) und warmer Wärmetauscher (*WWT*) benötigt (*siehe Abbildung 3.1*). Pulsrohr und Regenerator sind über den kalten Wärmetauscher, welcher in der Schemazeichnung nach Abbildung 3.1 gleichzeitig als Kaltfläche dient, miteinander verbunden. An dieser Stelle werden die zu kühlenden Objekte montiert. Ein Druckwellengenerator (*Kompressor*) erzeugt die für den Arbeitszyklus erforderlichen zeitlichen Druckoszillationen $p(t)$.

Der Regenerator besteht aus einem porösen Material (*Regeneratormatrix*), welches eine möglichst hohe volumetrische spezifische Wärmekapazität besitzen sollte, damit ein guter Wärmeaustausch zwischen Regeneratormatrix und dem durchströmenden Gas gewährleistet ist [1]. Zum anderen sollte er dem Gasfluss einen möglichst geringen Widerstand entgegensetzen (*geringer Druckverlust*). Die Matrix dient weiterhin dazu, die Wärme von dem ein- und ausströmenden Gas aufzunehmen, bzw. abzugeben und das über den Regenerator in das kalte Ende des Pulsrohres einströmende Gas abzukühlen. Im idealen Fall nimmt das Gas an jedem Ort die Temperatur der Regeneratormatrix an. Die wichtigen Punkte, die bei der Auswahl der Regeneratormaterialien für die entsprechenden Temperaturbereiche zu beachten sind, finden sich in [2] und [3].

Im Pulsrohr oszilliert das Arbeitsgas in einer von außen durch den Druckwellengenerator vorgegebenen Art und Weise, so dass ein Wärmetransport vom kalten

3. Grundlagen des Pulsrohrkühlers

zum warmen Ende des Pulsrohres stattfindet. Diese Wärme wird über den warmen Wärmetauscher an die Umgebung abgegeben. Die durch die periodische Expansion erzeugte Kälteleistung wird durch den kalten Wärmetauscher auf das zu kühlende Objekt übertragen. Diese hier beschriebenen Komponenten befinden sich zur thermischen Isolation (*Vermeidung von Verlusten durch Wärmeleitung über Gasmoleküle*) innerhalb eines Vakuumbehälters. Je nach Konfiguration des Pulsrohrkühlers (siehe Kapitel 3.2) schließt sich an das warme Ende des Pulsrohres ein sogenanntes Ballastvolumen bzw. Gasreservoir an.

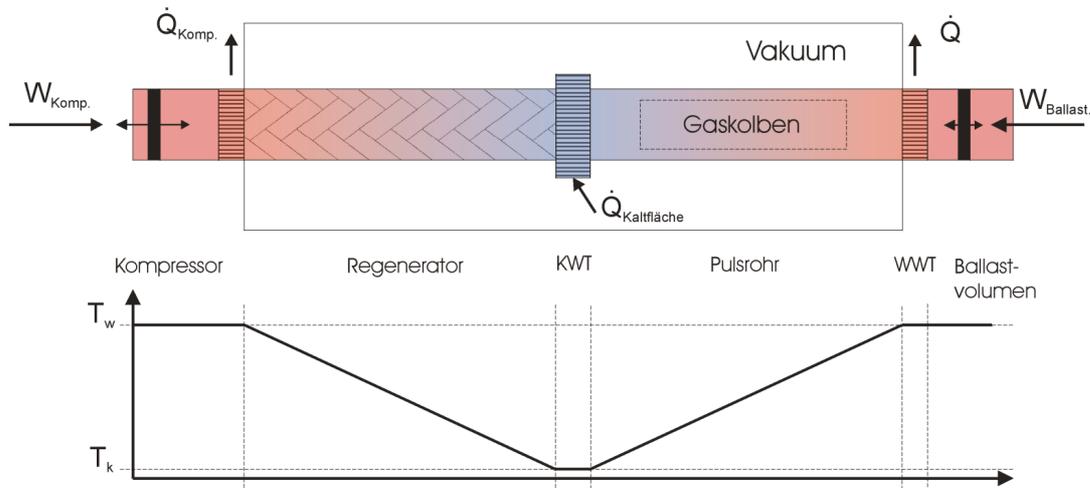


Abbildung 3.1.: Schemazeichnung der Komponenten eines Pulsrohrkühlers zur Verdeutlichung des Funktionsprinzips (nach [4])

Zur Erzeugung der zeitlich periodischen Druckschwankungen bzw. Druckwellenformen $p(t)$ im Pulsrohr wird ein geeigneter Druckwellengenerator benötigt. Ähnlich wie bei einem Gifford-McMahon-Kühler kann die Druckvariation zum einen durch einen Kompressor, welcher einen Hochdruck- und Niederdruckbereich mit dem Arbeitsgas generiert, und ein nachgeschaltetes (*Rotations-*)Ventil erzeugt werden. Das Ventil verbindet periodisch alternierend die beiden Druckbereiche mit dem Kaltkopf - man spricht von einem „*GM-Type Pulsrohrkühler*“. Zum anderen kann die Druckoszillation wie bei einem Stirling-Kühler durch einen Verdichterkolben generiert werden - hier spricht man von einem „*Stirling-Type Pulsrohrkühler*“. Bei beiden Varianten muss in der Verdichtereinheit das Gas entweder isotherm¹ komprimiert werden oder das komprimierte Gas wieder auf Umgebungstemperatur abgekühlt werden. Dies bedeutet, dass dem verdichteten Gas die entstehende Verdichtungswärme wieder entzogen werden muss (*vornehmlich durch Wasser oder Luftkühlung des Kompressors*).

¹Prozess, bei dem die Temperatur konstant bleibt.

Das Gas innerhalb des Pulsrohres beschreibt den folgenden idealisierten Kreisprozess:

Kompression: In der Hochdruckphase (*HD*) strömt Gas vom Kompressor durch den Regenerator und wird vorgekühlt. Das bereits im Pulsrohr befindliche Gas (*Gaskolben*) wird hierdurch adiabatisch² komprimiert und erwärmt sich zumindest in einem Teilbereich auf der rechten (*warmen*) Seite über die Umgebungstemperatur.

Verschiebung des Gaskolbens nach rechts: Ein Teil des komprimierten (*heißen*) Gases tritt in Kontakt mit dem warmen Wärmetauscher, wobei die Kompressionswärme an die Umgebungstemperatur abgegeben wird.

Expansion: In der Niederdruckphase (*ND*) wird das Gas im Pulsrohr adiabatisch expandiert. Hierbei kühlt sich das Gas am kalten Wärmetauscher unter die Temperatur am Regeneratorausgang ab. Der Gaskolben bewegt sich nur innerhalb des Pulsrohres und überträgt die geleistete Arbeit des Kompressorkolbens an den an der Kaltfläche vorliegenden Gasstrom.

Verschiebung des Gaskolbens nach links: Das zuvor expandierte und abgekühlte Gas strömt aus dem Regenerator aus und nimmt die zuvor an die Regeneratormatrix abgegebene Wärme wieder auf. Da das Gas beim Austritt jedoch etwas kälter ist als zuvor beim Einströmen, kommt es in einem solchen Zyklus zu einer geringen Abkühlung im Regenerator.

Nach dem Durchlaufen mehrerer solcher Kreisprozesse stellt sich die im unteren Bild aus Abbildung 3.1 skizzierte Temperaturverteilung³ innerhalb der einzelnen Komponenten ein. Das im Anwendungsfall zu kühlende Objekt bewirkt eine kontinuierliche Zuführung einer gewissen Wärmemenge an den kalten Wärmetauscher, welche bei jedem Zyklus von der unteren Temperatur T_k zur Umgebungstemperatur T_w gepumpt wird. Die zeitlich gemittelte Temperaturverteilung bleibt somit konstant.

Im Gegensatz zum Stirling- oder Gifford-McMahon Kühler besitzt der Pulsrohrkühler keine massiven bewegten Teile im Kaltteil des Systems. Die Erzeugung der für den Kühlprozess wichtigen Phasenverschiebung zwischen Druck und Massenfluss am kalten Ende (*optimal wären 0° - siehe Enthalpieflusstheorie, Kapitel 3.5.1*) wird durch den oszillierenden Gaskolben im Pulsrohr erzeugt. Dieser ersetzt den massiven Verdrängerkolben in den konventionellen Kühlsystemen, welcher in manchen Ausführungen separat angetrieben wird. Die Möglichkeit zur Einstellung der Phasenverschiebung wird durch verschiedene Modifikationen des Pulsrohrkühlers ermöglicht, welche im folgenden beschrieben werden.

²Prozess, bei dem keine Wärme mit der Umgebung ausgetauscht wird.

³Vereinfacht wird hier ein linearer Verlauf der zeitlich gemittelten Temperaturen im Pulsrohr und Regenerator angenommen.

3.2. Standard-Typen von Pulsrohrkühlern

3.2.1. Basis-Pulsrohrkühler

Ende der fünfziger Jahre beobachtete Gifford eher zufällig an einem Rohr, welches an einer Abzweigung von einer Hochdruckleitung montiert war, einen Abkühleffekt [5]. Über die Erzeugung von Kälte mittels eines Pulsrohres und eines Regenerators in der Anordnung nach Abbildung 3.2 (a) wurde erstmals 1964 von Gifford und Longworth auf einem Treffen der *American Society of Mechanical Engineers (ASME)* berichtet [6]. Dieser damalige Aufbau wird heute als Basis-Typ-Pulsrohrkühler (*BPRK*) bezeichnet [7]. Die Erklärung für den Abkühlprozess gelang mit Hilfe des Prinzips vom schrittweisen Oberflächenwärmepumpen [5], [8], [9], [10]. Hierbei spielt die thermische Wechselwirkung zwischen dem Gas im Pulsrohr und der Rohrwandung eine entscheidende Rolle [11]. Die Kühlwirkung dieses Effektes war jedoch für viele Anwendungen im Bereich der Tieftemperaturphysik nicht ausreichend (*erreichte Minimaltemperaturen von 124 K, [12]*), so dass dieses Verfahren heute praktisch keine Rolle mehr spielt. Die Enthalpieflusstheorie (*siehe Kapitel 3.5.1*), welche von idealen Voraussetzungen ausgeht (*adiabatisches Verhalten des Gases im Pulsrohr*), sagt für den BPRK eine Phasenverschiebung von Druck und Massenfluss am kalten Ende von 90° voraus, womit keine Kühlwirkung zustande kommen dürfte. Die thermische Wechselwirkung des Gases mit der Rohrwandung (*dies entspricht der Abweichung vom adiabatischen Verhalten*) bedeutet einen zusätzlichen Term in der Enthalpiefluss-Gleichung, mit dem die Phasenverschiebung kleiner als 90° und somit eine Kühlwirkung d.h. die Erzeugung eines mittlerer Enthalpieflusses möglich wird. Trotz der relativ geringen Kühlleistung, die sich in dieser Konfiguration erzielen lassen, ist der Mechanismus und das Verständnis des Oberflächenwärmepumpen Gegenstand aktueller Forschungen [13], [14].

3.2.2. Orifice-Pulsrohrkühler

Im Jahre 1984 beschrieben Mikulin et al. [15] eine entscheidende Verbesserung gegenüber dem Basis-Typ-Pulsrohrkühler, mit der eine rasante Entwicklung von Pulsrohrkühlern zu immer tieferen Temperaturen und höheren Leistungszahlen begann [7].

Um den Gas-Massenfluss durch das Pulsrohr sowie die Abgabe der Kompressionswärme an den warmen Wärmetauscher zu erhöhen, erweiterten Mikulin et al. den Basis-Typ-Pulsrohrkühler am warmen Ende des Pulsrohres durch die Einführung einer Engstelle⁴ (*engl.: Orifice*) sowie eines Gasreservoirs (*Ballastvolumen*).

⁴Strömungswiderstand bzw. Impedanz einer Engstelle, realisiert durch ein Drossel-Ventil oder Kapillare.

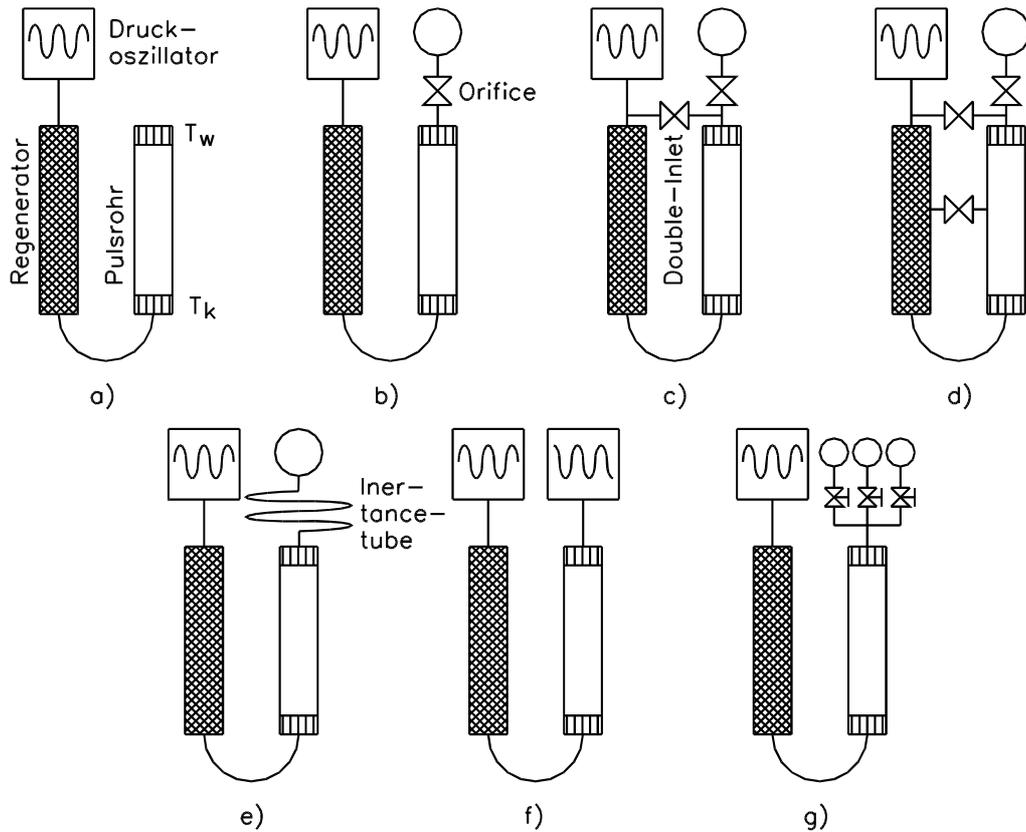


Abbildung 3.2.: PRK-Versionen: a) Basis-PRK (BPRK), b) Orifice-PRK (OPRK), c) Double-Inlet-PRK (DIPRK), d) Multi-Inlet-PRK (MIPRK), e) Inertance-Tube-PRK (IPRK), f) 4-Ventil-PRK (FVPRK), g) Active-Buffer-PRK

Durch diese zusätzliche Verschiebung des Arbeitsgases ist mehr Gas(-masse) am Wärmetransport beteiligt. Abbildung 3.2 (b) zeigt den Aufbau des sogenannten Orifice-Pulsrohrkühlers (OPRK). Durch dieses pneumatische RC -Glied (*Analogie zur Elektronik, Widerstand R : Flusswiderstand, Kapazität C : Gasvolumen*), konnte die Phasenverschiebung zwischen Druck und Massenfluss am kalten Ende wesentlich optimiert werden. Es werden Winkel von etwa 30° [16] und Minimaltemperaturen der Kaltfläche von 49 K [17] erreicht. Mit einer angepassten Druckwellensteuerung sind von [18] in diesem Betriebsmodus bisher 40 K erreicht worden .

Ein Teil des in der Hochdruckphase durch den kalten Wärmetauscher einströmenden Gases trägt nicht zum Kühleffekt bei. Es wird für die Verrichtung der Arbeit beim Komprimieren des permanenten im Pulsrohr verbleibenden Gaskolbens sowie für die Verschiebung des Gases durch den warmen Wärmetauscher in das Ballastvolumen benötigt. Dieser Gasanteil stellt für die Pulsrohrkühler in der Orifice-Konfiguration einen Verlustmechanismus dar, weil er den Regenerator unnötig mit der Zwischenspeicherung von Wärme belastet.

3.2.3. Double-Inlet-Pulsrohrkühler

Die entscheidende Verbesserung des Orifice-Pulsrohrkühlers gelang Zhu et al. 1990 durch die Einführung eines zweiten Gas-Einlasses (*engl.: Double-Inlet*) in das Pulsrohr [19]. Zwischen dem warmen Ende von Regenerator und Pulsrohr wird eine Engstelle — gewöhnlich ein Ventil oder eine Kapillare — montiert, mit der es möglich ist, warmes Gas von oben in das Pulsrohr einströmen zu lassen. Dieser Gasstrom stellt eine Entlastung für den Regenerator dar, weil dieser Gasanteil nicht mehr durch die Regeneratormatrix strömt und dort seine mitgeführte Wärme zwischenspeichert. Somit reicht ein geringerer Massenfluss am kalten Wärmetauscher aus, um im Vergleich zum OPRK die gleiche Kühlleistung zu erbringen [20]. Der zweite Einlass und dessen Gasstrom dient weiterhin zum besseren Druckaufbau und zur Kompression bzw. Expansion der Gassäule im Pulsrohr sowie der Steigerung des Massenflusses durch den warmen Wärmetauscher. Hierdurch werden Phasenverschiebungen zwischen Druck und Massenfluss am kalten Ende von $\leq 30^\circ$ erreicht. Abbildung 3.2 (c) zeigt die Anordnung dieses sogenannten Double-Inlet-Pulsrohrkühlers (*DIPTR*), mit dem Minimaltemperaturen von 24 K erreicht wurden [21].

3.3. Weitere Ansätze und Modifikationen zur Phaseneinstellung

In den letzten Jahren der Entwicklung stand das Ziel im Vordergrund, alternative Möglichkeiten zur Einstellung einer optimalen Phasenlage zwischen Druck und Massenfluss am kalten Ende zu ermöglichen [22], verschiedene Druckwellengeneratoren zu implementieren, sowie die Reduzierung der Verlustmechanismen zu optimieren. Somit existieren bis heute eine Vielzahl von weiteren Varianten an Pulsrohrsystemen, die letztendlich auf der Einfachheit des mechanischen Aufbaues eines solchen Kühlsystems zurückzuführen sind. Als Beispiel seien hier nur einige Varianten angeführt:

3.3.1. Multi-Inlet-PRK

Zhou et al. [23], [24] fügten zur Erhöhung der Kühlleistung gemäß Abbildung 3.2 (d) weitere Nebeneinlässe (*MIPTR*) zwischen Regenerator und Pulsrohr ein.

3.3.2. Inertance-Tube-PRK

Der Anschluss einer langen Kapillare sowie eines Ballastvolumens am warmen Ende des Pulsrohres erlaubt ebenfalls durch die Variation von Länge und Durchmesser der Kapillare die Einstellung der Phasenlage [25], [26], [27]. Man spricht von einem

Inertance-Tube-PRK (*IPRK*) aufgrund der Eigenschaften von Trägheit und Induktivität in Analogie zur Elektronik (*engl.: inertia und inductance*), die die Kapillare der Strömung des Gases entgegenbringt. Der schematische Aufbau ist in Abbildung 3.2 (e) zu sehen. Computersimulationen und experimentelle Untersuchungen von Zhu et al. [28] zeigten, dass sich durch solch eine Anordnung im Gegensatz zu einem Orifice- und Double-Inlet Ventil die geleistete pV-Arbeit am kalten Wärmetauscher verbessern lässt. Dieser Effekt macht sich jedoch erst bei höheren Pulsfrequenzen ($f_{puls} \geq 10 \text{ Hz}$) bemerkbar, wobei für eine bestimmte Frequenz jeweils eine optimale Dimensionierung der Kapillare bezüglich Länge und Durchmesser existiert.

In zahlreichen Untersuchungen wurde versucht, die Phasenlage am warmen Ende separat über die zusätzliche Ansteuerung mit einem zweiten Rotationsventil (*erreichte einstufige Minimaltemperatur: 31.7 K [29]*) oder mit einem zweiten Kolben am warmen Ende (*erreichte einstufige Minimaltemperatur: 23.5 K [30]*) einzustellen. Zur Vereinfachung eines solchen Aufbaues wurden Vier-Ventil-Pulsrohrkühler (*FVPRK*) entwickelt.

3.3.3. Vier-Ventil-PRK

In einem solchen System nach Abbildung 3.2 (f) wird die Phasenverschiebung ähnlich einem GM-Kühler aktiv über eine direkte pneumatische Ansteuerung der Strömungsverhältnisse am warmen Ende des Pulsrohres eingestellt [31], [32], [33]. Hierzu existieren vier Ventile mit exakten Schaltzeiten in einem einzigen Rotationsventil, womit Minimaltemperaturen unter 21 K und Kühlleistungen von 30 W bei 80 K bei einer Kompressor-Eingangsleistung von $2,4 \text{ kW}$ erreicht werden [34]. Damit reichen die realen Leistungszahlen von FVPRK und DIPRK mittlerweile zum Teil an die von konventionellen, regenerativen Kühlern heran [35]. Die Vorteile dieser Anordnung sind, dass zum einen kein Ballastvolumen mehr benötigt wird und zum anderen ein im OPRK und DIPRK vorhandener Verlustmechanismus — der sogenannte „*hot-end-loss*“ [36], [37] — vermieden wird. Der Gasstrom in den zuführenden und abführenden Leitungen erfolgt nur jeweils in eine Richtung. Somit ist kein Wärmetauscher am warmen Ende des Pulsrohres nötig, welcher im realen Falle niemals einen idealen Wärmeaustausch vollziehen kann. Die Wärme des ausströmenden Gases wird über die nachfolgenden Bauteile wie Kompressor und Zuleitungen abgeführt.

3.3.4. Active-Buffer-PRK

Von Matsubara et al. wurde 1996 eine weitere Modifikation nach Abbildung 3.2 (g) vorgestellt [38], [39]. Durch die Einführung von mehreren Ballastvolumina und Orifice-Ventilen am warmen Ende des Pulsrohres, welche einzeln eingestellt und elektromagnetisch geschaltet werden können, lassen sich die hohen auftretenden Druckdifferenzen an den Ventilen verringern, was zu einer Reduktion der damit verbundenen Verluste führt.

3.3.5. Zwei- und mehrstufige Pulsrohrkühler:

Mehrstufige Pulsrohrkühler werden heute zum Erreichen von Temperaturen unterhalb von 20 K , speziell aber für Anwendungen im Temperaturbereich des flüssigen Heliums von $4,2\text{ K}$ und darunter eingesetzt. Hierbei wird das kalte Ende einer Pulsrohrstufe als Vorkühlung für das warme Ende der nachfolgenden Stufe verwendet. Es wird unterschieden, ob das warme Ende des Pulsrohres einer tieferen Stufe am kalten Ende der darüberliegenden Stufe oder direkt wie das Pulsrohr der ersten Stufe sich auf Raumtemperatur befindet [40]. Bei solchen Systemen eröffnen sich weitere Varianten und Möglichkeiten, wie die Art der Vorkühlung realisiert werden kann. Zum Beispiel gelang es 1996 Thummes et al. [41], mit einer zweistufigen Anordnung über eine flüssig-Stickstoffvorkühlung unter Verwendung von ^4He die bisher tiefste mit einem Pulsrohrkühler erreichte Temperatur von $2,07\text{ K}$ zu erzielen. Ohne flüssiges Kryogen ist eine Vorkühlung über einen einstufigen [42] bzw. zweistufigen GM-Kühler [32] möglich. Diese Art von System wird allgemein als „Hybrid-Kühler“ bezeichnet. Entscheidend für das Erreichen dieser tiefen Temperaturen solcher Systeme ist die Auswahl und Verwendung der richtigen Regeneratormaterialien wie in [2], [3] beschrieben wird sowie eine möglichst genaue Kenntnis der auftretenden thermischen Verluste, um diesen entgegenwirken zu können [43].

3.4. Unterschiedliche Möglichkeiten des geometrischen Aufbaues eines PRK

Zum Aufbau eines Pulsrohrkühlers sind prinzipiell die in Abbildung 3.3 schematisch dargestellten unterschiedlichen geometrischen Anordnungen der einzelnen Komponenten möglich [44].

Eine lineare Anordnung von Pulsrohr und Regenerator nach Teilbild a) ermöglicht den auf die Kühlleistung bezogenen effektivsten Aufbau eines PRK-Systems. Vorteile hierbei sind die Vermeidung von Totvolumina im Kaltbereich — hier mit T_k bezeichnet, da das Arbeitsgas nicht in seiner Strömungsrichtung umgelenkt werden muss. Hieraus resultiert weiterhin ein gleichmäßiger Strömungsübergang des Gases vom Regenerator in das Pulsrohr und umgekehrt, ohne zusätzliche Bildung von Turbulenzen durch eine Gasumlenkung. Für manche Anwendungen ist es jedoch von Nachteil, dass sich der Kaltkopf zwischen den beiden warmen Enden T_w des Systems befindet, was die Montage von Applikationen und die flexible Handhabung des Systems für bestimmte Anwendungen erschwert. Verwendung findet diese Anordnung z.B. in den Miniatur-Leistungskühlern der US Firma TRW, welche speziell für Weltraumanwendungen auf Satelliten konzipiert sind [45].

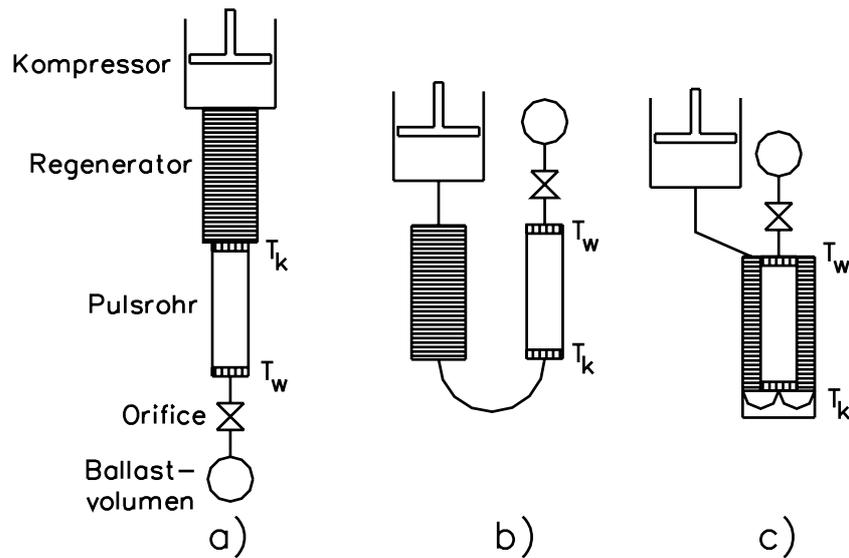


Abbildung 3.3.: Unterschiedliche Möglichkeiten des geometrischen Aufbaus eines Pulsrohrkühlers: a) Lineare Anordnung, b) U-Rohr-Anordnung und c) koaxiale Anordnung von Pulsrohr und Regenerator

Den kompaktesten, jedoch auch konstruktiv aufwändigsten Aufbau erreicht man mit einer koaxialen Anordnung von Pulsrohr und Regenerator nach Abbildung 3.3 Teilbild c). Hierbei ist besonders auf die thermische Isolierung zwischen den beiden Komponenten zu achten. Durch den relativ engen Kontakt kommt es aufgrund der unterschiedlichen Temperaturprofile von Pulsrohr und Regenerator im Betrieb zu einem radialen dissipativen Wärmefluss, welcher die Effektivität des Systems reduziert. Der kalte Wärmetauscher dient gleichzeitig als Kaltfläche und sollte eine möglichst homogene Gasumlenkung mit wenig Totvolumen ermöglichen.

Als dritte Variante für einen kompakten und konstruktiv einfachen Aufbau ist eine U-förmige Anordnung nach Teilbild b) möglich. Der direkte thermische Kontakt von Pulsrohr und Regenerator ist beseitigt bei gleicher Gesamtlänge des Systems wie in der koaxialen Anordnung. Für Variante b) und c) gilt, dass sich die zu kühlenden Anwendungen relativ einfach montieren lassen und das Gesamtsystem flexibel einsetzbar ist, wenn man den Kaltkopf durch eine Transferleitung vom Kompressor bzw. Rotationsventil abkoppelt.

3.5. Theoretische Grundlagen zum Pulsrohrkühler

3.5.1. Enthalpiefluss-Analyse

Eine thermodynamische Beschreibung der Vorgänge in einem Stirling-Kühler kann das sogenannte Enthalpieflussmodell liefern, welches von Radebaugh et al. auf die Beschreibung für Orifice- und Double-Inlet-Pulsrohrkühler übertragen wurde [46] ,[16].

3. Grundlagen des Pulsrohrkühlers

Die Betrachtungen setzen als Arbeitsmedium ein ideales Gas, sowie adiabatisches Verhalten im Pulsrohr und einen idealen Regenerator voraus (*isothermes Verhalten, kein Enthalpiefluss vom Regenerator zum Pulsrohr*). Zur Vereinfachung werden sinusförmige Funktionen für die Beschreibung des Druckes und der Massenflüsse angenommen.

Das Ziel der Enthalpiefluss-Analyse ist es, die Kühlleistung bzw. den Enthalpiefluss am kalten Wärmetauscher zu bestimmen. Unter Anwendung des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik auf die Bedingungen am kalte Ende des Systems erhält man nach [16] die Enthalpiebilanz nach Gleichung 3.1, wobei der Enthalpiefluss \dot{H} , der Massenfluss \dot{m} , der Druck p sowie die Temperatur T im folgenden zeitabhängige, periodische Funktionen der Frequenz $f = \frac{\omega}{2\pi}$ sind.

$$\dot{Q}_k = \langle \dot{H} \rangle - \langle \dot{H}_{reg} \rangle \quad (3.1)$$

- \dot{Q}_k : Kühlleistung am kalten Ende
- $\langle \dot{H} \rangle$: Enthalpiefluss durch das Pulsrohr innerhalb eines Zyklus
- $\langle \dot{H}_{reg} \rangle$: Enthalpiefluss durch den Regenerator innerhalb eines Zyklus

Die Voraussetzung eines idealen Regenerators bedeutet $\langle \dot{H}_{reg} \rangle = 0$. In diesem Fall wird Gleichung 3.1 zu $\dot{Q}_{k,ideal} = \langle \dot{H} \rangle$. Der Enthalpiefluss eines idealen Gases in einem offenen System wird beschrieben durch

$$\dot{H} = \dot{m} \cdot c_p \cdot T, \quad (3.2)$$

wobei c_p die spezifische Wärme bei konstantem Druck und \dot{m} der Massenfluss ist. Der über die Zeitdauer τ eines Arbeitszyklus gemittelte Enthalpiefluss ist dann

$$\langle \dot{H} \rangle = \frac{c_p}{\tau} \cdot \oint \dot{m} \cdot T \cdot dt \quad (3.3)$$

Unter Verwendung der Zustandsgleichung für das ideale Gas — $p \cdot V = m \cdot R_s \cdot T$ — wobei p und V der Druck und das Volumen sowie R_s und m die spezifische Gas-konstante und die Masse des Arbeitsgases sind, kann Gleichung 3.3 umgeschrieben werden zu

$$\langle \dot{H} \rangle = \frac{c_p \cdot A_{PR}}{\tau \cdot R_s} \cdot \oint v \cdot p \cdot dt \quad (3.4)$$

Hierin sind A_{PR} die Querschnittsfläche des Pulsrohres und v die Strömungsgeschwindigkeit des Arbeitsgases. Für die Annahme von sinusförmigen Änderungen des Strömungs-, Druck-, Temperatur- und Massenflusses erhält man nach Gleichung 3.3 und Gleichung 3.4 die Abhängigkeit

$$\langle \dot{H} \rangle \propto \cos(\vartheta) \quad (3.5)$$

Der Winkel ϑ beschreibt die Phasendifferenz zwischen \dot{m} und T aus Gleichung 3.3 bzw. zwischen v und p aus Gleichung 3.4. Wie in Kapitel 3.2 und 3.3 beschrieben, lässt sich dieser Phasenwinkel durch verschiedene Modifikationen am Pulsrohrkühler einstellen und variieren. Der Enthalpiefluss bzw. die Kühlleistung am kalten Ende wird umso größer, je kleiner die Phasendifferenz ϑ wird (*maximale Kühlleistung wenn $\vartheta = 0^\circ$*).

Um die Kühlleistung für einen expliziten Fall berechnen zu können, wird nach Gleichung 3.3 der Massenfluss am kalten Wärmetauscher $\dot{m} = \dot{m}_k$ benötigt. Dieser ergibt sich unmittelbar aus der Kontinuitätsgleichung für den Massenfluss und wurde erstmals von Radebaugh in [16] für ein ideales Gas nach Gleichung 3.6 beschrieben.

$$\dot{m}_k = \frac{T_w}{T_k} \cdot \dot{m}_w + \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{V_{PR}}{R_s \cdot T_k} \cdot \dot{p}_{PR} \quad (3.6)$$

T_k/T_w	:	Verhältnis der Temperaturen am kalten und warmen Ende des Pulsrohres
\dot{m}_k/\dot{m}_w	:	Verhältnis von Massenfluss am kalten zum warmen Ende des Pulsrohres
V_{PR}	:	Pulsrohrvolumen
R_s	:	spezifische Gaskonstante (für Helium $R_{He} = 2077 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$)
$\gamma = c_p/c_v$:	Adiabatenkoeffizient (für Helium $\gamma_{He} = 5/3$)
\dot{p}_{PR}	:	zeitliche Ableitung des Druckes im Pulsrohr

Der Massenfluss \dot{m}_k am kalten Ende setzt sich nach Gleichung 3.6 aus zwei Anteilen zusammen: zum einen aus dem Massenfluss \dot{m}_w am warmen Ende, welcher aufgrund der Dichteänderung zwischen warmem und kaltem Ende mit dem Normierungsfaktor T_w/T_k zu multiplizieren ist und zum anderen Teil aus dem Anteil der adiabatischen Kompression des Arbeitsgases im Pulsrohr $\propto \dot{p}_{PR}$. Wird der Orifice-PRK betrachtet, so gilt unter Vernachlässigung des Totvolumens des warmen Wärmetauschers $\dot{m}_w = \dot{m}_0$, wobei \dot{m}_0 dem Massenfluss durch das Orifice-Ventils in das Ballastvolumen entspricht. Wird der Double-Inlet-PRK betrachtet, so kann ein Teil des Gases \dot{m}_2 vom Ballastvolumen am Pulsrohr vorbei durch den zweiten Einlass abfließen, und der Massenfluss am warmen Pulsrohrende beträgt somit $\dot{m}_w = \dot{m}_0 - \dot{m}_2$. Die Verdeutlichung der Phasenlagen zwischen den unterschiedlichen Massenflüssen und dem Druck kann durch die Darstellung in einem Zeigerdiagramm nach Abbildung 3.4 erfolgen. Die Massenfluss- und Druckgrößen beschreiben hierbei keine zeitlichen Funktionen mehr, sondern sind komplexe Zeiger, die die Amplitude und die Phase der jeweiligen Sinusfunktionen repräsentieren.

Analog zur Beschreibung in Kapitel 3.2 verkleinert der Massenfluss \dot{m}_2 des DIPRK durch das Double-Inlet-Ventil im Vergleich zum Orifice-PRK den Phasenwinkel ϑ

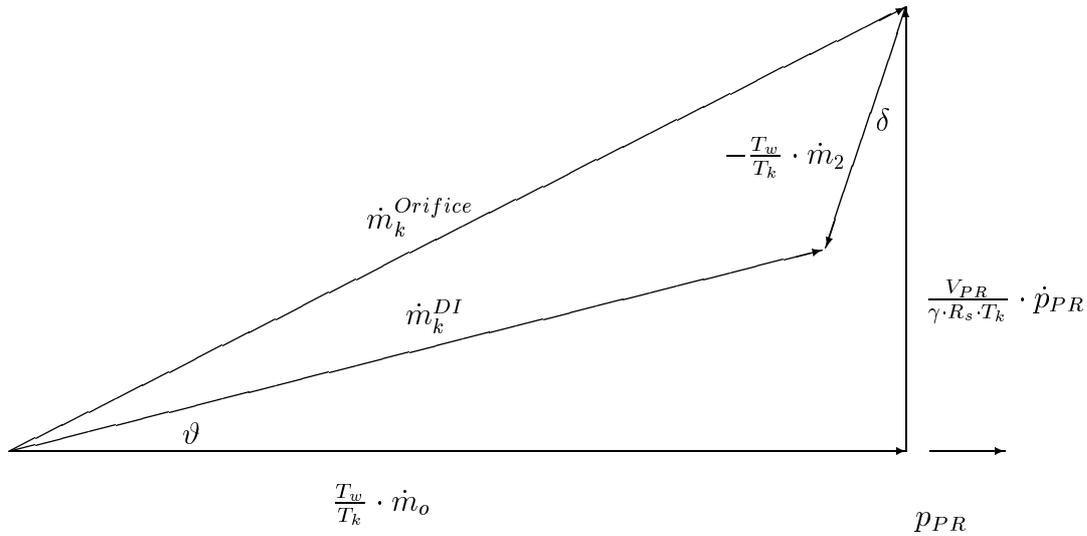


Abbildung 3.4.: Darstellung der Phasenverschiebung ϑ von Massenflüssen und Drücke eines Pulsrohrkühlers im Orifice- bzw. Double-Inlet-Modus durch ein Vektorzeigerdiagramm

zwischen \dot{m}_k und p_{PR} und die Amplitude des Massenflusses am kalten Ende. Der Winkel δ gibt die Phasenlage des Massenflusses durch das Double-Inlet-Ventil an. Nach [47] ergeben sich experimentelle Werte von etwa $\delta \approx 50^\circ$. Durch Einsetzen von \dot{m}_k nach Gleichung 3.6 in Gleichung 3.3 erhält man die ideale Kühlleistung am kalten Ende des Pulsrohres für die Temperatur T_k durch Gleichung 3.7.

$$\dot{Q}_{k,ideal} \equiv \langle \dot{H} \rangle = \frac{c_p}{\tau} \oint \dot{m}_k \cdot T_k \cdot dt = \frac{1}{2} \cdot \frac{R_s \cdot \bar{T}_k}{\bar{p}_{PR}} \cdot \dot{m}_k \cdot p_{PR} \cdot \cos(\vartheta) \quad (3.7)$$

Für die Betrachtung dieser Vorgänge bei tiefen Temperaturen, zum Beispiel bei zweistufigen Pulsrohrkühlern, kann man nicht mehr von einem idealen Gas ausgehen. Hier muss die Theorie auf reale Gase und deren Eigenschaften erweitert werden. Darstellungen hierzu finden sich zum Beispiel in [3] und [48], [49].

3.5.2. Numerische Verfahren

Neben den rein analytischen Methoden aus der Thermo- und Strömungsdynamik zur Beschreibung der thermodynamischen Eigenschaften von einzelnen Komponenten eines Pulsrohrkühlers existieren auch theoretische Modelle und Computerprogramme zur Simulation und Optimierung eines Pulsrohrkühlersystems. Hier soll lediglich ein kurzer Verweis auf weiterführende Arbeiten oder Software gegeben werden.

3.5.2.1. Harmonische Näherung - elektrisches Analogiemodell

Auf der Grundlage der in [50] beschriebenen harmonischen Näherung der Funktionen von Druck und Massenfluss können über Laplace-Transformationen die zeitabhängigen Funktionen in Vektoren bzw. komplexe Zahlen transformiert werden. In [51] wird darauf aufbauend ein Modell eines Pulsrohrkühlerkaltkopfes entwickelt, welches die einzelnen Komponenten des Systems in Analogie zur Elektronik durch elektrische Bauteile ersetzt. Hierbei werden zum Beispiel der dynamische Druck als elektrische Spannung und der (*Gas*-)Massenfluss als elektrischer Strom gesetzt. Somit lässt sich ein Netzwerk von elektrischen Vierpolen aufbauen, wodurch die Modellierung des Pulsrohrkühlers durch die numerische Berechnung und Simulation der elektrischen Bauteile ermöglicht wird. Aus der Berechnung der komplexen Impedanzen der Bauteile kann man auf den dynamischen Druck und den Massenfluss an jedem Ausgang eines Bauteils schließen.

3.5.2.2. Das ARCOPTR-Modell

Zur Berechnung und Optimierung von Orifice- und Inertance-Tube-Pulsrohrkühlern steht im Internet unter der World-Wide-Web Adresse <http://arcoptr.arc.nasa.gov/ARCOPTR-options.html> ein Simulationsprogramm zur Verfügung. Die Abkürzung ARCOPTR steht für „*Ames Research Center Orifice Pulse Tube Refrigerator*“. Es basiert auf einem Programm, das von der Firma AMES entwickelt wird, um das grundlegende Verhalten eines Pulsrohrkühlers zu untersuchen und zu simulieren. Die Simulation ist begrenzt auf niedrige Druckhübe, sinusförmige Druckwellenformen, und liefert lediglich Vorhersagen für Temperaturen und Massenflüsse. Innerhalb dieser Beschränkungen errechnet ARCOPTR das Verhalten in allen einzelnen Bestandteilen eines einfachen Pulsrohrkühlers. Nach der Eingabe der geforderten Größen (*ca. 30 - 40 Parameter wie etwa Pulsfrequenz, Umgebungstemperatur, Kompressor-Volumen etc.*) liefert das System zu jeder Komponente die zu erwartende Temperatur und den entsprechenden Massenfluss.

3.5.2.3. Computersimulation mittels SAGE

Von Gedeon Associates [52] existiert ein Simulations- und Optimierungsprogramm namens SAGE, welches mittels grafischer Benutzeroberfläche den Aufbau eines Stirling- oder Pulsrohrkühlers aus einzelnen Komponenten und deren Verbindung untereinander zu einem Gesamtsystem gestattet. Dabei können die Komponenten wie z.B. warmer Wärmetauscher, kalter Wärmetauscher, Flussbegradiger usw. mit geometrischen und thermodynamischen Randbedingungen belegt und anschließend das Verhalten bzw. die zeitliche Entwicklung simuliert werden. Optimierungsalgorithmen ermöglichen es, frei definierbare Parameter unter Vorgabe von festen Randbedingungen zu optimieren.

3.6. Verlustmechanismen in einem Pulsrohrkühler

Eine möglichst gute Simulation bzw. theoretische Bestimmung der realen Kühlleistung eines Pulsrohrkühlers nach Gleichung 3.1 ist nur möglich, wenn man von der idealen Kühlleistung die real auftretenden Verluste subtrahiert. Im folgenden sollen einige Verlustmechanismen angesprochen werden, welche für die Planung und den experimentellen Aufbau eines solchen Kühlsystems beachtet werden sollten.

Um möglichst tiefe Temperaturen im Kühlerbetrieb zu erreichen, muss der externe Wärmeeintrag⁵ möglichst gering gehalten werden. Einerseits müssen Bauelemente, die gleiche Temperaturen haben sollen, wie z.B. Kühlsystem und Probe, gut wärmeleitend verbunden werden, und andererseits sind schlecht wärmeleitende Abstützungen zwischen Bauteilen unterschiedlicher Temperatur erforderlich. Folgende Verlustmechanismen sind zu beachten:

3.6.1. Wärmeleitung

Nach [53] sind die Verluste von Materialien der Länge L und Querschnittsfläche A , die einen Temperaturgradienten $T_w - T_k$ aufweisen, aufgrund der Wärmeleitung \dot{Q}_λ gegeben durch

$$\dot{Q}_\lambda = \frac{A}{L} \int_{T_k}^{T_w} \lambda(T) \cdot dT \quad (3.8)$$

Hierbei ist $\lambda(T)$ die temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit, welche z.B. in [53] tabelliert für verschiedene Materialien vorliegt oder über [54] für einen Temperaturbereich $T_w - T_k$ berechnet werden kann. Beachtet werden sollte dies bei der Auswahl der Rohrmaterialien für Pulsrohr und Regenerator, für die elektrischen Zuleitungen der Thermometrie sowie für abstützende Verbindungen zwischen Bauteilen unterschiedlicher Temperatur.

Der Transport thermischer Energie in einem Gas kommt durch Zusammenstöße der Gasatome oder -moleküle zustande. Der Mechanismus ist unterschiedlich; er hängt davon ab, ob die mittlere freie Weglänge l der Teilchen klein oder groß gegenüber dem Abstand d zwischen warmer und kalter Fläche ist. Da der Kaltteil des PRK zur thermischen Isolierung in einem Vakuumgefäß untergebracht ist, ergibt sich je nach erreichtem (Vakuum-)Druck (*Molekularströmung* $p_{vak} \leq 10^{-3} \text{ mbar}$, $l \gg d$) aufgrund der Restgasmoleküle im Isolationsvakuum eine berechenbare Wärmeübertragung \dot{Q}_L auf die kalte Fläche A_k nach [53], [55] durch

⁵Verluste, die nicht vom Kühler und dessen Funktionsprinzip verursacht werden.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_L &= A_k \cdot a_{eff} \cdot K \cdot p_{vak} \cdot (T_w - T_k) & (3.9) \\
 a_{eff} &= \frac{1}{\frac{1}{a_k} + \frac{A_k}{A_w} \cdot \left(\frac{1}{a_w} - 1\right)} \\
 K &= \sqrt{R/8 \pi T} \cdot \frac{\gamma + 1}{\gamma - 1} \quad \text{mit} \quad \gamma = c_p/c_V
 \end{aligned}$$

Es sind a_{eff} der effektive Akkommodationskoeffizient der Fläche A_k , und K ein von der Gassorte abhängiger konstanter Faktor (Einheit: $W/(m^2 \text{ bar } K)$). Der Akkommodationskoeffizient a_i für die Fläche A_i ist um so kleiner, je reiner die Metallfläche, je kleiner die molare Masse M des Gases, je höher die Gastemperatur und die Temperatur der Fläche sind. Richtwerte der Koeffizienten a_i und weiterführende Literatur finden sich in [53]. Durch Druckerniedrigung kann der Wärmetransport, der auf der Wärmeleitung im Restgas beruht, stark vermindert werden.

3.6.2. Wärmestrahlung

Umgeben sich zwei Flächen mit unterschiedlichen Temperaturen (A_k, T_k) bzw. (A_w, T_w) so wird auf die kalte Fläche nach [53] die Strahlungsleistung

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_S &= \sigma \cdot A_k \cdot \epsilon_r \cdot (T_w^4 - T_k^4) & (3.10) \\
 \epsilon_r &= \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_k} + \frac{A_k}{A_w} \cdot \left(\frac{1}{\epsilon_w} - 1\right)}
 \end{aligned}$$

übertragen. In Gleichung 3.10 bedeuten die ϵ -Werte die Emissionsgrade der Flächen und $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(m^{-2} \cdot K^{-4})$ die Stefan-Boltzmann-Konstante. Die kleinsten ϵ -Werte besitzen die Metalle mit der größten elektrischen Leitfähigkeit, wie z.B. Gold, Silber, Aluminium und Kupfer. Durch das Einbringen von strahlungsundurchlässigen Wänden (*Strahlungsschilde*) zwischen den Flächen A_k und A_w durch z.B. n Lagen Superisulationsfolie mit jeweils gleicher Fläche A und Emissionsgrad ϵ , reduziert sich die Wärmestrahlung auf

$$\dot{Q}_{S_n} = \sigma \cdot A \cdot \epsilon \cdot \frac{(T_w^4 - T_k^4)}{2 \cdot (n + 1)} \quad (3.11)$$

Der Wärmestrom \dot{Q} einer Vielschichtisolation lässt sich als Summe zweier Anteile $\dot{Q}_r + \dot{Q}_l$ beschreiben, von denen \dot{Q}_r durch Strahlung ($\dot{Q}_r \sim T^3 \cdot \Delta T$) und \dot{Q}_l durch Leitung ($\dot{Q}_l \sim \Delta T$) verursacht wird. Für die Praxis hat sich die Verwendung einer lockeren Wicklung oder Stapelung von etwa 20 – 40 Lagen Superisolation pro Zentimeter bewährt. Bei einer steigenden Packungsdichte (n/d) erreicht man keine signifikante Reduzierung der Wärmestrahlung mehr. \dot{Q}_l nimmt zu, da die Anzahl und

die Fläche der Kontaktstellen zunehmen und \dot{Q}_r nimmt zu, weil die Wahrscheinlichkeit thermischer Kurzschlüsse zwischen den Schilden größer wird, was sich wie eine Abnahme von n auswirkt. Untersuchungen des Wärmeflusses in Abhängigkeit der Packungsdichte von unterschiedlichen Isolationsfolien für den Temperaturbereich von $300 - 77\text{ K}$ und $77 - 4,2\text{ K}$ finden sich in [56].

3.6.3. Regeneratorverluste

Das kritischste Element einer regenerativen Gaskältemaschine für tiefe Temperaturen stellt der Regenerator dar. In ihm entstehen aufgrund von (*Gas-*)Reibung, Totvolumen, Druckabfall, axialer Wärmeleitung und unvollständigem Wärmeübergang zwischen Regeneratormatrix und Arbeitsgas erhebliche Verluste. Das Ziel ist es, durch die Entwicklung von z.B. neuen Regeneratorgeometrien oder neuen Regeneratormaterialien, die Auslegung und Dimensionierung für den Einsatz für Gaskältemaschinen zu optimieren und vorhandene Verluste zu minimieren [57], [58]. Demnach gilt für Gleichung 3.1 im realen Fall $\langle \dot{H}_{reg} \rangle \neq 0$. Nach [59] kann der mittlere Enthalpiefluss $\langle \dot{H}_{reg} \rangle$ durch den Regenerator mit Hilfe seiner Effektivität η_{reg} bestimmt werden durch

$$\dot{Q}_{reg} = \langle \dot{H}_{reg} \rangle = (1 - \eta_{reg}) \cdot c_p \cdot \dot{m} (T_w - T_k) \quad (3.12)$$

$$\eta_{reg} = \frac{T_w - T_G}{T_w - T_k} \quad (3.13)$$

Hierbei entsprechen in Gleichung 3.13 T_k/T_w der Temperatur am warmen/kalten Ende und T_G der Temperatur des am kalten Ende ausströmenden Gases. c_p und \dot{m} entsprechen der spezifischen Wärme bei konstantem Druck und dem Massenfluss. Für den idealen und den realen Fall bedeutet das Folgendes:

$$\begin{array}{l} \text{ideal: } T_G = T_k \quad \Rightarrow \quad \eta_{reg} = 1 \quad \Rightarrow \quad \langle \dot{H}_{reg} \rangle = 0 \\ \text{real: } T_G > T_k \quad \Rightarrow \quad \eta_{reg} < 1 \quad \Rightarrow \quad \langle \dot{H}_{reg} \rangle > 0 \end{array}$$

Eine einfache Methode, die Verluste durch axiale Wärmeleitung in Regeneratoren näherungsweise zu berücksichtigen, kann durch die Berechnung der Wärmeleitung durch einen massiven Körper mit gleichen Abmessungen (*analog zu Gleichung 3.8*) unter Einfluss eines Korrekturfaktors ξ geschehen,

$$\dot{Q}_\lambda = \frac{A}{L} \cdot \xi \cdot \lambda_{Reg} \cdot (T_w - T_k) \quad (3.14)$$

wobei die Schwierigkeit in der Bestimmung der effektiven Wärmeleitfähigkeit $\xi \cdot \lambda_{Reg}$ der Regeneratormatrix besteht. Messungen von [60] mit Netzen der Mesh-Zahl 400 (*Definition siehe Gleichung 5.8*) ergaben für Edelstahl $\xi_{SS} = 0,1$ und Phosphor-Bronze $\xi_{PB} = 0,02$.

3.6.4. Strömungsverluste

Das Strömungsverhalten des Arbeitsgases in einem Pulsrohrkühler kann zum Beispiel durch das Vorhandensein von scharfen Kanten und Ecken (*an Bohrungen und Gasumlenkungen*) derart gestört werden, dass es zur Ausbildung von Turbulenzen an diesen Stellen kommen kann, die wiederum einen Verlustmechanismus darstellen. Aus diesem Grunde sollten Bohrungen grundsätzlich mit einer gewissen Phase versehen sein, um dem oszillierenden Gasfluss einen möglichst geringen (*Fluss-*)Widerstand und keine unnötigen Angriffspunkte entgegenzusetzen.

Der Verlustmechanismus des Wärmeeintrages durch die Ausbildung von Konvektionswirbeln, welche sich aufgrund von Dichteunterschieden des Arbeitsgases am warmen und kalten Ende des Pulsrohres bei Neigung des Systems im Gravitationsfeld der Erde ergeben, wird in Kapitel 6.2 näher beschrieben.

3.6.5. DC-Fluss-Verluste

Mit dem DC-Fluss in einem System ist ein dem oszillierenden Gasstrom (*AC-Strom*) überlagerter Gleichstrom (*DC-Strom*) des Arbeitsgases gemeint, welcher sich aufgrund einer geschlossenen Schleife für den Gasstrom ausbilden und somit einen erheblichen Wärme- und Massentransport vom warmen zum kalten Ende bewirken kann. Eine ausführliche Darstellung und systematische Untersuchungen zu diesem Verlustmechanismus und dessen Kompensation an einem einstufigen Pulsrohrkühler werden in Kapitel 4 beschrieben.

3.6.6. Weitere Maßnahmen zur Senkung der thermischen Belastung

Der Einfluss der Festkörper-Wärmeleitung auf die Kryofläche lässt sich durch folgende Maßnahmen niedrig halten:

- Die Abstützungen und Zuleitungen sollen einen möglichst geringen Querschnitt und eine große Länge haben und aus schlecht wärmeleitenden Material bestehen. Für auf Druck beanspruchte Stützen empfiehlt sich eine Struktur aus gestapelten Komponenten, um den Wärmeübergangswiderstand zu erhöhen.
- Thermisches Abfangen: Von außen zugeführte Leitungen sollen vor dem Erreichen der Kaltfläche an anderen kalten Stellen im System (*z.B. am Regenerator*) thermisch kontaktiert werden, um sie „vorzukühlen“ bzw. die mitgeführte Wärme dort abzugeben.

Für die Reduzierung der Wärmestrahlung auf die Kryofläche bieten sich folgende Maßnahmen an:

3. Grundlagen des Pulsrohrkühlers

- Die vorhandenen Metallflächen mechanisch oder elektrolytisch polieren.
- Beschichten der Flächen mit Silber oder Gold durch Bedampfen oder Sputtern, da nach Gleichung 3.10 niedrige ϵ -Werte für den Strahlungsübergang bestimmend sind.
- Vermeiden von Kondensationsflächen auf Kryoflächen: Gaskondensate auf Metallflächen erhöhen den ϵ -Wert und damit die thermische Belastung; Gaskondensate auf geschwärzten Flächen erniedrigen den ϵ -Wert und damit die gewünschte Absorption von Strahlung.

Literaturverzeichnis

- [1] Hausen, H., *Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom - Dritter Abschnitt, Regeneratoren*, Springer-Verlag in Berlin - Göttingen - Heidelberg (1950), S. 262ff.
- [2] Lang, A., *Untersuchungen zur Optimierung von Tieftemperatur-Regeneratoren*, Dissertation, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1998)
- [3] Schneidmesser, A. v., *Untersuchungen zum Betriebsverhalten einer 4 K-Pulsrohrstufe mit Seltenerd- und Blei-Regenerator*, Dissertation, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (2000)
- [4] Hofmann, A., *Pulsrohrkühler*, Nachrichten - Forschungszentrum Karlsruhe, Jahrg. 31, 4/99, (1999) S. 325–337
- [5] Longworth, R.C., *Early Pulse Tube Refrigerators Developments*, Cryocoolers 9, Edited by R.G. Ross, Jr., Plenum Press, New York, (1997), p. 261–268
- [6] Gifford, W. E., Longworth, R.C., *Pulse Tube Refrigerator*, Trans. of the ASME, Journal of Engineering for Industry, (August 1964), Winter Annual Meeting of the ASME Nov. 17-22. 1963, paper No. 63-WA-290
- [7] Radebaugh, R., Zimmerman, J., Smith, D. R., Louie, B., *A Comparison of Three Types of Pulse Tube Refrigerators: New Methods for Reaching 60 K*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 31, Fast, Plenum Press, New York (1986), p. 779–789
- [8] Gifford, W. E., Longworth, R. C., *Pulse Tube Refrigeration Progress*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 10B, Plenum Press, New York (1965), p. 69–79
- [9] Gifford, W. E., Longworth, R. C., *Surface Heat Pumping*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 11, Plenum Press, New York (1966), p. 171–179
- [10] Gifford, W. E. and Kyanka, G.H., *Reversible Pulse Tube Refrigeration*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 12, Plenum Press, New York (1967), p. 619–630
- [11] Richardson, R. N., *Pulse Tube Refrigerator - an Alternative Cryocooler?*, Cryogenics, Vol. 26, Issue 6, (1986), p. 331
- [12] Longworth, R. C., *An Experimental Investigation of Pulse Tube Refrigeration Heat Pumping Rates*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 12, Plenum Press, New York, (1967), p. 608–618

- [13] Evans, B.E. and Richardson, R.N., *An Experimental Investigation of How the Heat Pumping Mechanism in a Pulse Tube Change with Frequency*, Cryocoolers 9, Edited by R.G. Ross, Jr., Plenum Press, New York, (1997), p. 375–383
- [14] Takamatsu, K., Shiraishi, M., Murakami, M., and Nakano, A., *Experimental Study of Heat Transfer Phenomena between working Gas and Tube Wall in Pulse Tube Refrigerator*, Proceedings of the 1999 Cryogenic Engineering Conference, held July 12-15, 1999 in Montreal, Quebec, Canada, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 45A, Edited by Shu et al., Kluwer Academic / Plenum Publishers, (2000), p. 111–117
- [15] Mikulin, E. I., Tarasov, A. A., Shkrebyonock, M. P., *Low-Temperature Expansion Pulse Tubes*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 29, Ed. R. W. Fast, Plenum Press, New York, (1984), p. 629–637
- [16] Radebaugh, R., *A Review of Pulse Tube Refrigeration*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 35 (1990), p. 1191
- [17] Liang, J., Zhou, Y., Zhu, W., *Development of a Single-Stage Pulse Tube Refrigerator Capable of Reaching 49 K*, Cryogenics, Vol. 30, Issue 1, (1990), p. 49
- [18] Zhu, S., Kakimi, Y., and Matsubara, Y., *Waiting Time Effect of a GM Type Orifice Pulse Tube Refrigerator*, Cryogenics, Vol. 38, Issue 6, (1998), p. 619–624
- [19] Zhu, S., Wu, P., Chen, Z., *Double Inlet Pulse Tube Refrigerators: an Important Improvement*, Cryogenics, Vol. 30, Issue 6, (1990), p. 514–520
- [20] Heiden, C., *Pulse Tube Refrigerators: A Cooling Option for High- T_C SQUIDS*, in: Weinstock, H. (Ed.), SQUID Sensors: Fundamentals, Fabrication and Application, Kluwer Academic Publishers, Netherlands (1996), p. 289–305
- [21] Shigi, T., Fujii, Y., Yamamoto, M., Nakamura, M., Yamaguchi, M., Fujii, Y., Nishitani, T., Araki, t., Kawaguchi, E., Yanai, M., *Anomaly of One-Stage Double-Inlet Pulse Tube Refrigerator*, Proceedings of ICEC 16 / ICMC (1997), 20th-24th May 1996, Japan, Ed. T. Haruyama, T. Mitsui and K. Yamafuij, Elsevier Science, Oxford, p. 263–266
- [22] Hofmann, A., Pan, H., *Phase Shifting in Pulse Tube Refrigerators*, Cryogenics, Vol. 39, Issue 6, (1999), p. 529–537
- [23] Zhou, Y., and Han, T.J., *Pulse Tube Refrigerator Research*, Proceedings of the 7th International Cryocooler Conference (1993), held Nov. 17.-19.1992 in Santa Fe, New Mexico, p. 147-156
- [24] Cai, J. H., Wang, J. J., Zhu, W. X., Zhou, Y., *Experimental Analysis of the Multi-Bypass Principle in Pulse Tube Refrigerators*, Cryogenics, Vol. 34, Issue 9, (1994), p. 713

-
- [25] Gao, J.L., and Matsubara, Y., *An Inter-Phasing Pulse Tube Refrigerator for High Refrigeration efficiency*, Proceedings of ICEC 16 / ICMC (1997), 20th-24th May 1996, Japan, Ed. T. Haruyama, T. Mitsui and K. Yamafuij, Elsevier Science, Oxford, p. 295–298
- [26] Gardner, D. L., Swift, G. W., *Use of Inertance in Orifice Pulse Tube Refrigerators*, Cryogenics, Vol. 37, Issue 2, (1997), p. 117–121
- [27] Roach, P. R., Kashani, A., *Pulse Tube Coolers with an Inertance Tube: Theory, Modeling und Practice*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 43 (1998), p. 1895–1902
- [28] Zhu, S.W., Zhou, S.L., Yoshimura, N., and Matsubara, Y., *Phase Shift Effect of the Long Neck Tube for the Pulse Tube Refrigerator*, Cryocoolers 9, Edited by R.G. Ross, Jr., Plenum Press, New York, (1997), p. 269–278
- [29] Tanaka, M., Kodama, T., Nishitani, T., Araki, T., Kawaguchi, E., Yanai, M., *Two Stage Pulse Tube Refrigerator with Double Rotary Valves*, Cryogenics, Vol. 34, Issue, 2, (1994), ICEC-Supplement, p. 159
- [30] Ishizaki, Y., Ishizaki, E., *Experimental Performance of Modified Pulse Tube Refrigerator Below 80 K down to 23 K*, Proceedings of 7th International Cryocooler Conference (1993), held Nov. 17-19.1992, in Santa Fe, New Mexico, p. 140–146
- [31] Matsubara, Y., Tanida, K., Gao, J. L., Hiresaki, Y., Kaneko, M., *Four-Valve Pulse Tube Refrigerator*, Proceedings of 4th Joint Sino-Janapese Seminar on Cryocoolers and Concerned Toppics, Chinese Academy of Science, Beijing (1993), p. 54–58
- [32] Matsubara, Y., Gao, J. L., Tanida, K., Hiresaki, Y., Kaneko, M., *An Experimental and Analytical Investigation of 4 K Pulse Tube Refrigerator*, Proceedings of 7th International Cryocooler Conference (1993), held Nov. 17-19.1992, in Santa Fe, New Mexico, p. 166–186
- [33] Blaurock, J., Hackenberger, R., Seidel, P., and Thürk, M., *Compact Four-Valve Pulse Tube Refrigerator in Coaxial Configuration*, Cryocoolers 8, R.G. Ross, Jr., ed., Plenum Press, New York, (1995), p. 395–402
- [34] Li, R., Kanao, K., Watanabe, N., and Kanazawa, Y., *A Four-Valve Pulse Tube Cryocooler with a Cooling Power Over 30 W at 80 K*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 43B (1998), Ed. P. Kittel, Plenum Press, New York, p. 1991–1998
- [35] Radebaugh, R., *Advances in Cryocoolers*, Proceedings of ICEC 16 / ICMC (1997), 20th-24th May 1996, Japan, Ed. T. Haruyama, T. Mitsui and K. Yamafuij, Elsevier Science, Oxford, p. 33–44
- [36] Gerster, J., Reißig, L., Thürk, M., and Seidel, P., *Hot End Loss at Pulse Tube Refrigerators*, Cryogenics, Vol. 38, Issue 9, (1998) p. 679–682

- [37] Gerster, J., *Störrarmer Vier-Ventil-Pulsrohr-Refrigerator zur Kühlung von hochempfindlichen supraleitenden Magnetfeldsensoren*, Dissertation, Institut für Festkörperphysik, Friedrich-Schiller-Universität Jena (1999)
- [38] Zhu, S. W., Kakimi, Y., Fujioka, K., Matsubara, Y., *Active-Buffer Pulse-Tube Refrigerator*, Proceedings of ICEC 16 / ICMC (1997), 20th-24th May 1996, Japan, Ed. T. Haruyama, T. Mitsui and K. Yamafuij, Elsevier Science, Oxford, p. 291–294
- [39] Zhu, S. W., Kakimi, Y., and Matsubara, Y., *Investigation of Active Buffer Pulse-Tube Refrigerator*, Cryogenics, Vol. 37, Issue 8, (1997), p. 461–471
- [40] Wang, C., Thummes, G., Heiden, C., *Experimental Study of Staging Method for Two-Stage Pulse Tube Refrigerators for Liquid ^4He Temperatures*, Cryogenics, Vol. 37, Issue 12, (1997), p. 857–863
- [41] Thummes, G., Bender, S., Heiden, C., *Approaching the ^4He Lambda Line with a Liquid Nitrogen Precooled Two-Stage Pulse Tube Refrigerator*, Cryogenics, Vol. 36, Issue 9, (1996), p. 709–711
- [42] Tanida, K., Gao, J. L., Hiresaki, Y., Matsubara, Y., *Performance of the Hybrid Two-Stage Refrigerator*, Proceedings of ICEC 16 / ICMC (1997), 20th-24th May 1996, Japan, Ed. T. Haruyama, T. Mitsui and K. Yamafuij, Elsevier Science, Oxford, p. 303
- [43] Zhou, S.L., Thummes, G., and Matsubara, Y., *Experimental Investigation of Loss Mechanisms in a 4 K Pulse Tube*, Proceedings of the 1999 Cryogenic Engineering Conference, held July 12-15, 1999 in Montreal, Quebec, Canada, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 45A, Edited by Shu et al., Kluwer Academic / Plenum Publishers, (2000), p. 81–88
- [44] Radebaugh, R., *Pulse Tube Cryocooler for Cooling Infrared Sensors*, Proceedings of Spie, Infrared Technology and Applications XXVI, 30 July–3 August 2000, San Diego, USA, (2000), p. 363–379
- [45] Chan, C., K., Nguyen, T., Colbert, R., Raab, J., Ross Jr., R.G., and Johnson, D.L., *IMAS Pulse Tube Cooler Development and Testing*, Proceedings of 10th ICC, Monterey, California, May 1998, in Ross, R. G. Jr. (Ed.), Cryocoolers 10, Kluwer Academic / Plenum Publishers, (1999), p. 139–147
- [46] Storch, P. J., and Radebaugh, R., *Development and Experimental Test of an Analytical Model of the Orifice Pulse Tube Refrigerator*, Adv. Cryog. Eng. 33, (1988), p. 851
- [47] Klundt, K., *Untersuchungen zum Betriebsverhalten eines Miniatur-Pulsröhrenkühlers*, Diplomarbeit, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1995)
- [48] de Waele, A. T. A. M., Steijaert, P. P., Gijzen, J., *Thermodynamical Aspects of Pulse Tubes*, Cryogenics, Vol. 37, Issue 6, (1997), p. 313–324

-
- [49] de Waele, A. T. A. M., Xu, M. Y., Ju, Y. L., *Nonideal-Gas Effect in Regenerators*, Cryogenics, Vol. 39, Issue 10, (1999), p. 847
- [50] Huang, B. J., Chuang, M. D., *System Design of Orifice Pulse-Tube-Refrigerator Using Linear Flow Network Analysis*, Cryogenics, Vol 36, Issue 11, (1996), p. 889–902
- [51] Klundt, K.K., *Optimierung eines Pulsröhrenkühler-Systems für die Sensorkühlung bei 80 K*, Dissertation, Institut für Angewandte Physik, Justus–Liebig–Universität Gießen (2000)
- [52] David Gedeon, *SAGE ... for solving and Optimizing Engineering Models*, Gedeon Associates, 16922 South Canaan Road, Athens, OH 45701, (1999)
- [53] Frey, H., Haefler, R. A., *Tieftemperaturtechnologie*, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, (1981)
- [54] PC-Computerprogramm, *Cryocomp V.2.0*, Eckels Engineering, 3322 Ebenezer Court Drive, Florence SC 29501
- [55] Wutz, M., Adam, H., Walcher, W., *Theorie und Praxis der Vakuumtechnik*, Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig/Wiesbaden, (1986)
- [56] Senthill Kumar, A., Krishna Murthy, M.V., Jacob, S., and Kasthuriengan, S., *Thermal Performance of Multilayer Insulation Down to 4,2 K*, Proceedings of the 1999 Cryogenic Engineering Conference, held July 12-15, 1999 in Montreal, Quebec, Canada, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 45B, Edited by Shu et al., Kluwer Academic / Plenum Publishers, (2000), p. 1675–1682
- [57] Rühlich, I., *Strömungstechnische Optimierung von Regeneratoren für Gaskältemaschinen*, Fortschritt-Berichte, VDI Reihe 19, Nr. 117, VDI Verlag, Düsseldorf, (1999)
- [58] Ishizaki, Y., Ishizaki, E., Mueller, H.R., Ohtsuka, T., and Hamaguchi, K., *Design of A New Type Regenerator*, Proceedings of the 1999 Cryogenic Engineering Conference, held July 12-15, 1999 in Montreal, Quebec, Canada, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 45A, Edited by Shu et al., Kluwer Academic / Plenum Publishers, (2000), p. 345–348
- [59] Ackermann, R. A., *Cryogenic Regenerative Heat Exchangers*, Plenum Press, New York (1997)
- [60] Lewis, M. A., Kuriyama, T., Kuriyama, F., Radebaugh, R., *Measurement of heat conduction through stacked screens*, Advances in Cryogenic Engineering 43, (1998), p. 1611

4. Optimierung eines Pulsrohrkühlers durch DC-Fluss-Kompensation

4.1. Ausgangspunkt der Optimierung

Unter der Optimierung eines Kühlsystems wird im allgemeinen die Absenkung der erreichbaren Minimaltemperatur und die Erhöhung der zur Verfügung stehenden Kühlleistung bei einer bestimmten Temperatur verstanden. Durch die Veränderung von bestimmten (*Betriebs-*)Parametern ist eine Optimierung des Systems und damit die Steigerung seiner Leistungsdaten — manchmal auch als „*Kühler-Performance*“ bezeichnet — möglich. Exemplarisch sind hierfür zu nennen:

- Optimierung der Kühlergeometrie bezüglich des Volumens von Pulsrohr und Regenerator
- Optimierung des Volumens der Orifice-Leitung (*Impedanz*) und des Ballastvolumens, um den sogenannten „*inertance-tube Effekt*“ auszunutzen
- Variation der elektrischen Eingangsleistung
- Variation der oszillierenden Pulsfrequenz von Hoch- und Niederdruck
- Optimierung der Regeneratormatrix bezüglich unterschiedlicher Schichtungen von verschiedenen Materialien
- Variation des Mitteldruckes vom Arbeitgas und der Druckwellenform am Haupteinlass

Als Ausgangspunkt zur Optimierung dient der in [1] beschriebene U-Rohr Pulsrohrkühler mit den zugehörigen Leistungsdaten von 30 K Minimaltemperatur und einer Nettokühlleistung von 4,76 W bei 80 K. Die Helium-Druckgasversorgung erfolgt über einen 2 kW He-Kompressor der Firma LEYBOLD und einer 4 m langen flexiblen Polyamid-Leitung als Verbindung vom Rotationsventil zum Kaltkopf.

Die in diesem Kapitel vorgestellten Methoden der PRK-Optimierung untersuchen das Problem des (*Gas*)-Gleichstrom-Massenflusses (*engl.: DC-Flow*), welcher erstmals

von Gedeon [2] für Stirling-Kühler und einstufige Pulsrohrkühler im Jahre 1996 erwähnt wurde. Sowohl Simulationen von [2], [3], [4] als auch experimentelle Untersuchungen an zweistufigen Double-Inlet- [3], [5], [6] und [7] sowie an Multi-Bypass-Pulsrohrkühlern [8] zeigten, dass dieses Phänomen des DC-Flusses einen beachtlichen Einfluss auf die Eigenschaften eines Double-Inlet-PRK haben kann. Ein DC-Fluss kann z.B. durch die Schaltzeiten des Rotationsventils [3], durch Asymmetrien im Double-Inlet-Nadelventil [9] oder durch ein zusätzliches DC-Fluss-Ventil zwischen Ballastvolumen und Kompressorleitung [6] entstehen bzw. gezielt verändert werden. In [11] konnte der Einfluss des DC-Flusses in Abhängigkeit der Massenflüsse an einem Vier-Ventil Pulsrohrkühler experimentell untersucht werden.

4.2. Charakterisierung des DC-Flusses

Ein DC-Fluss kann sich prinzipiell überall dort einstellen, wo ein geschlossener Gaskreislauf existiert. Er wird bei periodisch oszillierenden Druckschwankungen, wie er in den Arbeitszyklen von regenerativen Gaskältemaschinen vorkommt, durch zwei Mechanismen hervorgerufen [12]. Zum einen ist der Massenfluss abhängig von der Dichte des Arbeitsgases bei einer bestimmten Geschwindigkeit, so dass der zeitliche Mittelwert des Massenflusses zum Beispiel am Ort des Double-Inlet Ventils sich nicht zu Null ergibt [2]. Zum anderen führt der asymmetrische Druckabfall entlang von Flusswiderständen wie z.B. Nadelventilen oder *gepressten* Kapillaren [9] zu unterschiedlichen Niveaus der Mitteldrücke im System. Baut sich nun während des Betriebs des Systems ein Druckunterschied zwischen Haupteinlass und Ballastvolumen auf, so ist dieser Druckgradient ein möglicher Antrieb für einen Gas-Gleichstrom.

Mit der Einführung und Benutzung des Double-Inlet Ventils in einem Pulsrohrkühler (*siehe Kapitel 3.2.3*) wird dem Arbeitsgas die Möglichkeit gegeben, zusätzlich zum periodischen Massenfluss (*AC-Fluss*) einen Gas-Gleichstrom aufrechtzuerhalten. Durch das Ventil — in Abbildung 4.1 mit NV2 bezeichnet — existiert ein geschlossener Gaskreislauf vom Regenerator durch den Kaltkopf in das Pulsrohr und von dort durch das Double-Inlet Ventil zurück zum Regenerator. Der DC-Fluss ist eine Folge davon, dass der Massenfluss in die eine Richtung größer ist als der Massenfluss in die entgegengesetzte Richtung, da Nadelventile immer eine Vorzugsrichtung bezüglich des Anströmverhaltens haben. Somit kommt es zu der oben genannten Überlagerung der AC- und DC-Gasströmungen und den sich aufbauenden Druckgradienten.

Der DC-Fluss kann prinzipiell in zwei Richtungen auftreten, als positiver und negativer DC-Fluss. Positiv bedeutet hierbei einen Netto-Gasfluss vom Haupteinlass durch das Double-Inlet Ventil in das Pulsrohr. Die entgegengesetzte Richtung wird als negativer DC-Fluss definiert, wie in Abbildung 4.1 verdeutlicht wird.

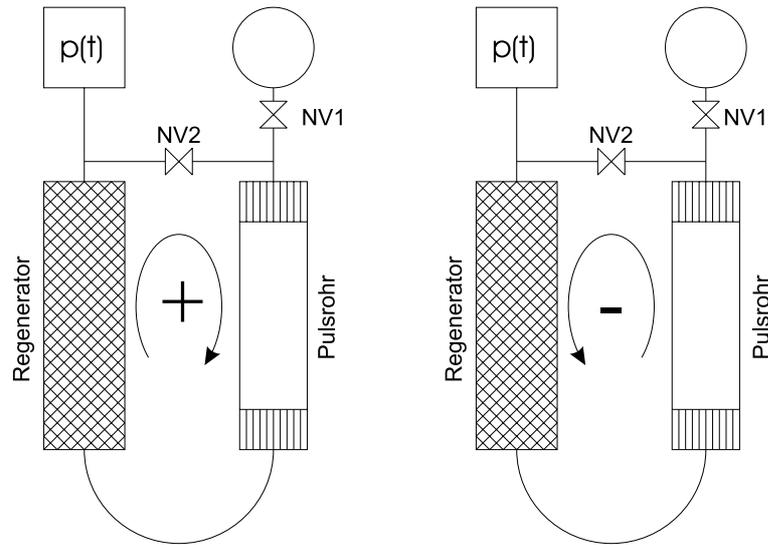


Abbildung 4.1.: Verdeutlichung der Definition des positiven (*links*) und negativen (*rechts*) DC-Flusses in einem Double-Inlet Pulsrohrkühler

Nach Gedeon [2] bewirkt ein DC-Fluss von weniger als einem Prozent der AC-Flussamplitude einen signifikanten Anstieg der Minimaltemperatur des Systems. Die Ursache hierfür liegt in einem gesteigerten Wärmetransport durch den DC-Massenfluss vom warmen zum kalten Ende und eine erhöhte Wärmeleitung entlang der Regeneratormatrix durch das Auftreten von größeren Temperaturgradienten. Da der DC-Fluss im Vergleich zum AC-Fluss nur sehr klein ist, bereitet es Schwierigkeiten, den DC-Fluss direkt im System zu messen, ohne die Strömungsverhältnisse des PRK zu stören. Aus diesem Grund müssen indirekte Messmethoden gefunden werden. Prinzipiell kann das Vorhandensein eines DC-Flusses durch zwei unterschiedliche Untersuchungen bestimmt werden.

Zum einen kann durch die Messung des Mitteldruckes $\langle p \rangle$ an zwei unterschiedlichen Stellen im System, welche die dazwischenliegende Flussimpedanz enthält, die Mitteldruckdifferenz DC_p als treibende Größe gemessen werden. Dies ist zum Beispiel vor dem Regenerator $\langle p_{v.Reg} \rangle$ und im Ballastvolumen $\langle p_B \rangle$ der Fall.

$$DC_p = \langle p_B \rangle - \langle p_{v.Reg} \rangle \quad (4.1)$$

Zum anderen ergibt die Messung der Temperaturprofile entlang der Rohrwandungen von Regenerator und Pulsrohr eine charakteristische Temperaturverteilung für einen positiven und negativen DC-Fluss [10]. Mit dem Auftreten eines DC-Flusses ist der Massenfluss in den PRK und aus dem PRK heraus nicht gleich groß. Damit ändert sich das Temperaturprofil des Gases innerhalb der Rohre und damit auch das Temperatur-Wandprofil. Somit kann die Kenntnis über die Temperaturverteilung entlang der Rohrwandungen genutzt werden, um die Anwesenheit eines DC-Flusses

zu messen und darzustellen. Der Temperaturgradient kann weiterhin zu einer Charakterisierung des DC-Flusses und dessen Richtung (*positiv oder negativ*) verwendet werden. Hierzu wird die normierte Temperatur DC_T

$$DC_T = \frac{T - T_{kalt}}{T_{warm} - T_{kalt}} \quad , \quad (4.2)$$

je nachdem, ob man Regenerator oder Pulsrohr betrachtet, gegen die normierte Position des Ortes der Temperaturmessung x/L aufgetragen. Das Regeneratorprofil verläuft nach [2] ohne Anwesenheit eines DC-Flusses annähernd linear. Bei einem positiven Gasfluss wird es am Regenerator im unteren Bereich zu kälteren Temperaturen hin durchgebogen (*konkav*), weil kaltes Gas vom unteren Ende des Pulsrohres in den Regenerator einströmt. Im umgekehrten Falle des negativen DC-Flusses — hier ist der Mitteldruck im Pulsrohr höher als im Regenerator — stellt sich ein konvexes Temperaturprofil im Regenerator gemäß Abbildung 4.2 ein.

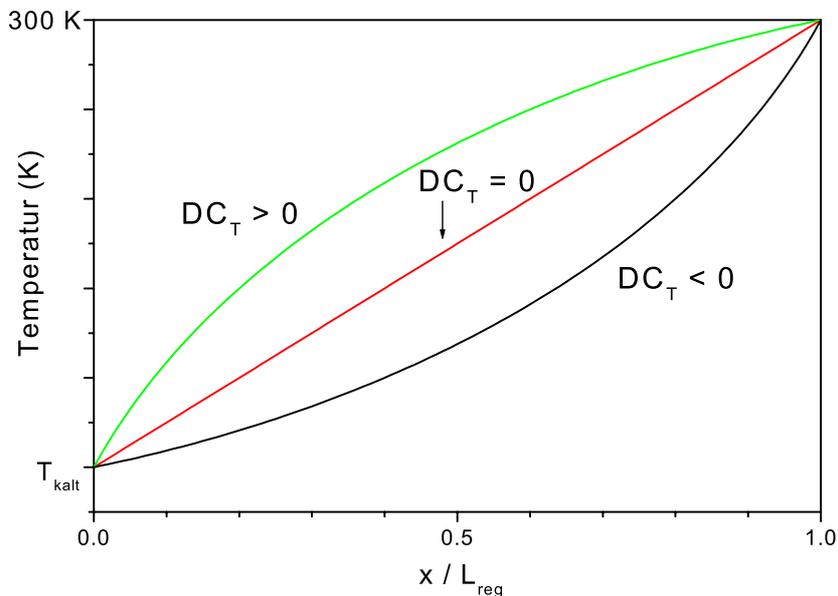


Abbildung 4.2.: Theoretisches Regenerator-Temperaturprofil bei positiven, negativen und kompensiertem DC-Fluss nach Gleichung 4.2

In den nachfolgenden (*Unter-*)Kapiteln werden zwei Möglichkeiten vorgestellt, mit denen aufgrund dieser Messmethoden das Vorhandensein eines DC-Flusses gemessen und beschrieben werden kann. Über eine Variation der Druckwellenform kann erreicht werden, dass je nach vorhandener Situation dem Arbeitsgas beim Einströmen oder Ausströmen aus dem System mehr Zeit gegeben wird, mit den vorhandenen Wärmetauschern in Wechselwirkung zu treten. Durch die Veränderungen der Zeitspannen wird hierdurch auch ein Druckausgleich im System vorgenommen. Somit kann einem DC-Fluss entgegengewirkt bzw. dieser teilweise oder vollständig kompensiert und die Leistung des Kühlsystems durch die Reduzierung von Verlusten gesteigert werden.

4.3. Charakterisierung von Druckwellenformen

Der Einfluss der Variation von der Druckwellenform $p(t)$ auf die erreichbare Minimaltemperatur und Kühlleistung eines Pulsrohrkühler wurde von [14] untersucht. Für nicht sinusförmige Wechselgrößen mit einer Periodendauer von $T = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega}$ müssen Kennzahlen definiert werden, die einen nachträglichen Vergleich und eine Charakterisierung ermöglichen. Nach [13] können folgende Kennzahlen angegeben werden:

4.3.1. Scheitelfaktor

Dieser wird auch CREST-Faktor genannt. Er ist das Verhältnis zwischen Scheitelwert $\hat{p} = \frac{\Delta p}{2}$ und Effektivwert p_{eff} einer Wechselgröße beliebiger Kurvenform

$$k_s = \frac{\hat{p}}{p_{eff}} \quad (4.3)$$

Die Definition des Effektivwertes oder auch quadratischer Mittelwert einer Größe ist gegeben durch

$$p_{eff} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T (p(t) - \bar{p})^2 dt} \quad (4.4)$$

4.3.2. Formfaktor

Er bezieht den Effektivwert (4.4) auf den Gleichrichtwert.

$$k_f = \frac{p_{eff}}{\langle |p(t) - \bar{p}| \rangle} \quad (4.5)$$

Der Gleichrichtwert wird bestimmt durch Mittelung über den Betrag des Signals

$$\langle |p(t) - \bar{p}| \rangle = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T |p(t) - \bar{p}| dt \quad (4.6)$$

Scheitel- und Formfaktor sind Kennwerte zur groben Beschreibung der Kurvenform einer Wechselgröße. Je stumpfer die Kurvenform ist, desto mehr nähert sich der Formfaktor (*von oben*) dem Wert 1 an. Tabelle 4.1 zeigt einige Scheitel- und Formfaktoren für verschiedene Kurvenformen.

Eine weitere Kenngröße ist das Produkt aus Scheitel- und Formfaktor

$$k_p = k_s \cdot k_f = \frac{\Delta p}{2 \cdot \langle |p(t) - \bar{p}| \rangle} = \frac{\hat{p}}{\langle |p(t) - \bar{p}| \rangle} \quad (4.7)$$

Tabelle 4.1.: Scheitel- und Formfaktor von unterschiedlichen Kurvenformen

Kurvenform	k_s	k_f	k_p
Sinus	1,414	1,111	1,571
Dreieck	1,732	1,155	2,000
Rechteck	1,000	1,000	1,000
Sägezahnswingung	1,732	1,155	2,000

Die im folgenden beschriebenen Untersuchungen bezüglich der Optimierung eines Pulsrohrkühlers wurden an einem PRK-System durchgeführt, welches in [1] ausführlich beschrieben ist. Die Erzeugung der Druckwellenform erfolgt über ein adaptiertes Rotationsventil, welches ursprünglich zur Ansteuerung eines zweistufigen GM-Kühlers mit Hoch- und Niederdruck der Firma LEYBOLD gedient hat.

4.4. Anpassung der Druckwelle über Rotationskörper und Ventilplatte

Die Abbildung 4.3 zeigt jeweils einen Querschnitt und eine Draufsicht der verwendeten Ventilplatte aus dem Rotationsventil (siehe Abbildung 5.10) und einem Rotationskörper aus dem Material RULON®, welcher auf der Ventilplatte mittels eines Motors abläuft und periodisch den Hoch- und Niederdruck des Helium-Kompressors mit dem System verbindet. Eingezeichnet ist die Lage der gemessenen Winkel, die zur Definition des Hochdruckbereiches (*HD*) und des Niederdruckbereiches (*ND*) dienen.

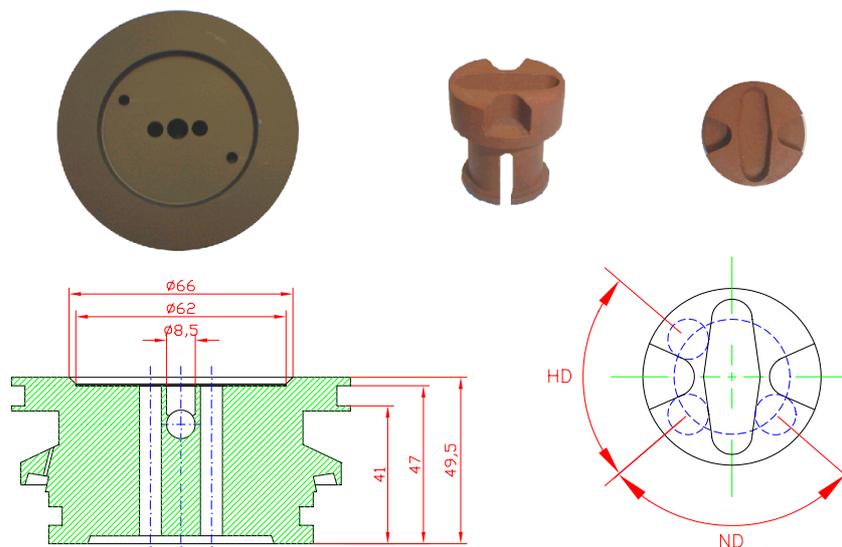


Abbildung 4.3.: Foto und Zeichnung der verwendeten Ventilplatte aus dem Rotationsventil und eines RULON®-Rotationskörpers

Tabelle 4.2 gibt eine Übersicht über die im folgenden verwendeten Symbole bezüglich

4. Optimierung eines Pulsrohrkühlers durch DC-Fluss-Kompensation

der gemessenen Größen zur Beschreibung der Druckwellenformen. Dabei symbolisiert ein tiefgestellter, angehängter Index an den gemittelten Druckwerten jeweils eine der vier Messpositionen im Helium-Drucksystem, welche in der Schemazeichnung von Abbildung 5.12 beschrieben sind.

Tabelle 4.2.: Verwendete Symbole zur Beschreibung der Druckwellenformen

Symbol	Beschreibung
p_h	Hochdruck bzw. maximaler Druckwert einer Kurve
p_l	Niederdruck bzw. minimaler Druckwert einer Kurve
p_h/p_l	Verhältnis von Hoch- und Niederdruck
Δp	Druckhub - Differenz zwischen Hoch- und Niederdruck
$p(t)$	Dynamische Druckwellenform über die Zeit
$\langle p_{abs} \rangle$	Absolutwert des Mitteldruckes
$\langle p_{rel} \rangle$	Relativwert des Mitteldruckes
$\Delta \langle p \rangle$	Differenz der (zugehörigen) Mitteldrücke

In der anfänglich verwendeten Ausführung des Rotationskörpers existieren keine Totzeiten zwischen der Hoch- und Niederdruckphase im System. Die Winkel betragen im Hochdruck: $HD = 2 \cdot \varphi_{HD} = 162,726^\circ$ und im Niederdruck: $ND = 2 \cdot \varphi_{ND} = 195,894^\circ$. Dies entspricht einem Verhältnis von $V = \varphi_{HD}/\varphi_{ND} = 0,833$. Abbildung 4.4 zeigt die zugehörige Druckwellenform dieses „Standard“-Rotationskörpers, wobei die Druckwellenform im Ballastvolumen wegen der kleineren Werte um einen Faktor 5 vergrößert dargestellt ist. Die Positionen der Drucksensoren können aus Abbildung 5.12 entnommen werden. Die Angaben der Druckwerte beziehen sich auf die Druckwellenform vor dem Regenerator ($p_{v.Reg}$) am Haupteinlass.

Der etwas größere Winkel im Niederdruck φ_{ND} ist in der Druckwellenform an der längeren Zeitdauer von der Hochdruckspitze zur Niederdruckspitze in Abbildung 4.4 sichtbar. Das Druckverhältnis von Hoch- zu Niederdruck beträgt hierbei $p_h/p_l \equiv p_{h/l} = 2,016$. Weder im Hochdruck, noch im Niederdruck ist eine konstante Plateauphase zu erkennen. Es kommt vielmehr durch die Arbeits- bzw. Pulsfrequenz von $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ und der $l = 4 \text{ m}$ langen Polyamid-Zuleitung zu einem Wechsel von dem einem in den anderen Druckbereich, bevor sich das maximal mögliche Druckniveau des Kompressors, in Abbildung 4.4 als ein angenäherter Rechteckimpuls dargestellt, ausbilden konnte.

4.4.1. Beschreibung der untersuchten Rotationskörper

Bei den durchgeführten Untersuchungen kamen verschiedene Rotationskörper aus dem Material¹ RULON® für das GM-Drehventil zum Einsatz. Hierbei wurden die

¹Werkstoff VALFLON® F-108, Handelsname RULON® von Dixon Resine GmbH, Technische Kunststoffe, Siemensstraße 2, D-64526 Mörfelden

4.4. Anpassung der Druckwelle über Rotationskörper und Ventilplatte

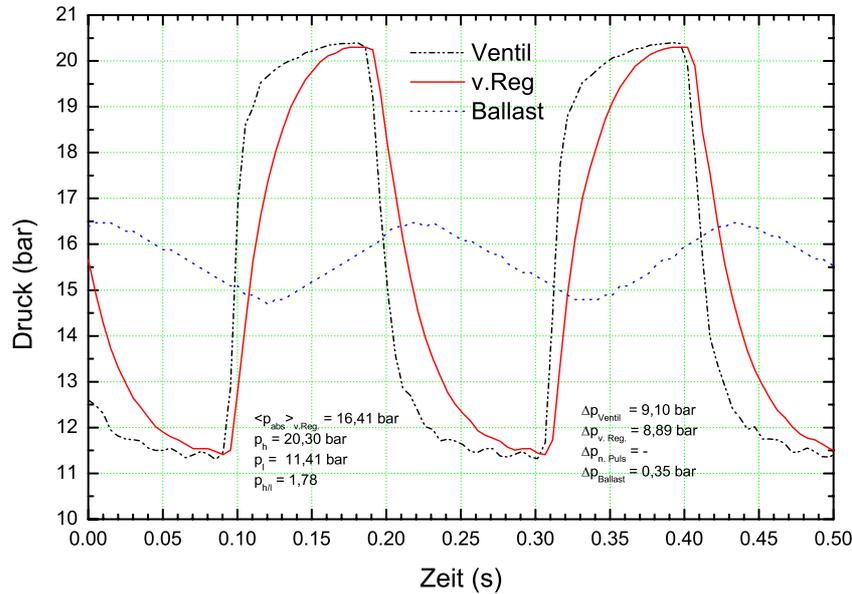


Abbildung 4.4.: Druckwellenformen des „Standard“-Rotationskörpers mit $V = 0,833$, aufgenommen am Rotationsventil, vor dem Regenerator und im Ballastvolumen.

Öffnungswinkel für Hoch- und Niederdruck entsprechend den Werten aus Tabelle 4.3 und Tabelle 4.4 variiert.

Tabelle 4.3.: Daten der RULON®-Rotationskörper aus der dc-Serie

RULON®	φ_{HD}	φ_{ND}	$2 \cdot \varphi_{HD}$	$2 \cdot \varphi_{ND}$	$V = \varphi_{HD}/\varphi_{ND}$
RULON®_dc1	81,363	97,947	162,726	195,894	0,8306
RULON®_dc2	78,299	101,564	156,599	203,129	0,7709
RULON®_dc3	74,967	105,146	149,935	210,292	0,7129
RULON®_dc4	72,282	107,704	144,565	215,409	0,6711
RULON®_dc5	68,719	111,469	137,438	222,939	0,6164
RULON®_dc6	65,293	114,744	130,587	229,488	0,5690

Die Variation des Verhältnisses von Hochdruck- zu Niederdruckwinkel erfolgt in der als „dc-Serie“ gekennzeichneten Ausführung durch die Vergrößerung der Ausfräsung im Niederdruck und gleichzeitiger Verkleinerung der seitlichen Aussparung für den Hochdruckbereich (*vergleiche Abbildung 4.3*). Dabei sind die Ausfräsungen so angeordnet, dass zu keinem Zeitpunkt während eines vollen Umlaufes des Rotationskörpers eine sogenannte „Totzeit“ auftritt. Hierunter ist die Zeitspanne zu verstehen, in der der Kaltkopf weder mit dem Hoch- noch mit dem Niederdruck verbunden ist. Beide Winkel ergeben somit in der Summe einen Wert von 360° .

Tabelle 4.4.: Daten der RULON®-Rotationskörper aus der sy-Serie

RULON®	φ_{HD}	φ_{ND}	$2 \cdot \varphi_{HD}$	$2 \cdot \varphi_{ND}$	$V = \varphi_{HD}/\varphi_{ND}$
RULON®_sy1	90,00	90,00	180	180	1,00
RULON®_sy2	85,50	90,00	171	180	0,95
RULON®_sy3	81,00	90,00	162	180	0,90
RULON®_sy4	76,50	90,00	153	180	0,85
RULON®_sy5	72,00	90,00	144	180	0,80

Eine als „sy-Serie“ bezeichnete Variation des Rotationskörpers wurde, ausgehend von einem symmetrischen RULON®-Körper mit $HD = 180^\circ$ und $ND = 180^\circ$ konstruiert. Der Niederdruck wird hierbei mit $ND = 180^\circ$ konstant gehalten, und der Hochdruck HD schrittweise verringert. Damit passt sich bezüglich des Verhältnisses V diese Serie nach oben hin an die RULON®_dc-Serie aus Tabelle 4.3 an.

Von diesen konstruierten Möglichkeiten wurden die RULON®-Körper aus Tabelle 4.5 verwendet, um die Auswirkungen auf das Verhalten des Pulsrohrkühlers zu untersuchen. Verglichen werden die gemessenen Daten dieser abgeänderten RULON®-Körper mit dem Original 2-er GM-RULON® der Firma LEYBOLD mit $V = 0,833$ aus Abbildung 4.4.

Tabelle 4.5.: Getestete RULON®-Körper mit unterschiedlichen Steuerzeiten

RULON®	$V = \varphi_{HD}/\varphi_{ND}$
RULON®_sy1	1,000
Original GM-Rulon	0,833
RULON®_sy5	0,800
RULON®_dc3	0,713
RULON®_dc4	0,671

4.4.2. Eigenschaften und Vergleich der erzeugten und gemessenen Druckwellenformen

Im folgenden wird zu jedem RULON®-Körper ein Vergleich der erzeugten Druckwellenform vor dem Regenerator mit dem Original 2-er GM-Rulon ($V = 0,833$) dargestellt. Die übereinanderliegenden Kurven der Druckwellen sind auf einen gemeinsamen Startpunkt (*unten links*) in der Niederdruckphase getriggert. Alle Messungen sind bei einer Pulsfrequenz von etwa $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$, mit einer $l = 4 \text{ m}$ langen flexiblen Polyamid-Leitung (*Innendurchmesser* $\phi_i = 4 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$) und einem ab-

soluten Helium-Fülldruck des Systems von $\langle p_{abs} \rangle = 17,13 \text{ bar}$ im warmen Zustand durchgeführt worden. Abbildung 4.5 zeigt den Vergleich für $V = 1,000$.

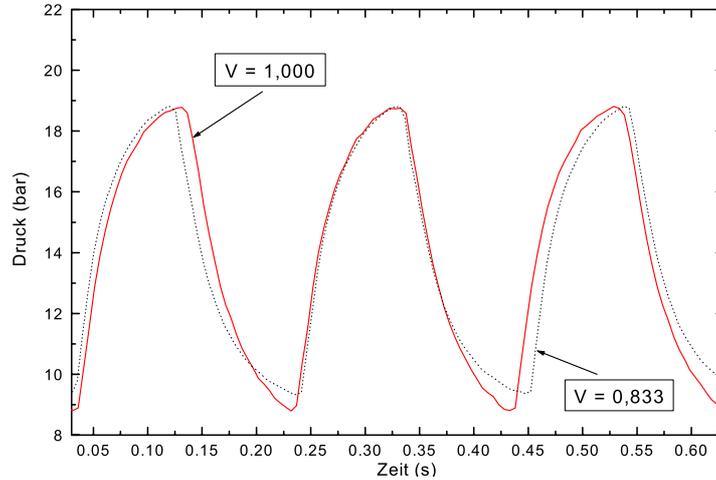


Abbildung 4.5.: Druckwellenformen am Haupteinlass mit RULON®-Körper $V = 1,000$ ($\varphi_{HD} = 90^\circ, \varphi_{ND} = 90^\circ$) und mit dem Standard-GM-Körper $V = 0,833$ ($\varphi_{HD} = 81,36^\circ, \varphi_{ND} = 97,95^\circ$)

Zu erkennen ist, dass für den RULON®-Körper mit $V = 1,000$ die Hochdruckphase (*nur sehr*) geringfügig verbreitert ist und die Niederdruckphase relativ spitz ausfällt und etwas schmaler wurde. Dies signalisiert, dass nicht genügend Zeit zur Verfügung steht, einen vollkommenen Druckausgleich in der Niederdruckphase herzustellen, sondern dass es schon vor dem Erreichen des möglichen niedrigsten Druckes zu einem erneuten Druckanstieg kommt. Das Druckverhältnis von Hoch- zu Niederdruck beträgt hierbei $p_h/p_l = 1,885$. Weiterhin wird dadurch dem Gas in der adiabatischen Expansionsphase weniger Zeit gegeben, eine gewisse Wärmemenge von dem kalten Wärmetauscher aufzunehmen. Die Wärmeübertragung wird durch kurze Niederdruckphasen nicht sehr effektiv sein, was somit zu einer längeren Abkühlzeit auf die Minimaltemperatur und zu einer geringeren Kühlleistung führt.

Bei diesem symmetrischen Winkelverhältnis von $\varphi_{HD} = \varphi_{ND} = 90^\circ$ hätte man (*eigentlich*) eine symmetrische Druckwellenform erwarten sollen. Die unterschiedlichen Druckbereiche deuten darauf hin, dass es durch das Vorhandensein von unsymmetrischen Flusswiderständen innerhalb des Systems zu einem nicht ausgeglichenen Druckverhältnis des Mitteldruckes an unterschiedlichen Stellen im System kommen kann. Nach Kapitel 4.2 wird hierdurch gerade das Auftreten eines DC-Gasflusses begünstigt.

Abbildung 4.6 zeigt den Vergleich zwischen den erzeugten Druckwellenformen mit dem $V = 0,833$ und $V = 0,800$ Rotationskörper.

4. Optimierung eines Pulsrohrkühlers durch DC-Fluss-Kompensation

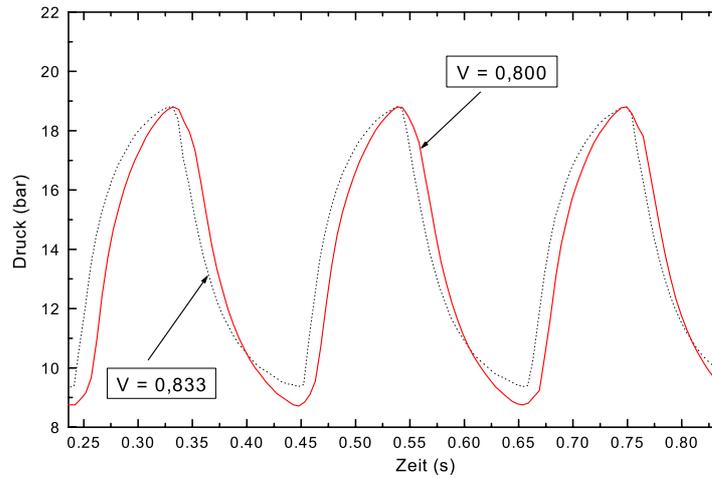


Abbildung 4.6.: Druckwellenformen am Haupteinlass mit RULON®-Körper, $V = 0,800$ ($\varphi_{HD} = 72^\circ, \varphi_{ND} = 90^\circ$) und mit dem Standard-GM-Körper $V = 0,833$ ($\varphi_{HD} = 81,36^\circ, \varphi_{ND} = 97,95^\circ$)

In dieser Druckwellenform mit $V = 0,800$ hat sich der abknickende Verlauf der Kurve im Umkehrpunkt des Niederdruckes etwas abgeschwächt und die Kurve im Scheitelpunkt des Hochdruckes ist etwas „rundlicher“ geworden. Weiterhin lässt die Druck-Kurve in ihrer Gestalt ein symmetrisches Aussehen erkennen. Gegenüber der $V = 0,833$ Vergleichskurve hat sich die Breite der Hochdruck- und Niederdruckphase nur gering geändert. Das Druckverhältnis von Hoch- zu Niederdruck beträgt hierbei $p_h/p_l = 1,94$.

Abbildung 4.7 stellt den Vergleich mit $V = 0,713$ dar.

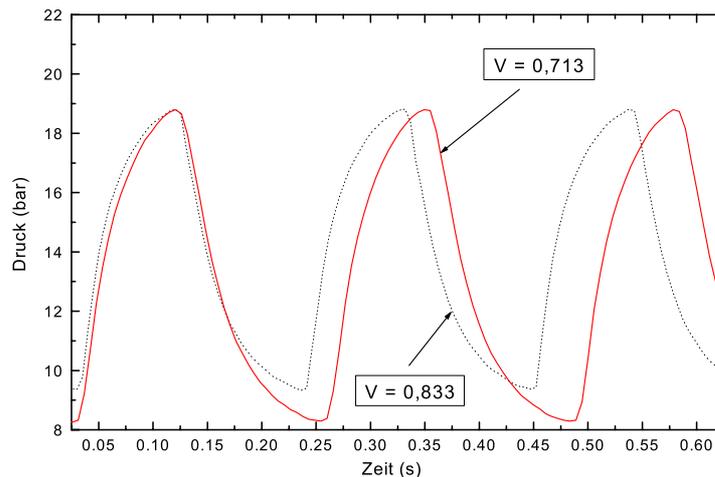


Abbildung 4.7.: Druckwellenformen am Haupteinlass mit RULON®-Körpern, $V = 0,713$ ($\varphi_{HD} = 74,967^\circ, \varphi_{ND} = 105,146^\circ$) und mit dem Standard-GM-Körper $V = 0,833$ ($\varphi_{HD} = 81,36^\circ, \varphi_{ND} = 97,95^\circ$)

Bei diesem RULON®-Körper und dessen erzeugter Druckwellenform ist die eigentliche Absicht dieser Untersuchungsreihe zur DC-Flow Kompensation zu erkennen, nämlich eine Angleichung der Mitteldrücke an unterschiedlichen Positionen im System zu erreichen. Der Hochdruckbereich ist etwas „spitzer“ und dadurch geringfügig schmaler geworden im Vergleich zur Druck-Kurve des Standard-Vergleichkörpers. Der Niederdruckbereich lässt eine zeitliche Verbreiterung erkennen.

Durch diese Winkeleinteilung der Hoch- und Niederdruckphase wird dem Gas in dem System mehr Zeit gegeben, nach der (*aktiven*) Hochdruckphase in der (*passiven*) Niederdruckphase einen etwas längeren Druckausgleich im System vorzunehmen. Dadurch könnte eine eventuell vorhandene permanente Druckerhöhung im Ballastvolumen, aufgrund der oben erwähnten Asymmetrie der Nadelventile (*Orifice-Impedanz*), durch diese nun verlängerte Niederdruckphase ausgeglichen werden. Der in Tabelle 4.7 angeführte Vergleich der weiteren Messwerte wie Mitteldruck und Differenz der Mitteldrücke wird dies eindeutig zeigen. Das Druckverhältnis von Hoch- zu Niederdruck beträgt hierbei $p_h/p_l = 2,027$.

Abbildung 4.8 gibt einen Vergleich der Rotationskörper mit $V = 0,671$ und $V = 0,0671$ wieder.

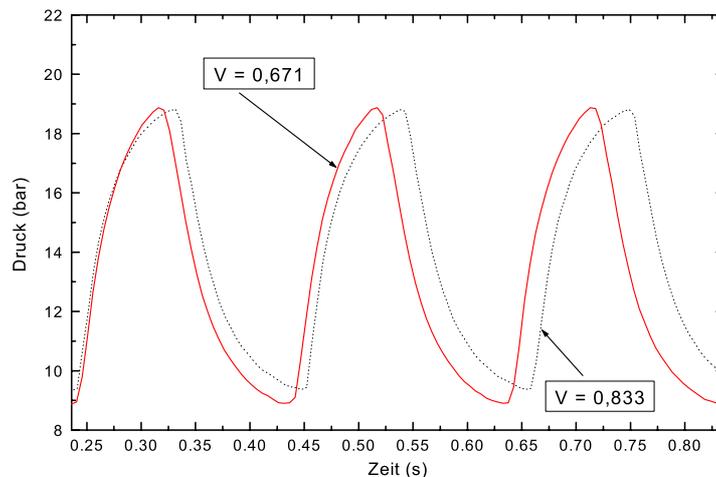


Abbildung 4.8.: Druckwellenformen am Haupteinlass mit RULON®-Körper $V = 0,671$ ($\varphi_{HD} = 72,282^\circ$, $\varphi_{ND} = 107,704^\circ$) und mit dem Standard-GM-Körper $V = 0,833$ ($\varphi_{HD} = 81,36^\circ$, $\varphi_{ND} = 97,95^\circ$)

Die Druckwelle beim RULON®-Körper mit $V = 0,671$ aus Abbildung 4.8 zeigt einen spitzeren Hochdruckbereich im Vergleich zum $V = 0,833$ Körper, während die Niederdruckphase eine etwas länger Zeitspanne durchläuft. Dies kann bedeuten, dass nun die Wärmeübertragung in der Hochdruckphase mit dem warmen Wärmetauscher ineffektiv vonstatten geht und somit die entstehende Kompressionswärme nicht effektiv abgegeben wird. Die Übergänge von einem in den anderen Druckbereich erfolgen abrupt. Das Druckverhältnis von Hoch- zu Niederdruck beträgt hierbei $p_h/p_l = 1,969$.

4.4.3. Ergebnisse der Variation der Druckwellenformen

4.4.3.1. Minimaltemperatur

Der Pulsrohrkühler wurde mit jedem der fünf aufgelisteten RULON®-Körper aus Tabelle 4.5 im Orifice- und im Double-Inlet-Modus bei einer Pulsfrequenz von $f_{puls} = 4,6\text{ Hz}$ auf die thermisch unbelastete Minimaltemperatur jeweils neu optimiert. Abbildung 4.9 zeigt die Minimaltemperatur als Funktion des Winkelverhältnisses V von Hoch- zu Niederdruck.

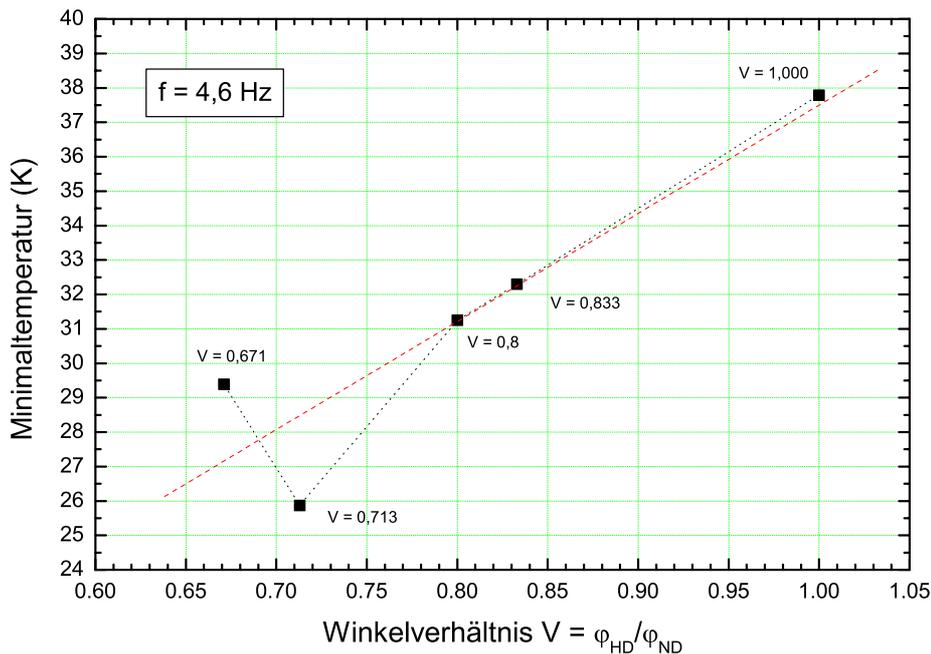


Abbildung 4.9.: Minimaltemperatur als Funktion des Winkelverhältnisses V von Hoch- zu Niederdruck bei verschiedenen RULON®-Körpern (siehe Tabelle 4.5)

Mit fallendem Winkelverhältnis V ist eine stufenweise Absenkung der Minimaltemperatur zu erkennen. Für $V = 0,713$ wird ein Minimum von $T_{min} = 25,87\text{ K}$ erreicht, welches jedoch bei kleineren Werten von V wieder ansteigt. Für V -Werte kleiner als 0,671 liegen bisher noch keine Daten vor, können aber mit demkonstruierten RULON®-Körper aus Tabelle 4.5 durch weitere Messreihen der Druckwellenform $p(t)$ und Minimaltemperatur ermittelt werden.

Im Verhalten der Minimaltemperatur macht sich der im Zusammenhang mit Abbildung 4.7 beschriebene Effekt bemerkbar, dass mit einer Verkürzung der Hochdruckphase und dem Erweitern der Niederdruckphase dem Arbeitsgas mehr Zeit gegeben wird, einen Ausgleich der Mitteldrücke im System vorzunehmen. Zusätzlich kann das Arbeitsgas hierdurch länger mit dem kalten Wärmetauscher

wechselwirken, wobei es zu einem effektiveren Wärmeübertrag kommt. Das Gegenteil davon ist besonders deutlich an der Druckwellenform mit $V = 1,000$ zu sehen, wo die relativ „spitze“ Niederdruckphase mitverantwortlich für eine um mehr als 10 K höhere Minimaltemperatur im Gegensatz zu $V = 0,713$ ist. Da die elektrische Eingangsleistung des PRK durch den 2 kW He-Kompressor bei allen Versuchsreihen gleich war, wird die reduzierte Minimaltemperatur auf eine Reduzierung der internen Verluste zurückgeführt, worunter auch die Kompensation eines DC-Gasflusses fällt (siehe weiter unter, Kapitel 4.4.3.3: Druckhübe und Mitteldrücke).

Die tiefste erreichte Minimaltemperatur von $T_{min} = 25,87\text{ K}$ in Verbindung mit dem $V = 0,713$ RULON®-Körper muss nicht das Maximum der Leistungsfähigkeit dieses PRK darstellen. Die Regeneratormatrix dieser Version des Pulsrohrkühlers besteht ausschließlich aus Phosphorbronze-Sieben (Mesh-Zahl 247, Definition siehe Gleichung 5.8). Wie aus Abbildung 4.10 zu sehen ist, schneiden sich die Kurven der volumetrischen spezifischen Wärmekapazität ρC_p von Phosphorbronze und Helium gerade in dem Bereich von $T = 25\text{ K}$. In diesem Bereich kann also Phosphorbronze nur unzureichend Wärme vom Arbeitsgas Helium aufnehmen. Der Regenerator ist in seiner Fähigkeit zur Aufnahme von Wärme erschöpft, die durch die Wahl der Regeneratormaterialien vorgegebene natürliche Leistungsgrenze des Systems ist somit erreicht.

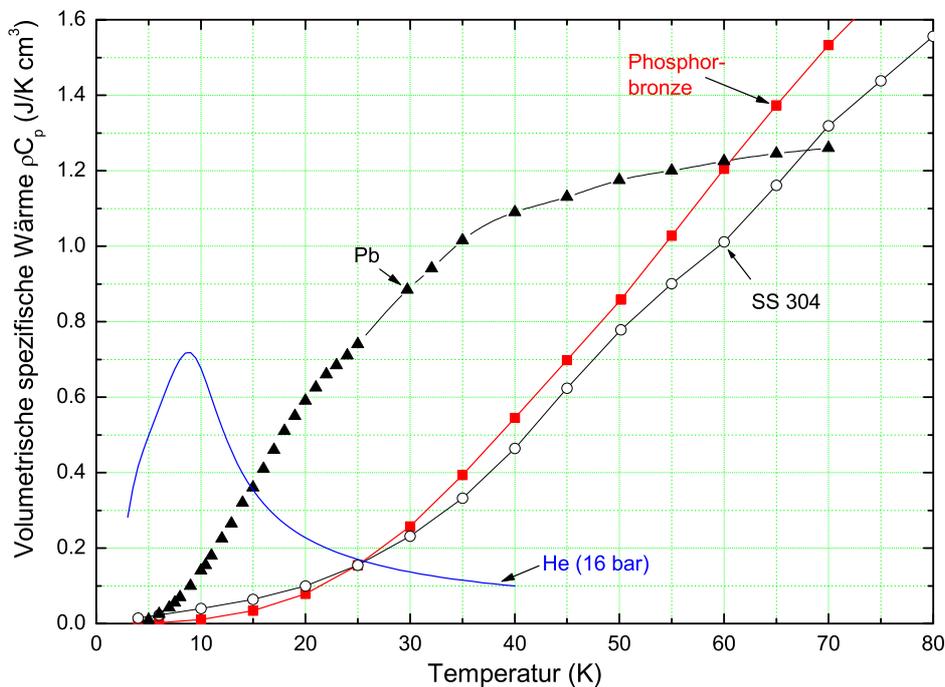


Abbildung 4.10.: Volumetrische, spezifische Wärmekapazität von verschiedenen Regenerator-Materialien bei tiefen Temperaturen

Für die praktische Anwendung hat sich gezeigt, dass die volumetrische, spezifische Wärmekapazität des Regenerators mindestens dreimal größer sein sollte als die des verwendeten Arbeitsgases [15] (hier: ${}^4\text{He}$). Um bei Temperaturen von $T \approx 25\text{ K}$ eine weitere Leistungssteigerung zu erreichen, ist ein Übergang auf mehrkomponentige Regeneratoren unerlässlich. Typischerweise bietet sich für einstufige Pulsrohrkühler und Temperaturen unterhalb von $T \leq 30\text{ K}$ eine Kugelschüttung aus feinen Bleikügelchen an, da Blei eine größere volumetrische, spezifische Wärme als Phosphorbronze- oder Edeldahlstahl besitzt (vergleiche Abbildung 4.10). Dieses Verhalten hängt mit der relativ niedrigen Debye-Temperatur Θ_D von Blei zusammen, die wichtigste Stoffkonstante zur Beschreibung der kalorischen Eigenschaften eines Festkörpers. Nach [16] besitzt Blei eine Debye-Temperatur von $\Theta_D = 105\text{ K}$ (zum Vergleich Kupfer: $\Theta_D = 343\text{ K}$). Im Grenzfall tiefer Temperaturen — wo die Debye-Temperatur des Festkörpers größer als die betrachtete Temperatur ist ($T < \Theta_D$) — geht der phononische² Anteil der Wärmekapazität proportional zu $\rho_{C_p} \propto \left(\frac{T}{\Theta_D}\right)^3$. Am Institut für Angewandte Physik der Justus-Liebig-Universität werden mit einem solchen einstufigen PRK-System zur Zeit Minimaltemperaturen von unter 20 K erreicht.

Noch tiefere Temperaturen unterhalb von 5 K werden mit zwei- oder mehrstufigen Pulsrohr- oder Gifford-McMahon Kühlern erreicht, die einen „optimierten“ Regenerator mit Seltenerd-Materialien wie zum Beispiel Er_3Ni , Er_3Co oder Neodym beinhalten [17], [18]. Diese Materialien liefern durch einen magnetischen Phasenübergang — welcher einem Phasenübergang zweiter Art³ entspricht — einen zusätzlichen Beitrag zur spezifischen Wärme. Durch die Messung des Temperaturgradienten entlang des Regenerators kann man die unterschiedlichen Materialien mit ihren unterschiedlichen Wärmekapazitäten in einer Art und Weise anordnen, dass gemäß Abbildung 4.10 die Wärmekapazität möglichst oberhalb der von Helium liegt.

4.4.3.2. Kühlleistung

Für jeden RULON®-Körper aus Tabelle 4.5 erfolgte nach der Optimierung des Orifice- und Double-Inlet Ventils eine erneute Abkühlung mit den optimalen Einstellungen. Zur Bestimmung der Kühlleistung wurde das System jeweils nacheinander mit der definierten Last von $P_1 = 1,0\text{ W}$ und $P_2 = 2,3\text{ W}$ über einen elektrischen Heizwiderstand belastet und die zugehörige erreichte Minimaltemperatur gemessen. In dem betrachteten Temperaturbereich oberhalb von 25 K gilt der in [1] und [14] näher beschriebene lineare⁴ Zusammenhang zwischen Kühlleistung $P(T)$ und Temperatur T .

²Anteil der Gitterschwingungen des Kristallgitters an der Wärmekapazität.

³Ein Phasenübergang zweiter Art ist durch eine Unstetigkeit, bzw. einen endlichen Sprung in der Wärmekapazität eines Stoffes gekennzeichnet.

⁴Im Temperaturbereich unter $T = 20\text{ K}$ gilt der lineare Zusammenhang nach Gl. 4.8 nicht mehr.

$$P(T) = \left(\frac{dP}{dT} \right) \cdot T - P_{loss}(0) \equiv s \cdot T - P_{loss}(0) \quad (4.8)$$

- $P(T)$: Nettokühlleistung (W)
 $\frac{dP}{dT}$: Steigung der Kühlleistungsgeraden (W/K)
 $P_{loss}(0)$: Verluste, extrapoliert auf $T = 0$ K (W)

Eine vergleichende Darstellung der Kühlleistungen mit einer für den gemessenen Bereich berechneten Regressionsgeraden ist in Abbildung 4.11 wiedergeben. Die Verwendung der unterschiedlichen RULON®-Körpern lässt bei diesen Untersuchungen für die Verhältnisse $V = 0,671$ und $V = 0,833$ in den Messpunkten größere Abweichungen von dem linearen Zusammenhang nach Gleichung 4.8 erkennen. Dies deutet darauf hin, dass das Betriebsverhalten des PRK durch die veränderten Betriebsbedingungen — speziell sei hier auch der undefinierte DC-Gasfluss erwähnt — bei thermischer Belastung mehr oder weniger starken Schwankungen unterworfen ist.

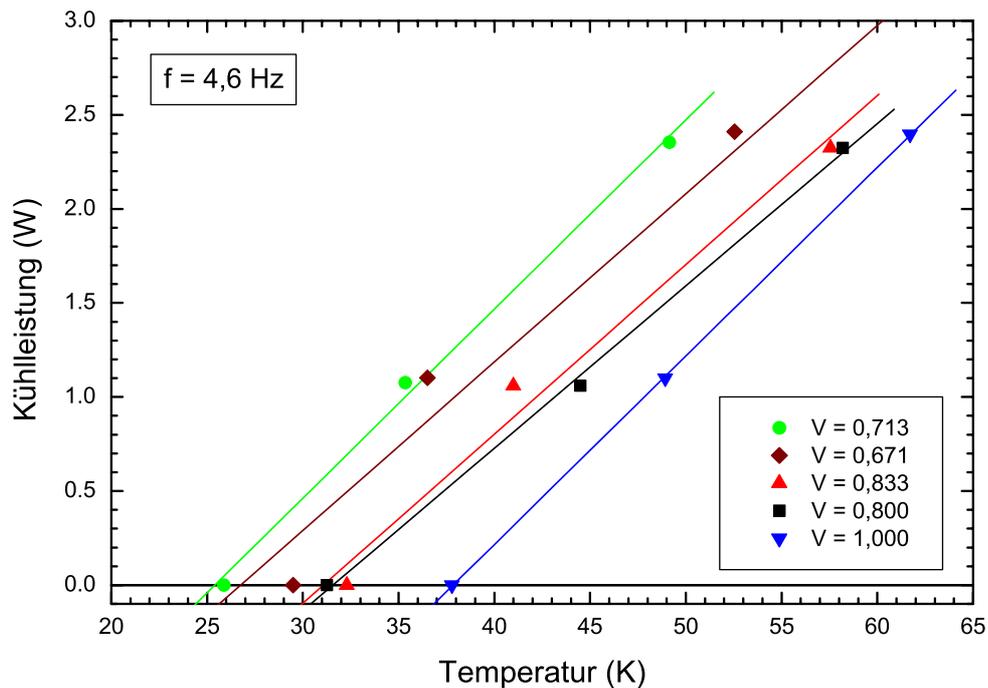


Abbildung 4.11.: Vergleich der gemessenen Kühlleistungen am Edelstahl-Pulsrohrkühler aus [1] mit unterschiedlichen RULON®-Körpern

Die Daten der berechneten Regressionsgeraden aus Gleichung 4.8 sind in Tabelle 4.6 geordnet nach der Grösse der Kühlleistung bei $T = 50$ K angegeben.

4. Optimierung eines Pulsrohrkühlers durch DC-Fluss-Kompensation

Tabelle 4.6.: Daten der gemessenen Kühlleistung des Edelstahl-Pulsrohrkühlers aus [1] mit unterschiedlichen RULON®-Körpern

$V = \varphi_{HD}/\varphi_{ND}$	$s = dP/dT$ (W/K)	$P_{loss}(0)$ (W)	$P(50K)$ (W)
0,713	0,1006	2,556	2,474
0,671	0,089	2,394	2,056
0,833	0,090	2,798	1,702
0,800	0,086	2,726	1,574
1,000	0,100	3,793	1,207

Wie bei den Werten der Minimaltemperatur aus Abbildung 4.9 liefert auch hier der RULON®-Körper mit $V = 0,713$ die größte Kühlleistung im Temperaturbereich oberhalb von 26 K. Die Kühlleistung konnte um 45,24 % von ursprünglich $P(50K) = 1,702$ W auf $P(50K) = 2,247$ W bei 50 K gesteigert werden.

4.4.3.3. Druckhübe und Mitteldrücke

Tabelle 4.7 gibt die jeweils gemessenen Druck-Daten wieder. Bei allen Messungen wurde der maximale Druckhub im kalten Zustand vor dem Regenerator $\Delta p_{v.Reg}$, der Druckhub im Ballastvolumen Δp_B , die zugehörigen Mitteldrücke vor dem Regenerator $\langle p_{v.Reg} \rangle$ und dem Ballastvolumen $\langle p_B \rangle$ sowie deren Mitteldruckdifferenz $\Delta \langle p \rangle = \langle p_B \rangle - \langle p_{v.Reg} \rangle$ registriert. Unter dem Druckhub Δp einer Größe ist die Differenz des maximalen Druckwertes p_h und des minimalen Druckwertes p_l einer registrierten Druckwellenform (vergleiche Abbildung 4.4) zu verstehen.

Tabelle 4.7.: Daten der gemessenen Druckhübe Δp_i , Mitteldrücke $\langle p_i \rangle$ und Minimaltemperaturen T_{min} im System mit unterschiedlichen RULON®-Körpern

$V = \varphi_{HD}/\varphi_{ND}$	$\Delta p_{v.Reg}$ (bar)	Δp_B (bar)	$\langle p_{v.Reg} \rangle$ (bar)	$\langle p_B \rangle$ (bar)	$\Delta \langle p \rangle$ (bar)	T_{min} (K)
1,000	10,02	0,46	16,07	16,33	+0,26	27,79
0,833	9,48	0,36	15,64	15,48	-0,16	32,30
0,800	10,12	0,36	15,66	15,51	-0,15	31,25
0,713	10,29	0,49	15,045	15,041	-0,004	25,87
0,671	10,47	0,46	14,784	14,818	+0,034	29,30

Aus den Druckhüben⁵ am Haupteinlass (vor dem Regenerator) und den Druckhüben

⁵Jeweils gemessen mit den optimalen Einstellungen des PRK von Orifice- und Double-Inlet-Ventil für jeden V-Wert.

im Ballastvolumen für unterschiedliche V -Werte ist keine eindeutige Tendenz bezüglich der optimalen Betriebsbedingungen festzustellen. Es kann lediglich bemerkt werden, dass für den besten getesteten RULON®-Körper $V = 0,713$ in der optimalen Einstellung von Orifice- und Double-Inlet Ventil der Druckhub im Ballastvolumen mit $\Delta p_B = 0,49 \text{ bar}$ am größten ist. Da nach [14] der Massenfluss in das Ballastvolumen $dm_0/dt = \dot{m}_0$ (siehe Gleichung 6.1 aus Kapitel 6.4) proportional zum Druckhub im Ballastvolumen ist ($dm_0/dt \propto \Delta p_B$), kann mit diesem Zusammenhang darauf geschlossen werden, dass der erhöhte Transport von Helium-Gas durch das System bzw. durch das Orifice Ventil zu einer Steigerung der Kühlleistung beigetragen hat.

Die Veränderungen der Mitteldrücke vor dem Regenerator und im Ballastvolumen sowie deren Differenzen in Abhängigkeit des unterschiedlichen Winkelverhältnisse V von Hoch- und Niederdruck sind in Abbildung 4.12 grafisch dargestellt.

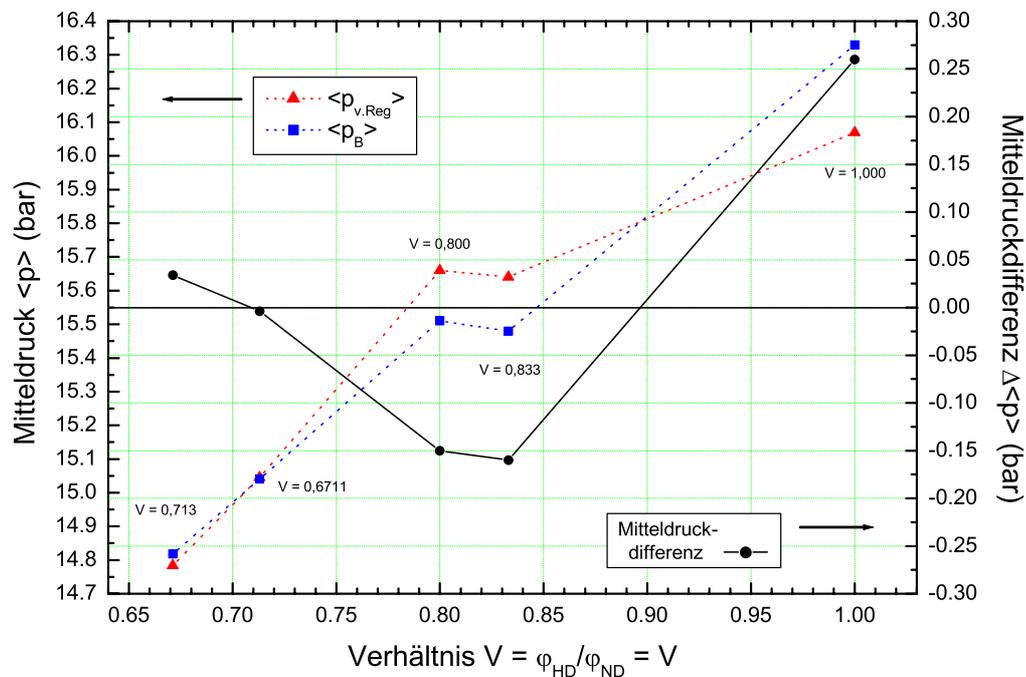


Abbildung 4.12.: Veranschaulichung der Mitteldrücke im System und deren Differenz in Abhängigkeit des Winkelverhältnisses $V = \varphi_{HD}/\varphi_{ND}$ von Hoch- und Niederdruck.

Ein entscheidender Effekt der Variation der Öffnungswinkel ist die Möglichkeit, mit einem je nach Ausgangssituation verlängerten Niederdruck- oder Hochdruckbereich den Mitteldruck im gesamten System — Regenerator und Ballastvolumen — aneinander anzugleichen, um somit der treibenden Kraft eines Gas-Gleichstromes entgegenzuwirken. Nach [4] erhält man die höchste Kühlleistung, wenn ein vorhandener DC-Fluss auf einen Wert nahe Null kompensiert wird.

Wie Abbildung 4.12 zeigt, konnte mit dem Rulon-Körper $V = 0,713$ der Druckunterschied zwischen Ballastvolumen und Regenerator von anfänglich $\Delta \langle p \rangle = \langle p_B \rangle - \langle p_{v.Reg} \rangle = -0,16 \text{ bar}$ des $V = 0,833$ Körpers auf $\Delta \langle p \rangle = -0,004 \text{ bar}$ gesenkt werden. Auffällig ist hierbei auch, dass verglichen mit den Kühlleistungsdaten aus Tabelle 4.6, die Leistungsfähigkeit des PRK bei $T = 50 \text{ K}$ mit der Reihenfolge des Anstieges vom Betrag des Druckunterschiedes übereinstimmt (*Ausnahme bilden die Körper $V = 0,800$ und $V = 0,833$*).

Dieser Zusammenhang von erzielbarer Kühlleistung und Differenz der Mitteldrücke würde bedeuten, dass mit zunehmendem Absolutbetrag der Mitteldruckdifferenz $|\Delta \langle p \rangle|$ die Kühlleistung des PRK reduziert wird. Anders ausgedrückt — bezogen auf den DC-Fluss und dessen Kompensation — kann man sagen, dass es durch eine vorhandene Differenz des Mitteldruckes zu einem Anstieg der internen Verluste kommt. Rein Formel gilt nach Gleichung 4.8, dass mit dem Erreichen der Minimaltemperatur T_{min} keine nutzbare Kühlleistung $P(T_{min}) = 0$ mehr vorhanden ist. Hieraus folgt

$$T_{min} = -\frac{P_{loss}(0)}{s} \quad (4.9)$$

Es lässt sich eine Absenkung der Minimaltemperatur erreichen, indem man zum einen die extrapolierten Verluste $P_{loss}(0)$ reduziert oder zum anderen die Steigung der Lastgeraden $s \equiv \frac{dP}{dT}$ erhöht. Diese Auswirkungen auf das Verhalten des PRK mit unterschiedlichen Druckwellenformen ist aus Tabelle 4.6 ersichtlich.

Abschließend soll noch erwähnt werden, dass die unterschiedlichen Druckwellenformen offensichtlich keinen Einfluss auf die optimale Pulsfrequenz des Systems nehmen. Eine Optimierung auf Minimaltemperatur mittels Frequenzvariation und RULON®-Körper $V = 0,671$ ergab das gleiche Ergebnis von $f_{opt} = 4,6 \text{ Hz}$ wie in [1] und Kapitel 6.4 beschrieben.

4.5. Anpassung der Druckwellenform durch Steuerung des Rotationsventils

Eine (*weitere*) alternative Möglichkeit, die Druckwellenform für den Kühlerbetrieb zu verändern, um damit den DC-Flow zu regulieren, erreicht man durch die Erzeugung einer nicht konstanten Rotationsgeschwindigkeit des RULON®-Körpers im Rotationsventil.

Hierzu war es erforderlich, den bisher verwendeten 50 Hz Synchronmotor durch einen Schrittmotor zu ersetzen, dessen Steuerelektronik es ermöglicht, eine nicht konstante Rotationsgeschwindigkeit auf einem Umlauf des Motors zu erzeugen.

Über diese Ansteuerung lassen sich die verschiedenen Rotationsgeschwindigkeiten im Bereich des Hoch- und Niederdruckes einzeln einstellen, und dadurch die Ein- und Auslasszeiten für die Druckwellenform $p(t)$ variieren.

Um die Veränderungen der Druckwellenform gegenüber den früheren Untersuchungen zu quantifizieren, wird eine Größe R nach Gleichung 4.10 definiert, welche die aus den Druckwellenformen experimentell bestimmten Zeiten von Kompression und Expansion miteinander ins Verhältnis setzt:

$$R = \frac{t_{Kompression}}{t_{Expansion}} \quad (4.10)$$

Weiterhin wurde der Effekt der Totzeit⁶ zwischen Hoch- und Niederdruck untersucht. Die Totzeit ist die Zeit, die zwischen dem Schließen des Hochdruckes und dem Öffnen des Niederdruckes bzw. zwischen dem Schließen des Niederdruckes und dem Öffnen des Hochdruckes vergeht. Durch geschickte Wahl des Rotationskörpers und der Programmierung der Steuerelektronik lassen sich unterschiedlich lange Totzeiten in die Pulssequenz zwischen Hoch- und Niederdruck einbauen. Analog zu den Untersuchungen in Kapitel 4.4 kann hierdurch auch den asymmetrischen Flusswiderständen im System entgegengewirkt werden.

Für die durchgeführten Untersuchungen gilt durchweg, dass bei Änderung der Totzeit die Zeiten für den Hoch- und Niederdruck gleich lang gehalten wurden. Die Totzeit in der Druckwellenform wird im folgenden durch ein Verhältnis W nach Gleichung 4.11 charakterisiert. Hierin beschreibt t_{druck} die Zeitspanne, in der der Hoch- bzw. Niederdruck mit dem Kaltkopf verbunden ist und die Totzeit t_{tot} die Zeit in der kein Gas vom Ventil in den Kaltkopf ein- oder ausströmen kann.

$$W = \frac{t_{druck}}{t_{tot}} \quad (4.11)$$

4.5.1. Messung der Temperaturgradienten am Pulsrohr und Regenerator

Zur Messung des Temperaturprofils entlang Pulsrohr und Regenerator wurden an vier unterschiedlichen Positionen der Rohre Temperatursensoren vom Typ Pt-100 befestigt. Abbildung 4.13 zeigt den Kaltkopf und die Positionen der Montage der Pt-100 Temperatursensoren.

⁶In der englischen Literatur wird diese Zeitspanne mit dem Ausdruck „waiting time“ bezeichnet.

4. Optimierung eines Pulsrohrkühlers durch DC-Fluss-Kompensation

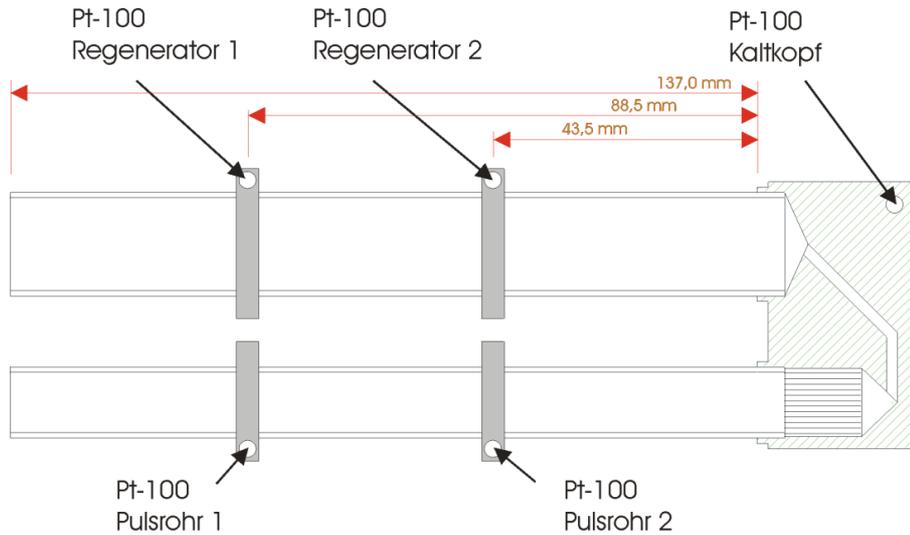


Abbildung 4.13.: Schemazeichnung des Kaltkopfes mit den Positionen der fünf Pt-100 Sensoren an Pulsrohr und Regenerator für die Messung des Temperaturprofils

Die Pt-100 Sensoren sind in einem „Klötzchen“ aus Kupfer untergebracht, welches die Rohre von Pulsrohr und Regenerator eng umschließt und einen relativ großflächigen Kontakt mit der Wand der Rohre bildet. Ein wenig Wärmeleitfett vom Typ APIEZON® N [19] diente zur guten thermischen Kontaktierung.

Tabelle 4.8 benennt die absoluten und die normierten Positionen der Pt-100 Sensoren entlang der Rohre. Dabei wurde die Position $x = 0$ an das untere, kalte Ende des Kaltkopfes gelegt, so dass der Sensor an der Kaltfläche auf Position 0 mm sitzt.

Tabelle 4.8.: Positionen der Pt-100 Sensoren an Pulsrohr und Regenerator

Sensor	$x \text{ (mm)}$	x/L
warmes Ende	137	1
Pulsrohr 1	88,5	0,646
Regenerator 1	88,5	0,646
Pulsrohr 2	43,5	0,318
Regenerator 2	43,5	0,318
Kaltfläche	0	0

Die Temperaturmessung wird mit einer Vier-Draht-Messung durchgeführt. Aufgrund der beschränkten Anzahl von elektrischen Durchführungen in das Vakuumgefäß (*maximal 16 Leitungen*) sind die Pt-100 Widerstände in Reihe geschaltet und mit einer Konstantstromquelle verbunden, die einen Messstrom von $I_{mes} = 200 \text{ mA}$ einprägt. Zur Stromversorgung der Pt-100 dienen zwei $130 \text{ }\mu\text{m}$ dicke Kupferleitungen. Über

jeweils zwei 100 μm dicke Manganin-Leitungen (84% Cu, 12% Mn, 4% Ni) wird der Spannungsabfall ΔU über jeden einzelnen Pt-100 gemessen. Der Widerstand des Sensors ergibt sich mit Hilfe des eingepprägten Stromes zu $R = \Delta U / I_{mes}$. Die Umrechnung des Widerstandes in die zugehörige Temperatur erfolgt nach DIN 43 760 (Oktober 1980) mittels des CALLENDAR-VAN-DUSE Polynoms:

$$\begin{aligned}
 & \text{gültig von von } -200\text{ }^\circ\text{C bis } 0\text{ }^\circ\text{C} \text{ (73,15 K - 273,15 K)} \\
 R_T(T_R) &= R_0 \cdot \left[1 + 3,90802 \cdot 10^{-3} \frac{\Omega}{^\circ\text{C}} \cdot T_R \right. \\
 & \quad \left. - 0,58019 \cdot 10^{-6} \frac{\Omega}{(^\circ\text{C})^2} \cdot T_R^2 \right] \tag{4.12}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \text{gültig von von } 0\text{ }^\circ\text{C bis } 850\text{ }^\circ\text{C} \text{ (273,15 K - 1123,15 K)} \\
 R_T(T_R) &= R_0 \cdot \left[1 + 3,90802 \cdot 10^{-3} \frac{\Omega}{^\circ\text{C}} \cdot T_R \right. \\
 & \quad - 0,58019 \cdot 10^{-6} \frac{\Omega}{(^\circ\text{C})^2} \cdot T_R^2 \\
 & \quad \left. - 4,27350 \cdot 10^{-12} \cdot (T_R - 100^\circ\text{C}) \frac{\Omega}{(^\circ\text{C})^4} \cdot T_R^3 \right] \tag{4.13}
 \end{aligned}$$

Die Auflösung der in Gleichung 4.13 auftretenden T_R^4 Abhängigkeit nach T_R würde zu einer Reihe von Fallunterscheidungen (vier Nullstellen) führen. Daher wird Gleichung 4.12 für den Temperaturbereich bis hinab zu 100 K verwendet. Für den Temperaturbereich zwischen 100 K und 20 K weichen jedoch die gemessenen Temperaturwerte anfänglich leicht, später stark von den Werten der DIN-Tabelle und Gleichung 4.13 ab. Durch Vergleichsmessungen an einem zweistufigen Pulsrohrkühler mit einem Kohle-Glas Widerstand vom Typ CGR – 1000 konnte ein Näherungspolynom fünften Grades nach Gleichung 4.14 bestimmt werden, bei welchem die Abweichung in den verwendeten 17 Stützstellen nach Tabelle 4.9 weniger als $\Delta T_{max} = 0,3\text{ K}$ beträgt.

$$\begin{aligned}
 & \text{gültig von von } -253,15\text{ }^\circ\text{C bis } -173,15\text{ }^\circ\text{C} \text{ (20 K - 100 K)} \\
 T_R(R_T) &= 4.339\text{ K} + 8.661 \frac{\text{K}}{\Omega} \cdot R_T - 0.647 \frac{\text{K}}{\Omega^2} \cdot R_T^2 + 0.033 \frac{\text{K}}{\Omega^3} \cdot R_T^3 \\
 & \quad - 8.555 \cdot 10^{-4} \frac{\text{K}}{\Omega^4} \cdot R_T^4 + 8.616 \cdot 10^{-6} \frac{\text{K}}{\Omega^5} \cdot R_T^5 \tag{4.14}
 \end{aligned}$$

4. Optimierung eines Pulsrohrkühlers durch DC-Fluss-Kompensation

Tabelle 4.9.: Stützstellen zur Berechnung eines Polynoms zur Temperaturmessung mittels Pt-100 im Temperaturbereich von 20 – 100 K

T_R (K)	20	25	30	35	40	45	50	55	60
R_T (Ω)	2.15	2.88	3.87	4.97	6.25	7.67	9.32	11.14	13.12
T_R (K)	65	70	75	80	85	90	95	100	
R_T (Ω)	15.08	17.22	19.32	21.44	23.57	25.7	27.83	29.95	

Zur Messung der Kühlleistung befand sich ein 100 Ω (*Heiz*)-Widerstand vom Typ PBH 100 thermisch gut kontaktiert direkt an einer Seite der Kaltfläche. Die Stromzuführung erfolgte hier über zwei 130 μm dicke Kupferleitungen, während die Spannung über zwei 100 μm dicke Manganin-Leitungen abgegriffen wurde. Die (*Heiz*-)Leistung ergibt sich dann aus dem Produkt der elektrischen Größen von Spannung und Strom zu $P[W] = U[V] \cdot I[A]$.

4.5.2. Programmierung des Schrittmotors

Das Verhältnis der Intervalle von Hoch- und Niederdruck der erzeugten Druckwelle (siehe Abb. 4.4) hängt ab von der verwendeten Ventilplatte im Rotationsventil (*2-er oder 4-er Platte*⁷), dem Rotationskörper (*2-er oder 4-er RULON*⁸, *symmetrisch oder unsymmetrische Bauweise*) und dem Programm, mit dem der Schrittmotor angesteuert wird, der den Rotationskörper auf der Ventilplatte mit unterschiedlicher Geschwindigkeit drehen lässt. Abbildung 4.3 zeigt ein Foto und Zeichnung einer 2-er Ventilplatte und eines 2-er Rotationskörpers. Hier existieren zwei Ausfräsungen für den Hochdruck- bzw. zwei Ausfräsungen für den Niederdruckbereich.

Für die Untersuchungen zur Variation des Verhältnisses von Ein- zu Auslasszeit wurde ein symmetrischer Rotationskörper ($V = 1,000$) mit vier Ausfräsungen verwendet (siehe Abbildung 4.14). Dies bedeutet zum einen, dass bei einer konstanten Rotationsgeschwindigkeit die Zeiten für Hoch- und Niederdruck die gleichen sind. Zum anderen wird bei einer Motorumdrehungsfrequenz von $f_{Motor} = 1 \text{ Hz}$, der Pulsrohrkühler mit einer Arbeits- bzw. Pulsfrequenz von $f_{puls} = 4,0 \text{ Hz}$ betrieben.

Um die Ein- und Auslasszeiten zu variieren, muss der Schrittmotor durch ein Programm so angesteuert werden, dass er eine nicht gleichförmige Drehbewegung auf einem Umlauf ausführt. Zur Erzeugung einer längeren Expansion/Kompression muss die Motordrehgeschwindigkeit für diesen Winkelbereich verlangsamt werden.

⁷Die Kennzeichnung 2-er oder 4-er gibt die Anzahl der Bohrungen in der Ventilplatte an, um das Gas weiterzuleiten.

⁸Die Kennzeichnung 2-er oder 4-er gibt die Anzahl der Ausfräsungen an dem Rotationskörper für einen Druckbereich an, um den Hoch- oder Niederdruck mit dem Kaltkopf zu verbinden.

Dementsprechend ist für kürzere Zeiten die Rotationsgeschwindigkeit des Motors zu erhöhen.

Für die Optimierung eines Pulsrohrkühlers auf Minimaltemperatur ist es günstig, wenn so wenig Parameter wie möglich variiert werden müssen. Zur Vereinfachung der Untersuchungen wurde während der Messungen das Einlass- zu Auslassverhältnis variiert, während die Rotationsfrequenz konstant gehalten wurde.

Für die exakte Bestimmung des Zeitpunktes, wann sich für den Hoch- bzw. den Niederdruck die Geschwindigkeit ändern muss, ist eine möglichst exakte Kalibrierung der Position des Schrittmotors nötig. Dies bedeutet, dass die Position des Überganges von Hoch- zu Niederdruck genau bekannt sein muss. Dieser Punkt ist aufgrund der Konstruktion des Rulon-Körpers und der Ventilplatte nur sehr schwer zu bestimmen. Aus diesem Grund wird vor jeder neuen Versuchsreihe bei sehr langsamer, konstanter Rotationsgeschwindigkeit eine gewisse „Übergangszone“ bestimmt, in der sich der Übergang von Hoch- zu Niederdruck oder umgekehrt vollzieht. Dies macht die Offset-Kalibrierung des Schrittmotors erheblich einfacher. Eine volle Umdrehung von 360° des verwendeten Schrittmotors vom Typ 6420-001-C-N-K der Firma Eduard BAUTZ GmbH + Co.KG aus Weiterstadt [20] wird durch die zugehörige Steuerelektronik vom Typ *Pacific Scientific 6420 microstep indexcontroller* auf 3200 Einzelschritte pro Sekunde eingestellt. Diese Konfiguration erzeugt bei der Benutzung einer Ventilplatte mit vier Bohrungen eine Pulsfrequenz von $f_{puls} = 4,0 \text{ Hz}$ im System.

Ein typisches Programm zur Motorsteuerung [21] ist in Tabelle 4.10 wiedergegeben.

Tabelle 4.10.: Beispielprogramm zur Schrittmotorsteuerung ($f_{puls} = 4,0 \text{ Hz}$, $R = 0,8$)

Befehl	Beschreibung
v 7514	Drehgeschwindigkeit auf 7514 Schritte pro Sekunde setzen
+ 600	Drehen von 600 Schritten im Hochdruckbereich
v 6400	Drehgeschwindigkeit auf 6400 Schritte pro Sekunde setzen
+ 200	Drehen von 200 Schritten in der Übergangszone
v 5574	Drehgeschwindigkeit auf 5574 Schritten pro Sekunde setzen
+ 600	Drehen von 600 Schritten im Niederdruckbereich
v 6400	Drehgeschwindigkeit wieder auf 6400 Schritte pro Sekunde setzen
+ 200	Drehen von 200 Schritten in der Übergangszone
g 0	Das Programm springt zum Anfang zurück

Der Offset des Motors liegt in den ersten 100 Schritten des Hochdruckbereiches.

4.5.3. Berechnung der Einlass- und Auslasszeit für die Programmierung des Motors

Um eine bestimmte Pulsfrequenz und ein bestimmtes Ein- zu Auslassverhältnis zu erreichen, müssen die dazugehörigen einzustellenden Drehgeschwindigkeiten für Hoch- und Niederdruck sowie die Anzahl der nötigen Mikroschritte des Schrittmotors berechnet werden.

Die Anzahl der Schritte für den Übergangsbereich $n_{\ddot{u}}$ von Hoch- zu Niederdruck ist so gewählt, dass sie $1/8$ von der Gesamtzahl der Schritte (3200) für einen Umlauf beträgt. Die Berechnung der entsprechend einzustellenden Drehzahl $v_{\ddot{u}}$ (Einheit: Schritte pro Sekunde) im Übergangsbereich nach Gleichung 4.15 hängt von der verwendeten Ventilplatte ab. Hierbei ist Z die Anzahl der Bohrungen in der Ventilplatte und f_{puls} die Arbeitsfrequenz des Pulsrohrkühlers.

$$n_{\ddot{u}} = \frac{3200}{8} \cdot \frac{1}{Z} = \frac{400}{Z} \quad ; \quad v_{\ddot{u}} = \frac{3200}{Z} \cdot f_{puls} \quad (4.15)$$

In Kapitel 4.4 zur DC-Flow Kompensation wurden die RULON®-Körper sukzessive verändert und die Frequenz konstant gehalten. Um die Ergebnisse dieser Untersuchungen miteinander vergleichen zu können, wurde der symmetrische RULON®-Körper aus Abbildung 4.14 gewählt.

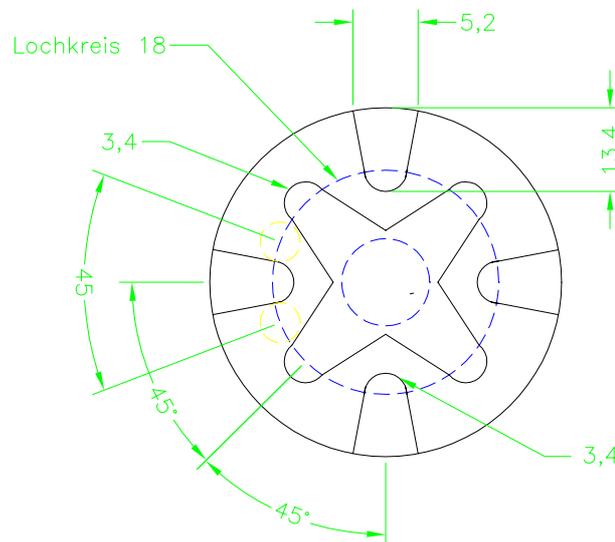


Abbildung 4.14.: Symmetrischer 4-er Rotationskörper mit $V = 1,0$

Durch die Symmetrie wird erreicht, dass die Anzahl der Schritte des Schrittmotors für Hoch- (n_h) und Niederdruck (n_n) nach Gleichung 4.16 gleich sind.

$$n_h = n_n = \frac{1200}{Z} \quad (4.16)$$

Die Drehzahlen für den Hochdruckbereich v_h und den Niederdruckbereich v_n sind dann gegeben durch die Gleichungen 4.17 und 4.18. Hierbei entspricht R nach Gleichung 4.10 dem aus der Druckwellenform bestimmten Verhältnis von Kompressions- zu Expansionszeit.

$$v_h = \frac{R + 1}{7 \cdot R - 1} \cdot \frac{9600}{Z} \cdot f_{puls} \quad (4.17)$$

$$v_n = \frac{R + 1}{7 - R} \cdot \frac{9600}{Z} \cdot f_{puls} \quad (4.18)$$

4.5.4. Berechnung der Totzeit für die Programmierung des Motors

Für die Untersuchungen mit Totzeit während eines Umlaufes wurde eine 4-er Ventilplatte ($Z = 4$) verwendet. Abbildung 4.15 zeigt einen speziellen RULON®-Körper mit einem nach Gleichung 4.11 bestimmten Verhältnis von $W = \frac{t_{druck}}{t_{tot}} = 0,286$ bei einer Pulsfrequenz von $f_{puls} = 4,0 \text{ Hz}$.

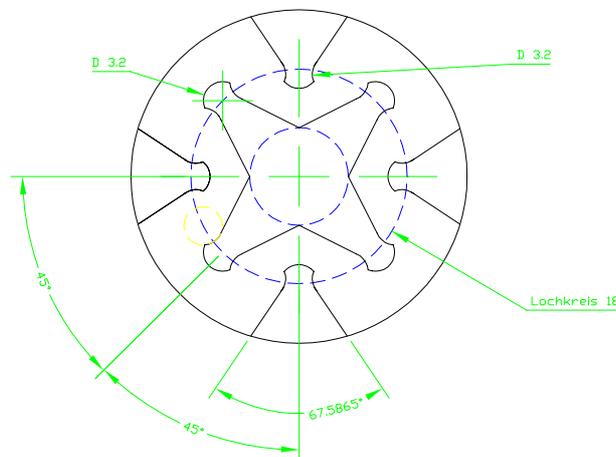


Abbildung 4.15.: Unsymmetrischer 4-er Rotationskörper mit Totzeit ($W = 0,286$)

Zur Verlängerung oder Verkürzung der Totzeit muss der Schrittmotor wieder für eine nicht konstante Rotationsgeschwindigkeit auf einer vollen Umdrehung programmiert werden. In Tabelle 4.11 ist ein typisches Programm zur Untersuchung des Verhaltens mittels Totzeit mit 3200 Schritten pro Umlauf, $f_{puls} = 4,0 \text{ Hz}$ und $W = 0,5$ wiedergegeben.

Tabelle 4.11.: Beispielprogramm zur Totzeituntersuchung ($f_{puls} = 4,0 \text{ Hz}$ und $W = 0,5$)

Befehl	Beschreibung
v 4562	Drehgeschwindigkeit auf 4562 Schritte pro Sekunde setzen
+ 250	Drehen von 250 Schritten im Hochdruckbereich
v 2137	Drehgeschwindigkeit auf 2137 Schritte pro Sekunde setzen
+ 150	Drehen von 150 Schritten im Totzeitbereich
g 0	Das Programm springt zum Anfang zurück

Der Offset des Schrittmotors konnte im Bereich der ersten 30 Schritte beim Übergang vom Hoch- zum Niederdruck kalibriert werden. Dann dreht sich der Motor 250 Schritte im Hochdruckbereich mit der entsprechend vorher eingestellten Drehgeschwindigkeit (*4562 Schritte/Sekunde*). Anschließend folgen 150 Schritte im Totzeitbereich, wobei die ersten 30 Schritte in der Hoch-/Niederdruck Übergangszone, 89 Schritte in der Totzeitzone und die letzten 30 Schritte wieder in der Nieder-/Hochdruck- Übergangszone erfolgen.

Während der experimentellen Untersuchungen wurde die Pulsfrequenz f_{puls} wieder konstant gehalten. Die Drehgeschwindigkeiten in der Druckphase v_d und in der Totzeitphase v_{tot} kann mit den folgenden formalen Zusammenhängen nach Gleichung 4.19 und 4.20 berechnet werden. Hierbei ist W das nach Gleichung 4.11 angegebene Verhältnis.

$$v_d = \frac{500}{1 + \frac{61}{89} \cdot W} \cdot (1 + W) \cdot f_{puls} \quad (4.19)$$

$$v_{tot} = \frac{178}{W} \cdot (1 + W) \cdot f_{puls} \quad (4.20)$$

4.5.5. Bestimmung des aktuellen Einlass- und Auslassverhältnisses

Mit den formalen Zusammenhängen der letzten Kapitel können zur Ansteuerung des Schrittmotors verschiedene Programme geschrieben werden, welche die gewünschte Druckwellenform bezüglich des Verhältnisses von Einlass- und Auslasszeit bzw. Totzeit produzieren. Analysiert man jedoch die wirklich erzeugte Druckwellenform etwas genauer, so erkennt man, dass das Einlass- zu Auslassverhältnis, für welches das Programm des Schrittmotor programmiert wurde, nicht exakt erreicht wird. Hier ist eine nachträgliche Kalibrierung nötig.

Zur Bestimmung des aktuellen Verhältnisses an der gemessenen Druckwellenform wurde folgende Vorgehensweise angewandt. Zuerst wird das Maximum p_{max} und Minimum p_{min} der Druckwelle am Ausgang des Rotationsventils bestimmt. Anschließend

wird der Mittelwert der Druckwelle $\bar{p} = \frac{1}{2} \cdot (p_{max} + p_{min})$ vom gesamten Datensatz der zugehörigen Druckwelle subtrahiert $p(t) - \bar{p}$. Verwendet wird der errechnete Mittelwert \bar{p} anstelle des elektronisch gemessenen Mittelwertes $\langle p \rangle$, da letzterer mit dem Verhältnis von Einlass- zu Auslasszeit variiert, was hingegen den Wert von \bar{p} nicht beeinflusst. Danach werden die Schnittpunkte der Druckwellenform mit der Zeitachse bei $p(t_i) = 0 \text{ bar}$ bestimmt. Diese Schnittpunkte repräsentieren bestimmte Werte in der Zeit, bei denen der Druck gerade Null ist. Mit diesen Punkten können die Zeiten von Kompression ($t_{kompression}$) und Expansion ($t_{expansion}$) für jede Periode bestimmt werden. Durch Mittelung der Kompressions- und Expansionszeiten über mehrere Perioden wird das Einlass- zu Auslassverhältnis R nach Gleichung 4.10 sehr genau bestimmt.

4.5.6. Kalibrierung des Schrittmotors

Zur exakten Erzeugung eines definierten Ein- zu Auslassverhältnisses muss der Schrittmotor und seine Position kalibriert werden. Für diesen Vorgang wird der Auslass des Rotationsventils hinter dem dort befindlichen Drucksensor geschlossen. Anschließend werden mit der 2-er und 4-er Ventilplatte verschiedene Druckwellen produziert und das Einlass- zu Auslassverhältnis $R_{gemessen}$ an der aufgenommenen Druckwellenform $p(t)$ manuell nach dem Vorgehen aus Kapitel 4.5.5 bestimmt. Abbildung 4.16 zeigt, dass der Wert von $R_{gemessen}$ linear mit dem berechneten Verhältnis $R_{theorie}$ variiert.

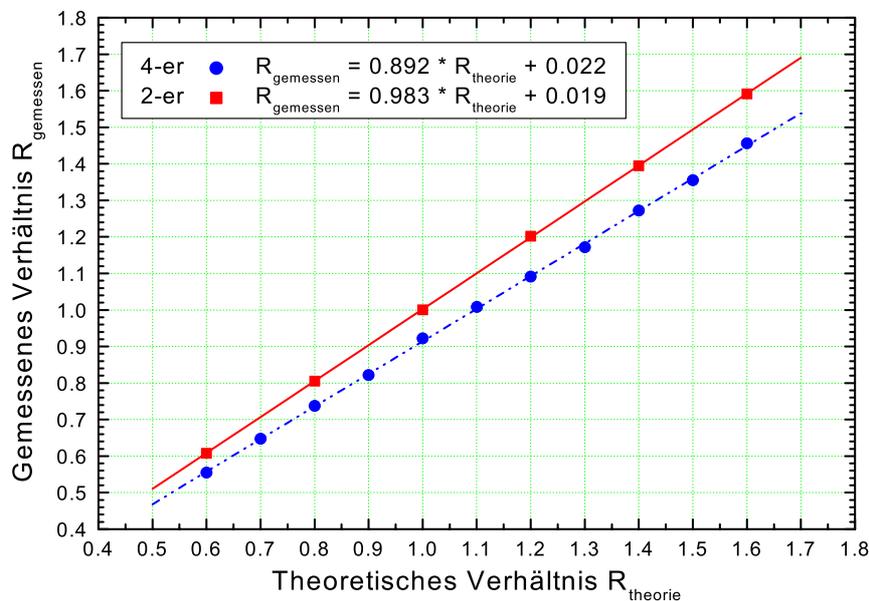


Abbildung 4.16.: Kalibrierung des Schrittmotors für die 2-er und 4-er Ventilplatte ohne angeschlossenes Gasvolumen des PRK

Vom Ergebnis der linearen Regression der Messergebnisse kann man erkennen,

4. Optimierung eines Pulsrohrkühlers durch DC-Fluss-Kompensation

dass eine 10%-ige Abweichung zwischen dem programmierten und dem gemessenen Verhältnis für die 4-er Ventilplatte existiert. Für die 2-er Ventilplatte sind die gemessenen und eingestellten Werte im betrachteten Bereich von 0,6 bis 1,6 annähernd gleich, die Abweichung beträgt weniger als 2%. Diese Abweichungen sind auf die (*großen*) Geschwindigkeitsänderungen zurückzuführen, die der Motor durchführen muss, wenn er vom Hoch- in den Niederdruckbereich oder umgekehrt läuft. Rein theoretisch wird angenommen, dass er diesen Übergang innerhalb eines (*Mikro*-)Schrittes vollziehen kann. Der Motor benötigt jedoch zur Beschleunigung mehrere Schritte, so dass die Programmierung aus diesem Grunde ungenau wird.

Im Betrieb des PRK mit der 4-er Ventilplatte konnte festgestellt werden, dass die Kalibrierung nicht sehr genau war. Die Abweichung von den Werten aus Abbildung 4.16 lag im Bereich von 0,04 und 0,08. Der Grund hierfür war, dass die erste Kalibrierung mit geschlossenem Ventil am Ausgang des Rotationsventils durchgeführt wurde. Das Volumen des Kaltkopfes vom Pulsrohrkühler war somit nicht angeschlossen. Dies führte (*vermutlich*) zu weiteren Abweichungen bzw. zu einer Veränderung der Flussimpedanz für das Arbeitsgas. Eine nochmalige Kalibrierung des Motors während des laufenden Betriebs des PRK war somit erforderlich. Die verwendeten Verhältnisse von Ein- zu Auslass, welche während der DC-Fluss Untersuchungen eingestellt wurden, wurden alle aus der jeweiligen Druckwellenform bestimmt. Die Ergebnisse dieser Messungen und Berechnungen sind in Abbildung 4.17 dargestellt. Mit dieser zweiten Kalibrierung kann ein bestimmtes Ein- zu Auslassverhältnis reproduziert werden, welches bei manueller Auswertung eine Abweichung von weniger als 2% enthält.

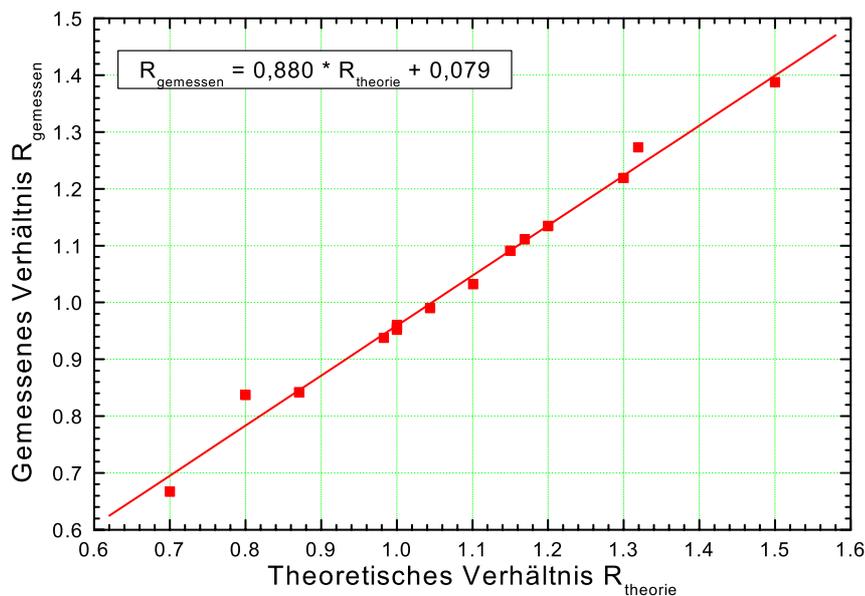


Abbildung 4.17.: Kalibrierung des Schrittmotors für die 4-er Ventilplatte mit angeschlossenem Gasvolumen des PRK

Eine Druckwellenform mit $R = 1,13$, wie sie mit dem kalibrierten Schrittmotorprogramm produziert werden kann, ist in Abbildung 4.18 zu sehen. Deutlich ist hier im Vergleich zu Abbildung 4.4 die verlängerte Hochdruckphase ($t_{kompression}$) nach dem Ventil und vor dem Regenerator zu erkennen. Die Zeitdauer reicht aus, um den maximalen Hochdruck aufzubauen und in einem Plateau zu halten. Im Gegensatz dazu geht der Niederdruck mit einer leicht rundlichen Form direkt wieder in den Hochdruck über. Die Druckwellen nach dem Orifice-Ventil und im Ballastvolumen (für die Positionen der Drucksensoren siehe Abbildung 5.12) sind um etwa 90° phasenverschoben. Wegen der kleinen Druckwerte sind diese beiden Kurven um einen Faktor 5 vergrößert dargestellt.

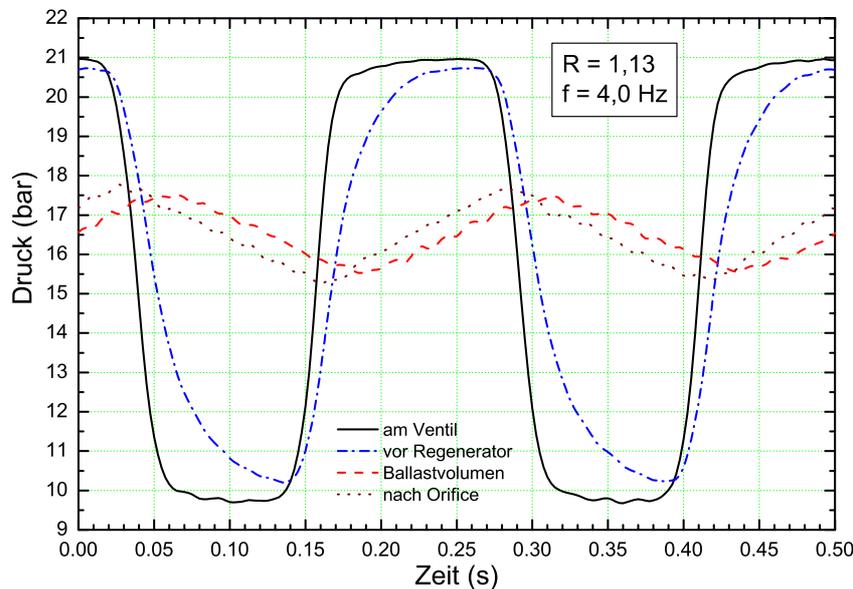


Abbildung 4.18.: Druckwellenform mit programmiertem Verhältnis $R = 1,13$

4.5.7. Ergebnisse der Druckwellenvariation mittels Ventilsteuerung

Durch die Variation des Ein- und Auslassverhältnisses ist es möglich, einen evtl. vorhandenen DC-Flow zu kompensieren. Eine Druckwellenform mit einem Verhältnis von R größer als eins hat eine relativ große Kompressionszeit, wodurch der zeitliche Mitteldruck im System vor dem Regenerator angehoben wird. Dies ergibt eine zusätzliche Begünstigung für einen positiven DC-Flow (siehe Abbildung 4.1). Es sollte also möglich sein, durch die Anwendung eines Ein- zu Auslassverhältnisses mit $R \geq 1$ eine Kompensation eines negativen DC-Flows im PRK zu bewirken. In analoger Art und Weise ist es möglich, einen positiven DC-Flow zu kompensieren oder zu beeinflussen, wenn man den Pulsrohrkühler mit einer Druckwellenform ansteuert, die ein Verhältnis von R kleiner als eins besitzt.

4. Optimierung eines Pulsrohrkühlers durch DC-Fluss-Kompensation

Alle hier vorgestellten Untersuchungen erfolgten mit einem 2 kW Helium-Kompressor (RW2, von der Firma LEYBOLD), einer $l = 4\text{ m}$ langen flexiblen Polyamid-Leitung, einem mittleren absoluten Fülldruck von $\langle p_{abs} \rangle = 17\text{ bar}$ im warmen Zustand und einer Pulsfrequenz von $f_{puls} = 4,0\text{ Hz}$ mittels eines 4-er RULON®-Körpers nach Abbildung 4.14. Nach jeder Änderung am System oder am Schrittmotor-Steuerprogramm für das Rotationsventil erfolgte eine Optimierung des Systems auf Minimaltemperatur mittels der Einstellungen von Orifice- und Double-Inlet Ventil.

4.5.7.1. Abkühlverhalten

Eine typische Abkühlkurve der Kaltfläche und der vier Positionen an der Rohrwandung des Pulsrohrkühlers ist in Abbildung 4.19 dargestellt. Die Minimaltemperatur von $T_{min} = 31,4\text{ K}$ mit einem programmierten Verhältnis von $R = 0,95$ wurde in dieser Messung nach einer Abkühlzeit von 130 min. erreicht. Es ist zu erkennen, dass die Temperatur in der Nähe des warmen Endes des Regenerators (bezeichnet mit Regenerator 1) und des Pulsrohres (bezeichnet mit Pulsrohr 1) anfänglich auf über 375 K ansteigt. Hier übersteigt der Wärmetransport vom kalten zum warmen Ende des Systems die Abgabe der Wärme über die warmen Wärmetauscher an die Umgebung. Nach einer gewissen Zeit von 5 - 30 Minuten fallen auch diese Temperaturen, um im thermischen Gleichgewicht eine bestimmte, konstante Temperatur einzunehmen. Dieser Zustand gibt die punktuell gemessene Temperaturverteilung entlang der Rohre wieder.

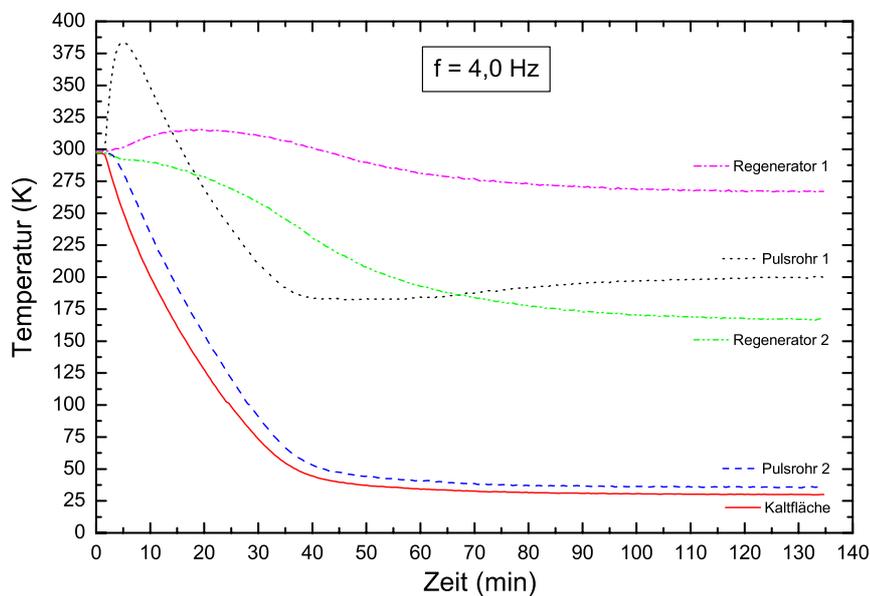


Abbildung 4.19.: Typische Abkühlkurve des Pulsrohrkühlers mit eingebauter Temperatur-Gradientenmessung entlang von Pulsrohr und Regenerator bei $f_{puls} = 4,0\text{ Hz}$ und $T_{min} = 31,4\text{ K}$ mit einem Verhältnis von $R = 0,95$

4.5.7.2. Minimaltemperatur

Die Abhängigkeit der Minimaltemperatur $T_{min} = T_{min}(R)$ von dem Ein- zu Auslassverhältnis R ist in Abbildung 4.20 wiedergegeben. Für jedes neu programmierte Verhältnis von R ist das System bezüglich Orifice- und Double-Inlet Ventil neu auf Minimaltemperatur optimiert worden.

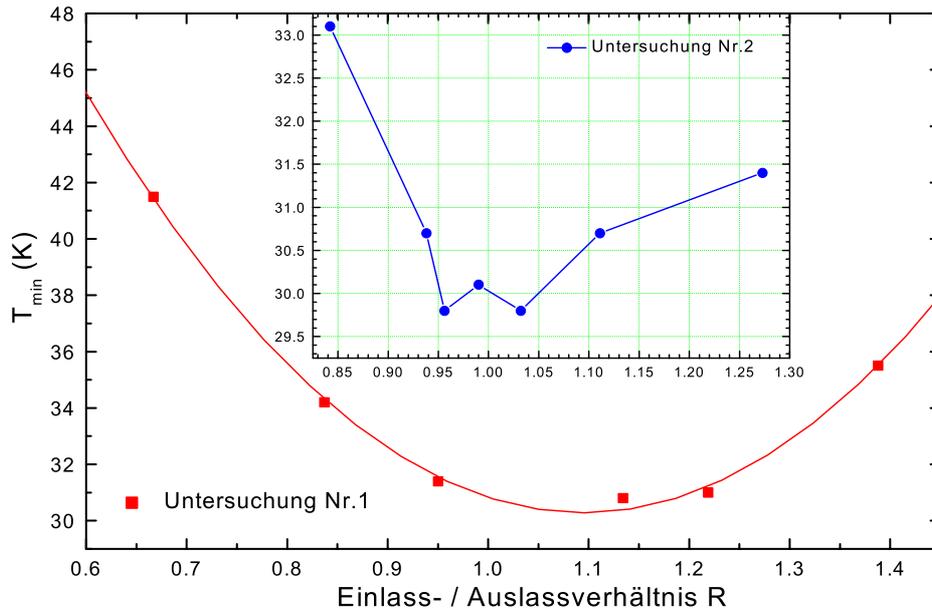


Abbildung 4.20.: Minimaltemperatur des Pulsrohrkühlers in Abhängigkeit des Ein- zu Auslassverhältnisses R (*experimentell bestimmt*) im Bereich von 0,6 bis 1,4

In Abbildung 4.20 ist deutlich zu erkennen (*Kurve mit der Kennzeichnung: Untersuchung Nr.1*), dass sich die Minimaltemperatur an der Kaltfläche mittels der Zeitdauer von Hoch- und Niederdruck über einen relativ großen Bereich beeinflussen lässt. Die tiefste Temperatur, die mit diesem Kühler in dieser Anordnung erreicht wurde, betrug $T_{min} = 30,8 K$ mit $R = 1,13$. Da sich das Optimum von R im Bereich von $R = 1,13$ befand, kann mit den allgemeinen Überlegungen zum DC-Flow nach Kapitel 4.2 daraus geschlossen werden, dass dieser Kühler im Betrieb bei $R = 1,0$ einen negativen DC-Flow besitzt.

Weiterhin zeigte sich, dass das Optimum von R und die hiermit erreichte Minimaltemperatur sehr empfindlich abhängig ist von der Geometrie des verwendeten Double-Inlet Nadelventils. Das Teilbild in Abbildung 4.20 (*gekennzeichnet mit Untersuchung Nr.2*) zeigt die Variation von $T_{min}(R)$ in Abhängigkeit von R , die mit einer verformten Nadelspitze gemessen wurde. Die Verformung der Nadelspitze kam durch das zu feste Zudrehen des Ventils zustande, wobei sich auf den Kegelstumpf

der Nadel (siehe Abbildung 5.6) einige Riefen bzw. Rillen von der Ventilhülse eingeschnitten hatten. Die Abweichung zur ersten Messreihe kam durch einen geänderten Gasfluss durch das Double-Inlet Ventil und damit einer Veränderung des DC-Flusses im System zustande. Dies konnte für diese Messreihe anhand der aufgenommenen Temperaturprofile eindeutig festgestellt werden.

Es stellt sich hierbei die Frage, ob man bei zukünftigen Systemen dieser Art die Verwendung von Nadelventilen nicht gänzlich durch andere konstruktive Maßnahmen ersetzen sollte. In Arbeiten von Yuan et al. [22], Jingtao et al. [23] und Yang et al. [24] wird die Verwendung von sogenannten „*symmetric spray nozzle*“ beschrieben, mit denen sich im Vergleich zu Orifice-Nadelventilen eine Senkung der Minimaltemperatur von $5 - 7 K$ erreichen ließ. Abbildung 4.21 zeigt eine Schemazeichnung einer solchen symmetrischen Flussimpedanz, wobei nach [23] für hochfrequente Miniatur-Pulsrohrkühler L kleiner als $25 mm$ und d kleiner als $0.5 mm$ ist.

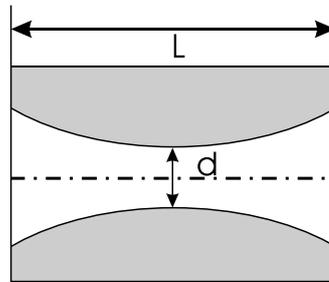


Abbildung 4.21.: Schemazeichnung einer „*symmetric spray nozzle*“ nach Jingtao et al. [23] als Alternative zur Verwendung eines Orifice-Ventils

Weiterhin wurden bei der Untersuchung der Temperaturstabilität in Langzeitmessungen festgestellt, dass sich die Einstellungen von Nadelventilen durch die pulsierende Druckwelle des Arbeitsgases verändern kann und sich somit der optimale Arbeitspunkt verschiebt.

4.5.7.3. Temperaturprofile entlang von Pulsrohr und Regenerator

Die Positionen der Pt-100 Sensoren im System sind aus Abbildung 4.13 ersichtlich. Die Temperaturprofile bei den optimierten Ventileinstellungen für verschiedene Ein- und Auslasszeiten R sind in der Abbildung 4.22 für den Regenerator und in Abbildung 4.23 für das Pulsrohr dargestellt. Jeweils auf der x-Achse sind die normalisierten Positionen (x/L) der Temperatursensoren aufgetragen (siehe Tabelle 4.8). Auf der Ordinate stehen die normalisierten Temperaturen $(T - T_{kalt})/(T_{warm} - T_{kalt})$ nach Gleichung 4.2.

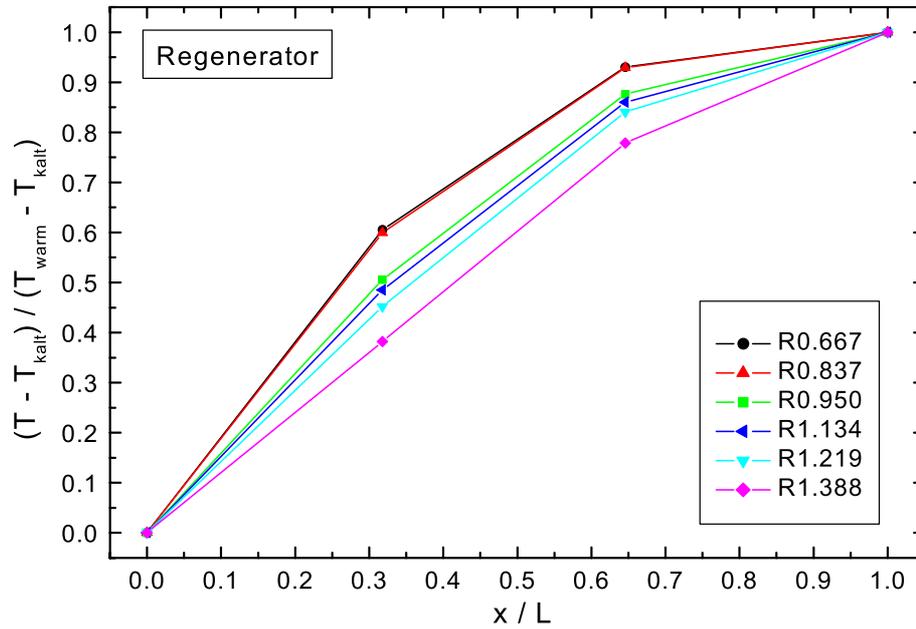


Abbildung 4.22.: Temperaturprofile des Pulsrohrkühlers entlang des Regenerators bei unterschiedlichem Verhältnis R

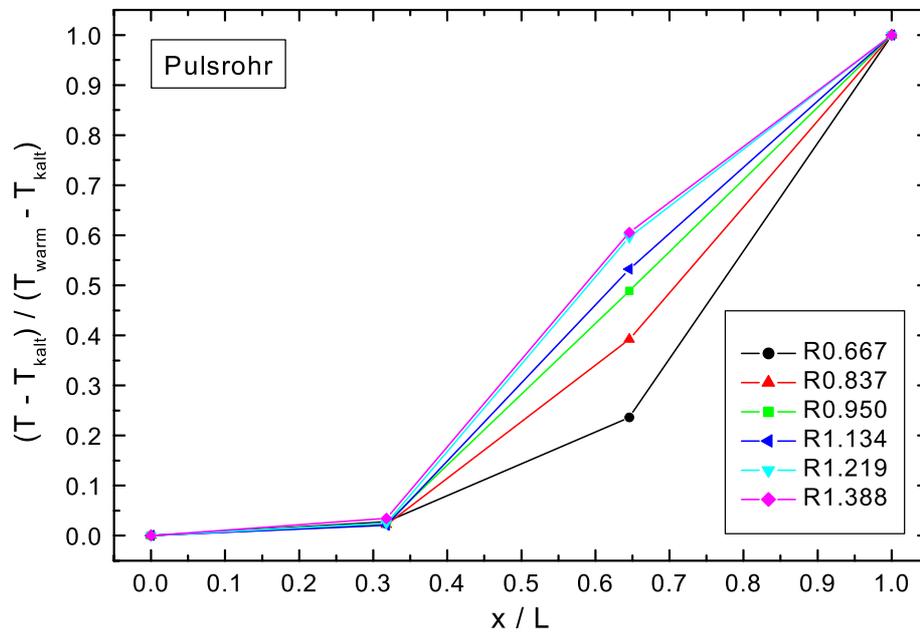


Abbildung 4.23.: Temperaturprofile des Pulsrohrkühlers entlang des Pulsrohres bei unterschiedlichem Verhältnis R

4. Optimierung eines Pulsrohrkühlers durch DC-Fluss-Kompensation

Die lokale Temperatur im Pulsrohr bei $x/L = 0,646$ steigt sehr stark mit der Zunahme des Verhältnisses von R an. Dies kann wie folgt erklärt werden: Die lokalen Temperaturen bei einem Verhältnis von $R = 0,667$ sind sehr niedrig im Vergleich zu den Temperaturen bei den anderen Verhältnissen. Dies hängt mit dem relativ großen, negativen DC-Fluss in diesem Zustand zusammen, wobei warmes Gas vom warmen Ende des Pulsrohr durch das Double-Inlet Ventil in den oberen Teil des Regenerators einströmt und dabei kaltes Gas im Pulsrohr nach oben schiebt. Wenn nun das Verhältnis R schrittweise vergrößert wird, so zeigt Abbildung 4.23 einen kontinuierlichen Anstieg der Temperatur bis zu einem Punkt von $R = 1,134$, wo der DC-Fluss kompensiert wird und die Minimaltemperatur nach Abbildung 4.20 erreicht wird. Wird das Verhältnis weiter erhöht, steigt auch die Temperatur weiter an, da dem System die Möglichkeit zur Ausbildung eines positiven DC-Flusses gegeben wird. Hierbei strömt warmes Gas vom Regenerator über das Double-Inlet Ventil direkt in den oberen warmen Teil des Pulsrohres ein und schiebt kaltes Gas durch den Kaltkopf in den Regenerator. Diese Beobachtung stimmt überein mit den theoretischen Erwartungen aus [2], [4]. Wenn man das Ein- zu Auslassverhältnis weiter vergrößert, steigt damit auch der Mitteldruck vor dem Regenerator an, was wiederum den positiven DC-Fluss begünstigt (*Differenz der Mitteldrücke im System*).

Mit den gleichen Argumenten lässt sich die Änderung des Temperaturprofils des Regenerators bei Variation von R erklären. Je größer das Verhältnis R gewählt wird, umso niedriger sind die Temperaturen entlang der Rohrwandung des Regenerators. Gleichermaßen nimmt auch hier der positive DC-Fluss zu. Nach Gedeon [2] sollte ein annähernd lineares Temperaturprofil am Regenerator günstig für einen Pulsrohrkühler sein.

Die aufgenommenen Temperaturprofile, welche mit der deformierten Double-Inlet Nadelspitze gemessen wurden sind in Abbildung 4.24 und Abbildung 4.25 wiedergegeben. Auch hier kann die gleiche Tendenz wie aus der ersten Versuchsreihe beobachtet werden. Die lokale Temperatur im Pulsrohr an der Position $x/L = 0,667$ nimmt mit steigendem R zu. Analog dazu nimmt die Temperatur im Regenerator bei steigendem R weiter ab.

Bemerkenswert ist nun hierbei, dass für die drei Punkte mit den niedrigsten Temperaturen $R = 0,956$, $R = 0,990$ und $R = 1,032$ die Tendenz nicht die gleiche ist. Die lokale Temperatur der beiden Minima bei $R = 0,956$ und $R = 1,032$ ist sowohl im Pulsrohr als auch im Regenerator höher als die Temperatur bei dem Verhältnis von $R = 0,990$. Es ist bisher noch nicht ganz klar, warum dieses Verhalten bei dieser Messung zutage tritt. Die Asymmetrie des Double-Inlet Ventils hängt durch die deformierte Nadelspitze wiederum stark von der Nadelstellung ab. Da diese nicht gemessen wurde, lässt sich hier keine klare Aussage treffen.

4.5. Anpassung der Druckwellenform durch Steuerung des Rotationsventils

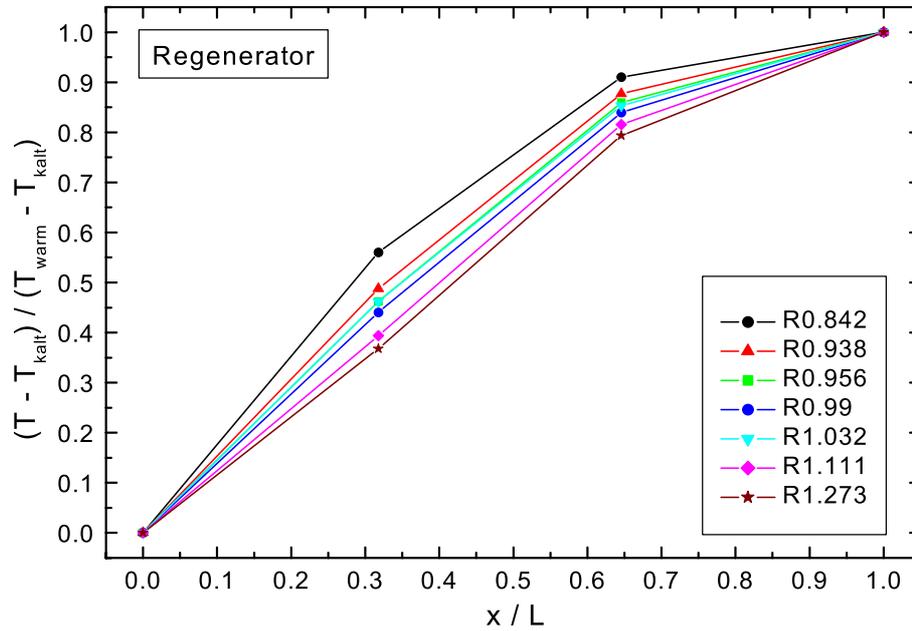


Abbildung 4.24.: Temperaturprofile entlang des Regenerators bei Messung mit geschädigtem Double-Inlet Ventil bei unterschiedlichem Verhältnis R

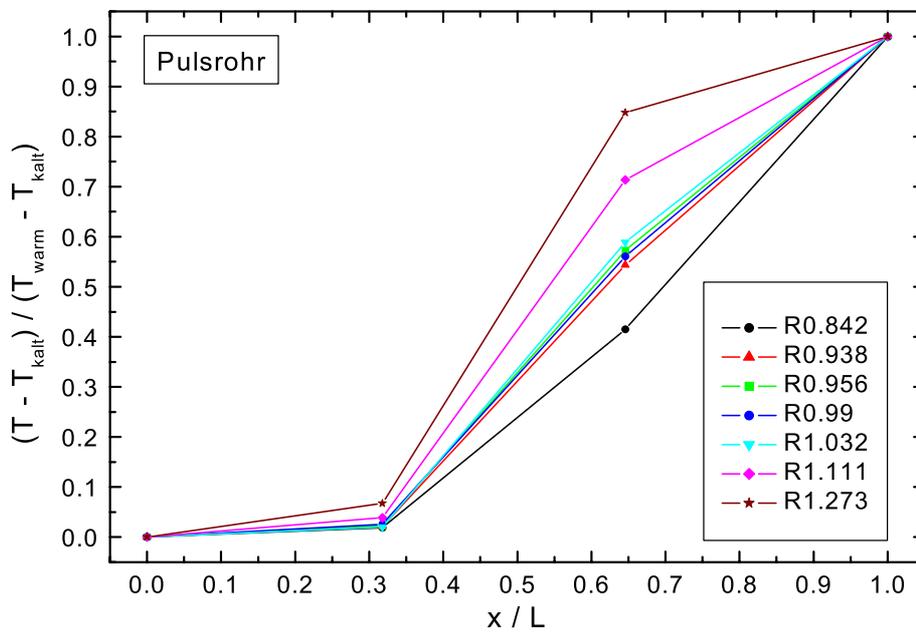


Abbildung 4.25.: Temperaturprofile entlang des Pulsrohres bei Messung mit geschädigtem Double-Inlet Ventil bei unterschiedlichem Verhältnis R

4.5.8. Versuche mit Totzeiten in der Druckwellenform

Zur Steigerung der Effektivität des Pulsrohrkühlers bezüglich der Kühlleistung bzw. des COP (*engl.: coefficient of performance*), welcher die verfügbare Kälteleistung zur Eingangsleistung ins Verhältnis setzt, wurden Untersuchungen mit einer bestimmten Totzeit in einer Druckwellenform durchgeführt. Abbildung 4.26 zeigt eine Druckwellenform mit $W = \frac{t_{druck}}{t_{tot}} = 0,5$ nach Gleichung 4.11, welche mit dem Schrittmotorprogramm erzeugt wurde. Für die Zeit t_{druck} wurde hier die Zeit des Hochdruckes (HD) verwendet.

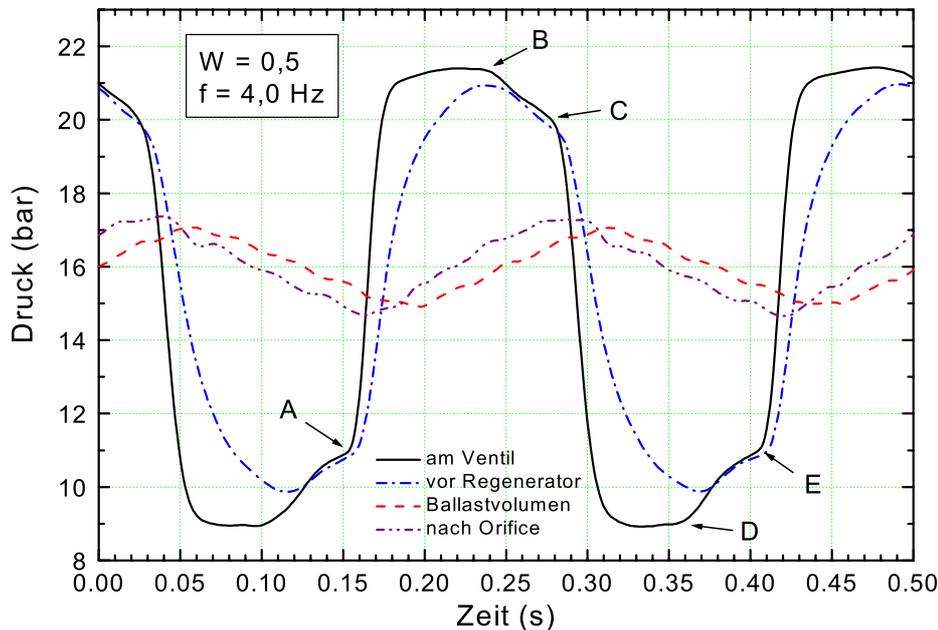


Abbildung 4.26.: Erzeugte Druckwellenform mit einer programmierten Totzeit von $W = 0,5$ zwischen Hoch- und Niederdruck

Im Vergleich zu den Druckwellenformen nach Abbildung 4.18 mit $R = 1,13$ und Abbildung 4.4 mit $V = 0,833$ sind hier sehr deutlich die Bereiche zu erkennen, in denen der Kaltkopf keine Verbindung zum Kompressor hat. Dies macht sich durch eine „Eindellung“ der Druckkurve am Ventil und der Druckkurve vor dem Regenerator bemerkbar. An den Druckwellenformen des Ballastvolumens bzw. nach dem Pulsrohr ist dieser Effekt nicht so deutlich sichtbar.

In Abbildung 4.27 sind die Kühlleistungen des Systems mit den Totzeiten von $W = 0,3$ und $W = 0,5$ und einer Messung ohne Totzeit ($W = 0$) dargestellt. Für jede Änderung der Druckwellenform ist das System mittels Orifice- und Double-Inlet Ventil auf Minimaltemperatur optimiert worden.

Die Veränderungen an der Druckwellenform bewirkten folgende Verbesserungen an dem PRK-System:

4.5.8.1. Minimaltemperatur

Im thermisch unbelasteten Zustand konnte die Minimaltemperatur des Pulsrohrkühlers, wie in Abbildung 4.27 zu sehen, bei diesen Untersuchungen von $T_{min} = 29,8 K$ ohne Totzeit auf $T_{min} = 27,6 K$ mit einer Totzeit von $W = 0,3$ gesenkt werden.

4.5.8.2. Kühlleistung

Die durch lineare Regression approximierten Kühlleistungen bei $T = 40 K$ konnte von $P(40K) = 1,33 W$ ohne Totzeit auf $P(40K) = 1,76 W$ mit $W = 0,5$ um 32,45% gesteigert werden. In Abbildung 4.27 sind zusätzlich zu den Daten der Regressionsgeraden auch die approximierten Kühlleistungen für $T = 80 K$ angegeben.

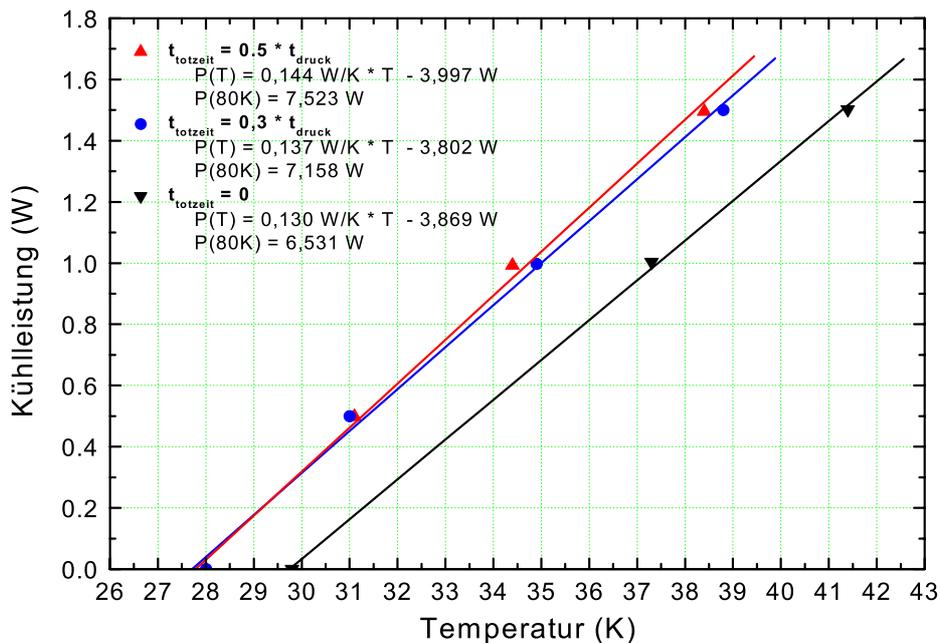


Abbildung 4.27.: Vergleich der gemessenen Kühlleistungen mit und ohne Totzeit in der programmierten Druckwellenform

Nach Zhu et al. [25] kann dies folgendermaßen erklärt werden: Die programmierte Totzeit ist für das System eine Zeitspanne der Relaxation, in welcher das Gas aus dem Ballastvolumen in das System zurückströmen kann, da vom Kompressor kein neues Gas nachgeliefert wird — der Kaltkopf des PRK ist vom Kompressor getrennt. Andererseits ist es auch möglich, dass sich Gas vom Kaltkopf aus über das

4. Optimierung eines Pulsrohrkühlers durch DC-Fluss-Kompensation

Orifice-Ventil in das Ballastvolumen ausbreiten kann, wenn die Druckunterschiede entsprechend vorhanden sind. Dies hängt davon ab, mit welchem Druckbereich das System zuletzt verbunden war (*Hoch- oder Niederdruck*).

An der Druckwellenform aus Abbildung 4.26 ist dies folgendermaßen zu sehen: Vom Zeitpunkt *A* bis Zeitpunkt *B* ist der Hochdruck geöffnet. Gas vom Kompressor strömt zum warmen Ende des Regenerators und Gas vom warmen Ende des Pulsrohres strömt durch das Orifice-Ventil in das Ballastvolumen. Der Druck im Pulsrohr gleicht sich dem Hochdruck des Kompressors an. Der Druck im Ballastvolumen steigt nur verhältnismäßig gering wegen der Flussimpedanz und dem großen Volumen gegenüber dem Pulsrohr. Zum Zeitpunkt *B* wird der Hochdruck geschlossen und bis *C* herrscht die Totzeit. Das Gas vom warmen Ende des Pulsrohres strömt weiter in das Ballastvolumen. Der Druck im Pulsrohr sinkt in Richtung Mitteldruck, der Druck im Ballastvolumen steigt ein wenig an. In der Zeit von *C* bis *D* wird der Niederdruck geöffnet. Das Gas aus dem Regenerator strömt in den Kompressor, das Gas aus dem Ballastvolumen strömt in das warme Ende des Pulsrohres. Der Druck im Pulsrohr senkt sich ab bis nahe dem Niederdruck des Kompressors. Der Druck im Ballastvolumen senkt sich wieder nur gering. Zum Zeitpunkt *D* wird der Niederdruck geschlossen und es herrscht bis *E* Totzeit im System. Das Gas vom Ballastvolumen strömt weiter in das Pulsrohr ein, wodurch der Druck im Pulsrohr wieder in Richtung Mitteldruck ansteigt. Der Druck im Ballastvolumen reduziert sich nur ein wenig.

Aus der vorstehenden Analyse ergibt sich, dass das Gas in der Zeitspanne der Totzeit (*zusätzlich*) entweder komprimiert oder expandiert wird. Durch die Länge der Totzeit kann die Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck am Rotationsventil verkleinert werden, was an den Eindellungen in der Druckwellenform aus Abbildung 4.26 für $W = 0,5$ sehr deutlich zu erkennen ist. Diese Verkleinerung des Drucksprunges am Rotationsventil und im Pulsrohr reduziert die Verluste des Pulsrohrkühlers über dem Hoch- und Niederdruck des Rotationsventils, wodurch auch die erreichbare Minimaltemperatur abgesenkt werden kann. Die numerischen Berechnungen von [25] für das kalte und warme Gas im Pulsrohr ergaben entsprechend der Beschreibung eine signifikante Erhöhung der geleisteten pV-Arbeit und somit eine Steigerung der Kühlleistung des Systems. Aufgrund der Angleichung des Druckes durch das Orifice-Ventil gehört zu unterschiedlich langen Totzeiten auch jeweils eine unterschiedliche optimale Einstellung des Orifice-Ventils.

Ein Vergleich der Optimierungen am Edelstahl-PRK aus Kapitel 4.4.3 und Tabelle 4.6 zeigt eine weitere Steigerung der Kühlleistung von $dP/dT = 0,1 \text{ W/K}$ mit dem $V = 0,173$ RULON®-Körpers auf $dP/dT = 0,144 \text{ W/K}$ mit einer Totzeit von $W = 0,50$. Die extrapolierte Nettokühlleistung bei 80 K stieg von $P(80\text{K}) = 5,44 \text{ W}$ um $38,23\%$ auf $P(80\text{K}) = 7,52 \text{ W}$. Im Vergleich zum Ausgangszustand eines solchen PRK-Systems nach [1] konnte die Kühlleistung von $P(80\text{K}) = 4,76 \text{ W}$ um $57,98\%$

durch die Anwendung von Totzeiten in der Druckwellenform gesteigert werden.

4.5.9. Charakterisierung der verwendeten Druckwellenformen

Um die verwendeten und aufgenommenen Druckwellenformen zu charakterisieren und mit weiterführenden, späteren Messungen vergleichen zu können, wurden nach Kapitel 4.3 die k-Faktoren für die optimalen Druckwellenformen bestimmt. Die Ergebnisse dieser Charakterisierung sind in Tabelle 4.12 zusammengestellt. Zusätzlich sind die k-Faktoren für Sinus, Dreieck und Rechteckform mit aufgenommen. Die früher zur Anwendung gekommene Druckwellenform des $V = 0,833$ RULON®-Körpers in Verbindung mit dem einstufigen Edelstahl-PRK wurde in [1] ausführlich untersucht und charakterisiert.

Tabelle 4.12.: Zusammenstellung und Vergleich der berechneten k-Faktoren von unterschiedlichen Druckwellenformen

Beschreibung	Verhältnis		k_s	k_f	k_p
	R	W			
Sinus			1,414	1,111	1,571
Dreieck			1,732	1,155	2,000
Rechteckwelle			1,0	1,0	1,0
Titan-PRK Rotationsventil	0,96	0	1,118	1,032	1,153
	1,13	0	1,27	1,037	1,317
	1,040	0,50	1,096	1,041	1,141
Titan-PRK vor Regenerator	0,96	0	1,259	1,068	1,344
	1,13	0	1,248	1,066	1,330
	1,020	0,50	1,233	1,076	1,326
Edelstahl-PRK	0,833	0	1,24	1,054	1,307
	0,713	0	1,39	1,087	1,511

Zum einen erkennt man, dass die Werte des Formfaktors k_f der verwendeten Druckwellenformen vor dem Regenerator als auch Rotationsventil zwischen den Werten von Sinus- und Rechteckwelle liegen. Die Leistung des Systems nimmt zu, wenn sich k_f den Werten der Sinuswelle annähert. Da die theoretischen Grundlagen des Pulsrohrkühlers (siehe Kapitel 3.5.1) von sinusförmigen Druckschwankungen in den einzelnen Komponenten des Systems ausgehen, könnte analog zur Elektrotechnik [13] mittels des Formfaktors diese Abweichung bei bekannter Kurvenform berücksichtigt werden.

4.6. Ausblick zu den DC-Fluss Untersuchungen

Es konnte an zwei Methoden gezeigt werden, dass durch die Variation des Ein- zu Auslassverhältnisses von Hoch- und Niederdruck der parasitäre Effekt des DC-Flusses kompensiert werden kann. Die Möglichkeit der Verwendung eines frei programmierbaren Schrittmotors kann zu weiterführenden Untersuchungen und zur Verbesserung der Kühlleistung und Minimaltemperatur von Pulsrohrkühlern im Labor verwendet werden. Jedoch ist diese Vorgehensweise für eine spätere praktikable, preisgünstige und leicht zu handhabende Anwendung zu aufwändig und kostenintensiv.

Es ist denkbar, dass für einen zum Beispiel in der Testphase befindlichen neuen Kühler diese Untersuchungen als Grundlage einmal durchgeführt werden, um daraufhin einen RULON®-Rotationskörper mit den gefundenen optimalen Zeiten für Ein- und Auslass bzw. mit integrierter Totzeit zu konstruieren. Dieser Rotationskörper wird dann mit einem Synchronmotor bei konstanter Motorfrequenz betrieben (*siehe Abbildung 4.15*). Für diese Vorgehensweise ist es jedoch erforderlich, dass die momentan verwendeten Nadelventile in ihrem Design und Arbeitsweise verbessert werden. Hier hat sich gezeigt, dass schon kleinste Veränderungen oder Abweichungen vom eigentlichen Durchflusskoeffizienten C_v , die durch Kratzer in der Nadelspitze entstehen können, zu einem veränderten Verhalten des Kühlers führen können. Abhilfe kann hier die Verwendung der in Kapitel 4.5.7.2 vorgestellten „symmetric spray nozzle“ bringen.

Eine weitere Erhöhung der Kühlerleistung kann durch die weitere Optimierung der Untersuchungen mittels Totzeit erreicht werden. In den oben beschriebenen Untersuchungen wurden lediglich zwei verschiedene Verhältnisse $W = 0,3$ und $W = 0,5$ untersucht und optimiert. Intensivere Untersuchungen und weiterführende Experimente könnten zu einer nochmaligen Steigerung der Kühlleistung und einem besseren Verständnis der Arbeitsweise und der Reduzierung von Verlustmechanismen des Pulsrohrkühlers in Verbindung mit einer Totzeit führen.

Der Versuch der DC-Flow Kompensation und Optimierung nach der Methode von [26] (*getestet an einem zweistufigen PRK*) durch eine zusätzliche Verbindung des Ballastvolumens über ein Nadelventil mit dem Hoch- oder Niederdruck des Kompressors — je nachdem, welche Druckverhältnisse im System herrschen — hatte keine Auswirkungen auf die Minimaltemperatur oder Kühlleistung dieses einstufigen Systems.

Welches prinzipielle Problem, Bedeutung und Wichtigkeit dieser Effekt des DC-Flusses für die allgemeine Entwicklung und Optimierung von Pulsrohrkühlern hat, zeigt die in den letzten Jahren gestiegene Zahl der Veröffentlichungen und Untersuchungen zu diesem Thema, um mit [27], [28] und [29] noch einige weitere zu nennen.

Literaturverzeichnis

- [1] Lienerth, C., *Untersuchung zur Optimierung eines Pulsröhrenkühler für den Betrieb von HTSL-Bauelementen*, Diplomarbeit, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1997)
- [2] Gedeon, D., *DC Gas Flows in Stirling and Pulse-Tube Cryocoolers*, Proceedings of 9th ICC, Waterville Valley, New Hampshire, June 1996, in Ross, R. G. Jr. (Ed.), *Cryocoolers 9*, Plenum Press, New York (1997), p. 385–392
- [3] Wang, C., Thummes, G., Heiden, C., *Effects of DC Gas Flow on Performance of Two-Stage 4 K Pulse Tube Coolers*, *Cryogenics*, Vol. 38, Issue 6, (1998), p. 689–695
- [4] Wang, C., Thummes, G., Heiden, C., *Control of DC Gas Flow in a Single-Stage Double-Inlet Pulse Tube Cooler*, *Cryogenics*, Vol. 38, Issue 8, (1998), p. 843–847
- [5] Schneidmesser, A. v., *Untersuchungen zum Betriebsverhalten einer 4 K-Pulsrohrstufe mit Seltenerd- und Blei-Regenerator*, Dissertation, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1998)
- [6] Chen, G., Zheng, J., Qiu, L., Bai, X., Gan, Z., Yan, P., Yu, J., Jin, T., Huang, Z., *Modification Test of Staged Pulse Tube Refrigerator for Temperatures below 4 K*, *Cryogenics*, Vol. 37, Issue 9, (1997), p. 529–532
- [7] Zhou, S.L., Thummes, G., and Matsubara, Y., *Experimental Investigation of Loss Mechanisms in a 4 K Pulse Tube*, Proceedings of the 1999 Cryogenic Engineering Conference, held July 12-15, 1999 in Montreal, Quebec, Canada, *Advances in Cryogenic Engineering* Vol. 45A, Edited by Shu et al., Kluwer Academic / Plenum Publishers, (2000), p. 81–88
- [8] Ju, Y. L., Wang, C., Zhou, Y., *Dynamic Experimental Investigation of a Multi-Bypass Pulse Tube Refrigerator*, *Cryogenics*, Vol. 37, Issue 7, (1997), p. 357–361
- [9] Seki, N., Yamasaki, S., Yuyama, J., Kasuya, M., Arasawa, K., Furuya, S., Morimoto, H., *Temperature Stability of Pulse Tube Refrigerators*, Proceedings of ICEC 16 / ICMC, Kitakyushu, Japan, 20th - 24th May 1996, p. 267–270
- [10] Duband, L., Charles, I., Ravex, A., and Jewell, C., *Experimental results on inertance and permanent flow in pulse tube coolers*, Proceedings of 10th ICC, Monterey, California, May 1998, in Ross, R. G. Jr. (Ed.), *Cryocoolers 10*, Kluwer Academic / Plenum Publishers, (1999), p. 281–290

- [11] Gerster, J., *Störrarmer Vier-Ventil-Pulsrohr-Refrigerator zur Kühlung von hochempfindlichen supraleitenden Magnetfeldsensoren*, Dissertation, Institut für Festkörperphysik, Friedrich–Schiller–Universität Jena (1999)
- [12] Kotsubo, V., Huang, P., Nast, T.C., *Observation of DC Flows in a Double-Inlet Puls Tube*, Proceedings of 10th ICC, Monterey, California, May 1998, in Ross, R. G. Jr. (Ed.), *Cryocoolers 10*, Kluwer Academic / Plenum Publishers, (1999), p. 299–305
- [13] Kories R., Schmidt-Walter H., *Taschenbuch der Elektrotechnik - Grundlagen und Elektronik*, Verlag Harri Deutsch, 2., überarbeitete und erweiterte Auflage, Frankfurt am Main (1995), S. 143 ff.
- [14] Thummes G., Giebeler F. and Heiden C., *Effect of pressure wave form on pulse tube refrigerator performance*, *Cryocoolers 8*, R.G. Ross, Jr., ed., Plenum Press, New York, (1995), p. 383–393
- [15] Hashimoto, T., Nitta, H., Tsukagoshi, T., Yabuki, M., Kuriyama, T., Nakagome, H., *Development of Powerful Magnetic Regenerator Materials and Verification of their Effectiveness*, *Cryogenics*, Vol. 34, (1994), ICEC-Supplement, p. 223
- [16] Kittel, C., *Einführung in die Festkörperphysik*, R. Oldenbourg Verlag, München und Wien, 9. Auflage (1991)
- [17] Lang, A., Häfner, H.-U., Heiden, C., *Systematic Investigations of Regenerators for 4.2 K-Refrigerators*, *Advances of Cryogenic Engineering* Vol. 43 (1998), p. 1573–1580
- [18] Wang, C., Thummes, G., Heiden, C., *Two-Stage 4 K Pulse Tube Coolers: Performance and Application*, ICCR, Hong Zhou, China, May 1998
- [19] APIEZON®, <http://www.apiezon.com/grease.htm>, Apiezon Products, M&I Materials Ltd, PO Box 136, Manchester, M60 1AN, UK
- [20] Firma *Eduard BAUTZ GmbH + Co.KG*, *Antriebs- und Steuerungstechnik*, Robert-Bosch-Str. 10, D-64331 Weiterstadt
- [21] Technische Beschreibung *Mikroschritt-Ansteuerung mit Indexfunktion 6420*, Pacific Scientific Automation Technology Group, (1998), Vertrieb über Eduard BAUTZ GmbH + Co.KG, Robert-Bosch-Str. 10, D-64331 Weiterstadt
- [22] Yuan, Z., Yonglin, J., Wenxiu, Z., Jingtao, L., and Ercang, L., *High Efficient Co-Axial Miniature Pulse Tube Cryocooler with Symmetry Spray Nozzle*, *Chinese Vacuum and Cryogenics*, Vol. 4, (1998), p. 150–154
- [23] Jingtao, L., Yukui H., Yuan, Z., Jianhui, Y., and Wenxiu, Z., *Development of a Miniature Co-Axial Pulse Tube Refrigerator for Infrared Detector Application*, Proceedings of Spie, *Infrared Technology and Applications XXVI*, 30 July–3 August 2000, San Diego, USA, (2000), p. 52–60

-
- [24] Yang, L., Yuan, Z., Jingtao, L., Wenxiu, Z., *Analytical Study of the Performance of Pulse Tube Refrigerator with Symmetry-Nozzle*, *Cryogenics*, Vol. 39, Issue 9, (1999), p. 723–727
- [25] Zhu, S., Kakimi, A., and Matsubara, Y., *Waiting Time Effect of a GM Type Orifice Pulse Tube Refrigerator*, *Cryogenics*, Vol. 38, Issue 6, (1998), p. 619–624
- [26] Wang, C., Thummes, G., and Heiden, C., *Performance Study on a Two Stage 4 K Pulse Tube Cooler*, *Advances of Cryogenic Engineering* Vol. 43B, (1998), p. 2055–2062
- [27] Olson, J.R., Kotsubo, V., Champagne, P.J., and Nast, T.C., *Performance of a Two-Stage Pulse Tube Cryocooler for Space Application*, *Proceedings of 10th ICC*, Monterey, California, May 1998, in Ross, R. G. Jr. (Ed.), *Cryocoolers 10*, Kluwer Academic / Plenum Publishers, (1999), p. 163–170
- [28] Swift, G.W., Allen, M.S., and Wollan, J.J., *Performance of a a Tapered Pulse Tube*, *Cryocoolers 10*, R.G. Ross, Jr., ed., Plenum Press, New York, (1998), p. 315–320
- [29] Ravex, A., Poncet, J.M., Charles, I., and Bleuzé, P., *Development of Low Frequency Pulse Tube Refrigerators*, *Advances in Cryogenic Engineering* Vol. 43B (1998), p. 1957–1964

5. Aufbau eines Pulsrohrkühlers für die störarme Sensor-Kühlung

5.1. Motivation

Ein Ziel dieser Arbeit war es, neben der Optimierung und Steigerung der Leistungsfähigkeit von einstufigen Pulsrohrkühlern ein System für die störarme und direkte Kühlung von (*hoch-*) empfindlichen Sensoren zu entwickeln. Auf der Grundlage der Untersuchungen aus [1] und dem Vergleich der Messergebnisse von direkt mit Kühlsystemen gekühlten SQUID-Sensoren anderer Arbeitsgruppen aus Kapitel 2.2 sollte versucht werden, die noch vorhandenen, kühlerinduzierten Störungs-Signale der verwendeten Sensoren zu reduzieren bzw. zu minimieren (*siehe Kapitel 7 und Kapitel 8*). Im folgenden soll kurz auf die allgemeinen Überlegungen zur Materialauswahl eingegangen werden, bevor der Aufbau des Systems in Detail beschrieben wird.

5.1.1. Geringer Restmagnetismus

Der Aufbau eines (*nahezu*) unmagnetischen Pulsrohrkühlers aus metallischen Komponenten erfordert für die Konstruktion des Systems eine spezielle Auswahl von nicht remanent-magnetischen Materialien. Als Weiterentwicklung des in [2] beschriebenen einstufigen Pulsrohrkühlers für die Kühlung von HTSL-Bauelementen wird im folgenden ein neues System vorgestellt und dessen Tauglichkeit zur störarmen Kühlung von hochempfindlichen Sensoren beschrieben. Für den Aufbau des Kaltteils wurden folgende metallische Materialien verwendet: die Kaltfläche besteht aus Titan mit einem Reinheitsgrad von 99,6%; die benötigten Rohre für Pulsrohr und Regenerator bestehen aus einer Titan-Legierung der Zusammensetzung $Ti_{94,5} Al_3 V_{2,5}$ (*Angaben in Gew. %*). Obwohl es sich in früher entwickelten Kühlerversionen [2], [3], [4] um das Material Edelstahl für Pulsrohr und Regenerator gehandelt hat, ergaben nachträgliche Messungen des magnetischen Feldes mittels einer empfindlichen Förstersonde (*Auflösungsvermögen: 1 V/10 μT*) axiale Magnetfelder in der Größenordnung von $2,5 - 10 \mu T$, was weit oberhalb von diamagnetischen Materialien liegt. Die radialen Richtungen zeigten eine auf $0,5 - 1 \mu T$ reduzierte Magnetisierung. Vergleichende Messungen an den Rohren der verwendeten Titan-Legierung zeigten kein magnetisches Restfeld mehr. Von Gerster [5] wird der Aufbau eines einstufigen Vier-Ventil-Pulsrohrkühler vorgestellt, der vollkommen ohne metallische Materialien auskommt. Dadurch wird das Problem

der möglichen Entstehungsquellen von magnetischen Störfeldern für den Kaltkopf prinzipiell ausgeschlossen. Jedoch treten durch die geringere Stabilität und Festigkeitseigenschaften der verwendeten Materialien größere Vibrationen auf, so dass es im Betrieb mit einem empfindlichen SQUID zu größeren Rauschwerten kommt (siehe Kapitel 2.2.1.5). Auch schränken die für einen solchen Aufbau zur Verfügung stehen Materialien — für die Regeneratormatrix kam z.B. Nylon zum Einsatz — die Leistungsdaten solcher Kühlsysteme stark ein.

5.1.2. Verluste durch axiale Wärmeleitung entlang der Rohre

Wie in Kapitel 3.6 über die einzelnen Verlustmechanismen beschrieben, sind zur Reduktion der axialen Wärmeleitung entlang des Pulsrohres und des Regenerators bestimmte Materialien gefordert, die einen möglichst kleinen Wärmeleitfähigkeitskoeffizienten $\lambda = \lambda(T)$ (Einheit: $[W/(cm \cdot K)]$) im Temperaturbereich von 300 K (25°C) bis 20 K (-255°C) besitzen.

5.1.3. Reduktion der mechanischen Vibrationen der Kaltfläche

Aufgrund des im Betrieb des PRK oszillierenden Druckhubes Δp und der Umlenkung des Arbeitsgases in der Kaltfläche wegen der gewählten U-Rohr Geometrie (siehe Abbildung 5.1) kommt es zu mechanischen Vibrationen. Diese sind auf die elastische Verformungen von Pulsrohr, Regenerator sowie eines Impulsübertrages auf die Kaltfläche zurückzuführen (näheres hierzu siehe Kapitel 7). Zur Reduktion bzw. Minimierung dieser Vibrationen sind Materialien erforderlich, die ein möglichst großes Elastizitätsmodul E (Einheit: N/m^2) haben. Der E -Modul gibt die notwendige Normalspannung σ (Einheit: N/m^2) pro Dehnung ε (relativer Längenänderung $\varepsilon = \Delta l/l$) an. Die theoretischen Längenoszillationen eines Rohres der Länge L , mit einem Radius r und einer Wandstärke h sind nach [6] gegeben durch

$$\Delta L = \frac{L \cdot r}{2 \cdot E \cdot h} \cdot \Delta p. \quad (5.1)$$

Hinsichtlich der Wandstärke h in Bezug auf die axiale Wärmeleitung $\lambda(T)$ entlang der Rohrwandung und der Stabilität der Rohre wird man nach Kapitel 5.4 einen Kompromiss eingehen müssen. Mit diesen Randbedingungen wird ein Material angestrebt, welches einen möglichst hohen Quotienten der Werte von E/λ hat.

5.1.4. Materialauswahl

In Tabelle 5.1 sind der mittlere Wärmeleitkoeffizient $\bar{\lambda}$ für den Temperaturbereich von $T = 30 - 300 \text{ K}$ und der E-Modul E von Edelstahl, einer Titanlegierung ($Ti_{94.5} Al_3 V_{2.5}$) und einem in [7] verwendeten Verbundwerkstoff (*glasfaserverstärktes Epoxidharz GF 412* [8]) gegenübergestellt. Dabei wurden die entsprechenden Werte für das mittlere Wärmeleitungsintegral $\langle \lambda \rangle$ nach Gleichung 5.2 mittels [9] ermittelt.

$$\bar{\lambda} = \frac{\langle \lambda \rangle}{T_w - T_k} = \frac{1}{T_w - T_k} \cdot \int_{T_k}^{T_w} \lambda(T) \cdot dT \quad (5.2)$$

Tabelle 5.1.: Mittlere Wärmeleitung $\bar{\lambda}$ und E-Modul verschiedener Materialien

Material	$\bar{\lambda}$ ($W/(m \cdot K)$)	E-Modul (N/m^2)	$E/\bar{\lambda}$ ($N K/W m$)
Titanlegierung ($Ti_{94.5} Al_3 V_{2.5}$)	5,111	$110 \cdot 10^{+9}$	$21,522 \cdot 10^{+9}$
Edelstahl (SS)	11,222	$200 \cdot 10^{+9}$	$17,822 \cdot 10^{+9}$
Verbundwerkstoff GF 412	0,385	$0,47 \cdot 10^{+9}$	$1,221 \cdot 10^{+9}$

Auf der Grundlage der Überlegungen aus Abschnitt 5.1.3 wurde sich zum Aufbau eines einstufigen Pulsrohrkühlers vom GM-Typ aus Titan bzw. Titan-Legierung entschieden, da diese Materialien den größten Wert von $E/\bar{\lambda}$ aufweisen.

Die Rohre von Pulsrohr und Regenerator bestehen aus einer Titan-Alpha-Beta-Legierung ($Ti_{94.5} Al_3 V_{2.5}$) welche vom Hersteller TIMET [10] mit einer chemischen Zusammensetzung von 0,15 O, 0,25 Fe, 0,015 H, 0,08 C, 0,03 N, 2,50 – 3,50 Al, 2,00 – 3,00 V (Angaben in Gewichtsprozent) angegeben wird. Dieses Verbindung ist auch bekannt unter der Bezeichnung „Flugzeug-Titan“, welches oft im Flugzeugbau wegen der hohen Korrosionsbeständigkeit, hohen Festigkeit¹ und des geringen Gewichtes Verwendung findet.

Aufgrund seiner völlig unmagnetischen Eigenschaften besteht der Kaltkopf aus relativ reinem Titan. Weiterhin besitzt dieses Metall unter den durch die Randbedingungen sehr eingeschränkt zur Verfügung stehenden Materialien eine relativ hohe spezifische Wärmekapazität von $c_p = 0,523 \text{ J}/(g \cdot K)$. Alternativ hätte man auch zum Aufbau einer völlig unmagnetischen Kaltfläche einen Saphir-Einkristall verwenden können, welcher ebenfalls eine hohe Wärmekapazität und gute thermische Leitfähigkeit bei tiefen Temperaturen besitzt. Aus Kostengründen und wegen der Schwierigkeiten der mechanischen Bearbeitung kam diese Möglichkeit jedoch in diesem Aufbau nicht in Frage.

¹Man versteht darunter die Widerstandskraft, die feste Stoffe einer Verformung entgegensetzen. Man unterscheidet verschiedene Arten von Festigkeiten: Biege-, Druck-, Reiss-, Zug- und Scher- oder Schubfestigkeit.

5.1.5. Theoretische Abschätzung der optimalen Pulsfrequenz

Die Auswahl der geometrischen Abmessungen von Pulsrohr und Regenerator erfolgten nach den Untersuchungen von [11], wonach ein Zusammenhang zwischen Minimaltemperatur und dem Verhältnis von Regeneratorvolumen zu Pulsrohrvolumen für einstufige Kühler im Orifice-Modus existieren sollte, wenn folgendes gilt:

$$K_{opt} = \frac{V_{Reg}}{V_{Puls}} \approx 1,9 \quad (5.3)$$

Hierbei sind $V_{Pulsrohr}$ und $V_{Regenerator}$ die Volumina der Rohre von Pulsrohr und Regenerator und K beschreibt das Verhältnis dieser Volumina. Vergleicht man die Geometrien aus anderen Veröffentlichungen für Double-Inlet-Kühler, so bewegt sich dieses Verhältnis K im Bereich von 1,9 - 2,6.

Zur Bestimmung der Arbeits- bzw. Pulsfrequenz wird ganz allgemein eine Beziehung zwischen der *optimalen Arbeitsfrequenz* f_{opt} und dem Volumen des Pulsrohres V_{Puls} gesucht. Mit dem folgenden Ansatz nach Gleichung 5.4 ist der mittlere Massenstrom $\langle \dot{m} \rangle$ proportional der Massenänderung Δm mal der Frequenz f im Pulsrohr.

$$\langle \dot{m} \rangle \sim \Delta m \cdot f = \rho \cdot \Delta V_{Puls} \cdot f \quad (5.4)$$

Unter der Annahme: $\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} = konst.$, dass der Massenstrom im Pulsrohr konstant sei, ergibt sich Gleichung 5.5.

$$\Delta V_{Puls} \sim \frac{1}{f} \quad (5.5)$$

Eine weitere Annahme ist, dass es für eine *optimale Kühlleistung* ein optimales Verhältnis der Form: $\frac{\Delta V}{V_{Puls}}$ gibt. Dabei ist ΔV das maximale Volumen des nicht-permanenten Gases am kalten Wärmetauscher. Wird dieses Verhältnis als konstant angesehen, so gilt

$$\begin{aligned} \frac{\Delta V}{V_{Puls}} &= konst. \\ \implies \frac{1}{f_{opt} \cdot V_{Puls}} &= konst. \end{aligned} \quad (5.6)$$

Legt man die Daten von [12] und der am Institut für Angewandte Physik der Universität Gießen existierenden, einstufigen Pulsrohrkühler zugrunde (*Kühler von [3], [4]*) so ergibt sich mit den Volumina und den zugehörigen optimalen Frequenzen:

$$f_{opt} \cdot V_{Puls} \approx 71 \text{ cm}^3 \cdot \text{Hz} \quad (5.7)$$

5.2. Beschreibung des mechanischen Aufbaus

5.2.1. Pulsrohr, Regenerator und Kaltfläche

Die Abmessungen der verwendeten Rohre und die daraus berechneten Parameter sind in Tabelle 5.2 zusammengestellt.

Tabelle 5.2.: Geometrische Abmessungen der verwendeten Rohre für Pulsrohr und Regenerator aus Titan-Legierung $Ti_{94.5} Al_3 V_{2.5}$

	$\phi_{au\beta en}$ (mm)	ϕ_{innen} (mm)	Wandstärke (mm)	Länge (mm)	K	f_{opt} (Hz)
Pulsrohr	12,80	11,40	0,70	140	2,24	5
Regenerator	19,05	17,07	0,99	140		

Für den Quotienten K ergibt sich ein Wert von 2,24, welcher nach Gleichung 5.3 in einem günstigen Bereich liegen sollte. Die theoretisch optimale Pulsfrequenz ergibt sich nach Gleichung 5.7 zu $f_{opt} = f_{puls} \approx 5 \text{ Hz}$, welche in Kapitel 6, Abbildung 6.5 experimentell bestätigt werden konnte. Abbildung 5.1 zeigt eine technische Zeichnung des U-Rohr-Kaltteils mit Pulsrohr, Regenerator und Kaltfläche.

Die Schwierigkeit bei diesem Werkstück bestand darin, die beiden einzelnen Rohre aus Titan-Legierung mit den beiden Flanschen und der Kaltfläche, welche aus reinem Titan gefertigt sind, zu verbinden. Dies erforderte eine spezielle Technik des Hochvakuum-Elektronenstrahlschweißens und wurde in der „Zentralabteilung Technologie“ (ZAT) des Forschungszentrums Jülich GmbH durchgeführt [13].

Die Regeneratormatrix besteht aus einer Schichtung von Phosphorbronze-Gewebe der Porosität 0,68 und einer nach Gleichung 5.8 definierten Mesh-Zahl von 247 mit einer Drahtdicke von $d = 40 \mu m$ und lichten Maschenweite $w = 63 \mu m$.

$$mesh = 25,4 \cdot 10^3 \frac{\mu m}{inch} \cdot \frac{1}{d + w} \quad (5.8)$$

Die Matrix setzt sich aus ca. 2000 gestanzten einzelnen Sieben zusammen, wobei jedes Sieb nach Chen et al. [14] mit einer Übergröße (*engl.: oversize wire-screen*) von 0,26% gestanzt und in das Regeneratorrohr eingepresst wurde. Durch die Übergröße der Siebe wird verhindert, dass im kalten Zustand, wenn sich das Material zusammengezogen hat, nicht ein Teil des Gases innen an der Rohrwandung entlang strömen kann, ohne mit dem Regenerator Wärme auszutauschen. Untersuchungen von Chang et al. [15] zeigen, dass durch diesen Strömungseffekt (*engl.: flow channeling effect*) die Leistungsfähigkeit des Regenerators stark gemindert wird. Zur Reduzierung der axialen Wärmeleitung entlang der Regeneratormatrix wäre eine alternierende Schichtung

5. Aufbau eines Pulsrohrkühlers für die störarme Sensor-Kühlung

Tabelle 5.3.: Abmessungen des kalten Wärmetauschers im Kaltkopf des Pulsrohrkühlers

	Symbol	Abmessung (mm)
Schlitzbreite	S_b	0,20
Schlitzabstand	S_a	0,42
Schlitztiefe	S_t	4,00
Mittelsteg	r_m	4,60
Zylinderhöhe	h	14,00

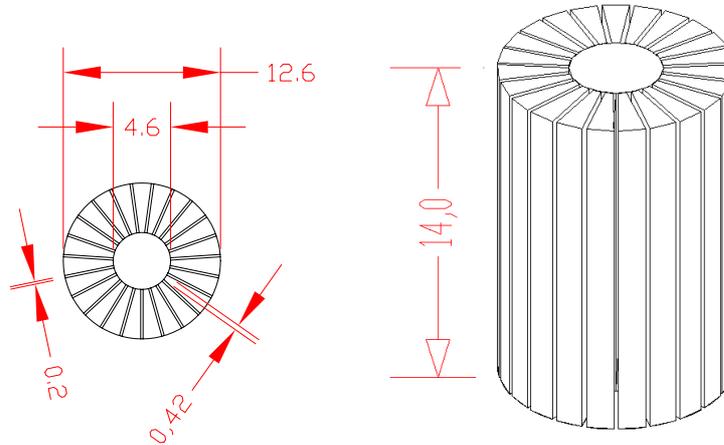


Abbildung 5.2.: Geschlitzter kalter Wärmetauscher aus geglühtem Elektrolyt-Kupfer

Vergleicht man den geschlitzten Wärmetauscher aus Abbildung 5.2 mit dem entsprechenden gebohrten Wärmetauscher des Edelstahl-Pulsrohrkühlers aus [2] ($h = 13,5 \text{ mm}$, $\phi = 12 \text{ mm}$ und 64 Bohrungen mit 1 mm Durchmesser) bezüglich des Totvolumens (*Volumen im Werkstück, in dem sich das Arbeitsgas aufhalten kann*) und der zum Austausch von Wärme zur Verfügung stehenden effektiven Fläche, so ergeben sich die in Tabelle 5.4 angegebenen Daten.

Tabelle 5.4.: Vergleich der Daten von geschlitzten und gebohrten Wärmetauschern

Wärmetauscher	Fläche $A_{ges} \text{ (mm}^2\text{)}$	Totvolumen $V_{tot} \text{ (mm}^3\text{)}$
geschlitzt	2755,20	268,80
gebohrt	2714,33	678,58

Während die effektive Fläche für das Gas zum Wärmeaustausch mit $2714 - 2755 \text{ mm}^2$ fast gleich groß bleibt, reduziert sich das Totvolumen im Kaltbereich des Pulsrohrkühlers durch den geschlitzten Wärmetauscher um einen Faktor 2,5 gegenüber der gebohrten Ausführung.

5.2.2.1. Thermische Eindringtiefe

Zur Optimierung des Totvolumens und der effektiven Fläche eines solchen Wärmetauschers wurden Überlegungen bezüglich der Schlitzbreite und Schlitztiefe angestellt. Für die Ausnutzung eines optimalen Wärmeübergangs vom oszillierenden Arbeitsgas auf den Wärmetauscher und umgekehrt, sowie des Wärmetransportes kann man unter Beachtung der Wärmeleitfähigkeit λ und der thermischen Eindringtiefe δ_{th} des Arbeitsgases bei einer bestimmten Frequenz f die jeweils günstigsten Daten der Geometrie ermitteln.

Für den Fall eines Wärmetauschers gilt, dass die Oberfläche durch das Vorbeiströmen des Arbeitsgases periodisch mit der Frequenz f geheizt bzw. gekühlt wird. Hierdurch stellt sich eine Oberflächentemperatur von der Form $T_1 \cdot \cos(2\pi ft) + T_0$ an dem WT ein. Die zeitliche und örtliche Temperaturverteilung $T(x, t)$ im Inneren des Körpers wird dann beschrieben durch die partielle Differentialgleichung des Temperaturfeldes, welche sich nach Abbildung 5.3 a) und [16] gemäß der Wärmebilanz aus dem austretenden Wärmestrom \dot{Q}_x an der Stelle x und \dot{Q}_{x+dx} an der Stelle $x + dx$ herleiten lässt.

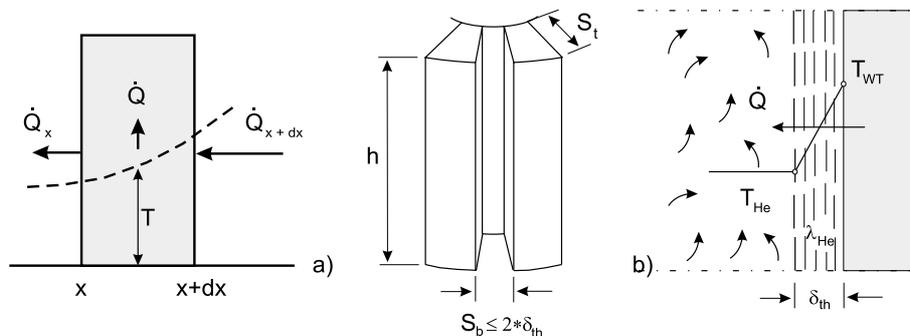


Abbildung 5.3.: a) Veranschaulichung der Wärmebilanz der ein- und austretenden Wärmeströme an einem Körper zu Herleitung der Differentialgleichung des Temperaturfeldes (*Instationäre Wärmeleitung*). b) Schlitzbreite im kalten Wärmetauscher und thermische Eindringtiefe

Der konvektive Wärmeübergang ist gekennzeichnet durch ein strömendes Medium, das eine andere Temperatur besitzt als die begrenzende Wand. Somit tritt in der thermischen Grenzschicht ein Wärmestrom auf.

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_x &= -\lambda \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \\
 \dot{Q}_{x+dx} &= \dot{Q}_x + \frac{\partial(\dot{Q})}{\partial x} \cdot dx \\
 &= -\lambda \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \cdot A \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) \cdot dx \\
 &= -\lambda \cdot A \left(\frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \cdot dx \right)
 \end{aligned}$$

Die Differenz der zu- und abgeführten Wärmeströme an der Stelle x sowie $x + dx$ bewirkt eine Temperaturänderung $T(x, t)$ des Materials, welche in dem Volumen des Materials gespeichert werden muss. Die Wärmespeicherung in Abhängigkeit der Zeit t lässt sich berechnen durch $d\dot{Q} = dm \cdot c_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t}$. Mit der Masse dm , der Dichte ρ und dem Volumen $dV = A \cdot dx$ ergibt sich dann:

$$\begin{aligned}
 \dot{Q} &= \dot{Q}_x - \dot{Q}_{x+dx} \\
 \rho \cdot c_p \cdot A \cdot dx \cdot \frac{\partial}{\partial t} T(x, t) &= \lambda \cdot A \cdot dx \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} T(x, t) \\
 \frac{\partial}{\partial t} T(x, t) &= \alpha \cdot \frac{\partial^2}{\partial x^2} T(x, t) \tag{5.9}
 \end{aligned}$$

Die Stoffwerte $\lambda/(c_p \cdot \rho)$ als Verhältnis von Wärmeleitfähigkeit und Wärmespeicherefähigkeit werden zu einem neuen neuen Stoffwert α — der sogenannten Temperaturleitfähigkeit² — zusammengefasst. Mit den Randbedingungen $T(x, t = 0) = T_0$ und $T(x = 0, t) = T_1 \cdot \cos(2\pi ft) + T_0$ ergibt sich dann nach [17] die Lösung von Gleichung 5.9 zu

$$T(x, t) = T_0 + T_1 \cdot \exp\left(-x \sqrt{\frac{\pi f}{\alpha}}\right) \cdot \cos\left(2\pi ft - x \sqrt{\frac{\pi f}{\alpha}}\right) \tag{5.10}$$

Als Annahme, auf welcher Strecke ein effektiver Wärmeübergang stattfindet, gilt die Distanz, nach der die Amplitude der Temperaturänderung auf $\frac{1}{e}$ ihres Ausgangswertes an der Oberfläche abgesunken ist. Mit Gleichung 5.10 ergibt sich dann die thermische Eindringtiefe δ_{th} zu

$$\delta_{th} = \sqrt{\frac{\alpha}{\pi f}} \quad \text{mit} \quad \alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \tag{5.11}$$

²In der Literatur wird α auch oft mit „thermischer Diffusivität“ eines Materials bezeichnet.

Da nach [18] der konvektive Wärmeübergang von einem bewegten Fluid (*Flüssigkeit oder Gas*) an eine feste Wand innerhalb dieser thermischen Grenzschicht der Dicke δ_{th} stattfindet, ergibt sich für die Geometrie eines effektiv arbeitenden Wärmetauschers, dass die Schlitzbreite S_b in Abbildung 5.3 b) im idealen Falle eine Breite von $S_b \approx 2 \cdot \delta_{th}$ haben sollte. Wäre $S_b \gg \delta_{th}$ so gäbe es einen Bereich, in dem das Gas nur unzureichend Wärme von dem Wärmetauscher aufnehmen kann und somit zum sogenannten Totvolumen gerechnet werden müsste, welches die Leistungsfähigkeit des Systems reduziert.

Beachtet man, dass die Stoffwerte der Temperaturleitfähigkeit α in Gleichung 5.11 temperaturabhängig sind, so ergibt sich für das Arbeitsgas Helium die in Abbildung 5.4 angegebene thermische Eindringtiefe δ_{th} in Abhängigkeit des Druckes und der Temperatur bei $f = 4,6 \text{ Hz}$. Die Daten für Helium stammen hierbei aus [19].

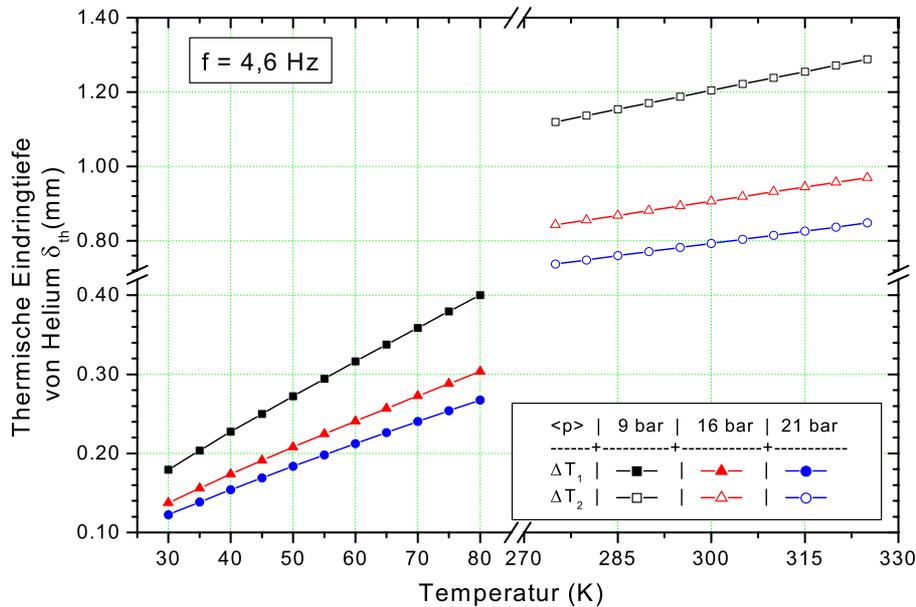


Abbildung 5.4.: Verhalten der thermischen Eindringtiefe $\delta_{th} = \sqrt{\alpha/\pi f}$ von Helium für $f = 4,6 \text{ Hz}$ in Abhängigkeit des Druckes und der Temperatur im Bereich von $\Delta T_1 = 30 - 80 \text{ K}$ und $\Delta T_2 = 275 - 325 \text{ K}$.

Ein Vergleich mit den Daten des kalten Wärmetauschers aus Tabelle 5.3 zeigt, dass für den kalten WT im Temperaturbereich $\Delta T = 30 - 80 \text{ K}$ und für einen (*Hoch-*)Druck von $\langle p \rangle = 21 \text{ bar}$ gilt: $S_b = 0,2 \text{ mm} < 2 \cdot \delta_{th} = 0,24 \text{ mm}$. Die Schlitzbreite ist also klein genug, um einen effektiven Wärmeübergang zu gewährleisten und gleichzeitig das Totvolumen gering zu halten.

5.2.3. Konvektionsgekühlter Aluminiumkopf

Der warme, obere Teil des Pulsrohrkühlers besteht aus einem zweigeteilten, mit Kühlrippen versehenen, konvektionsgekühlten Aluminiumkopf. Die Abbildung 5.5 zeigt den oberen der beiden Al-Teile, in welchen die selbstgebaute Nadelventile für Orifice- und Double-Inlet Ventil direkt mit Gewinde und O-Ring Dichtungen in den Kopf eingeschraubt werden.

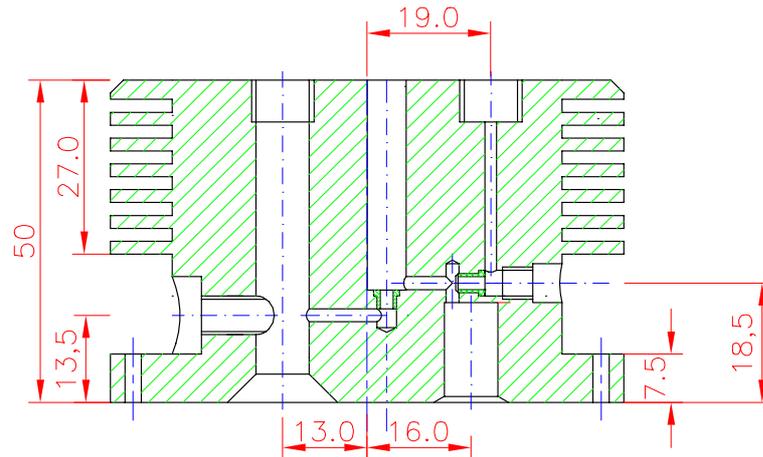


Abbildung 5.5.: Oberer Teil des konvektionsgekühlten Aluminiumkopfes mit integrierten Nadelventilen für Orifice- und Double-Inlet Ventil

Abbildung 5.6 zeigt eine Zeichnung eines der integrierten Nadelventile für das Orifice- und das Double-Inlet-Ventil. Wegen des kompakten Aufbaues des Kopfes wird das Ventil bzw. die Spindel direkt mit einem O-Ring abgedichtet. Aus Platzgründen und aus Gründen einer feineren Dosierbarkeit der Ventileinstellung ist die Ventilnadel als ein Kegelstumpf von 3,3 mm Länge mit einem Steigungswinkel von 11° ausgelegt. Der Verschluss des Gasstromes kommt durch das Aufsetzen des Kegelstumpfes in einer kleinen passenden Hülse zustande, welche in den Al-Kopf eingepresst wird.

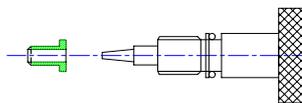


Abbildung 5.6.: Integriertes Nadelventil für Orifice- und Double-Inlet Ventil mit 11° Nadelsteigung und passender Hülse

Im zweiten, unteren Teil des Al-Kopfes (Abbildung 5.7) befinden sich die beiden Bohrungen für die warmen Wärmetauscher über dem Regenerator und dem Pulsrohr. Weiterhin sind in diesem Teil die vakuumdichte Buchse eines Steckers der Firma LEMO® Elektronik GmbH [20] mit acht elektrischen Durchführungen, ein vakuum-

dichter LEMO® SMC-Stecker für hochfrequente Signale, sowie die Bohrung für die Vakuumleitung untergebracht.

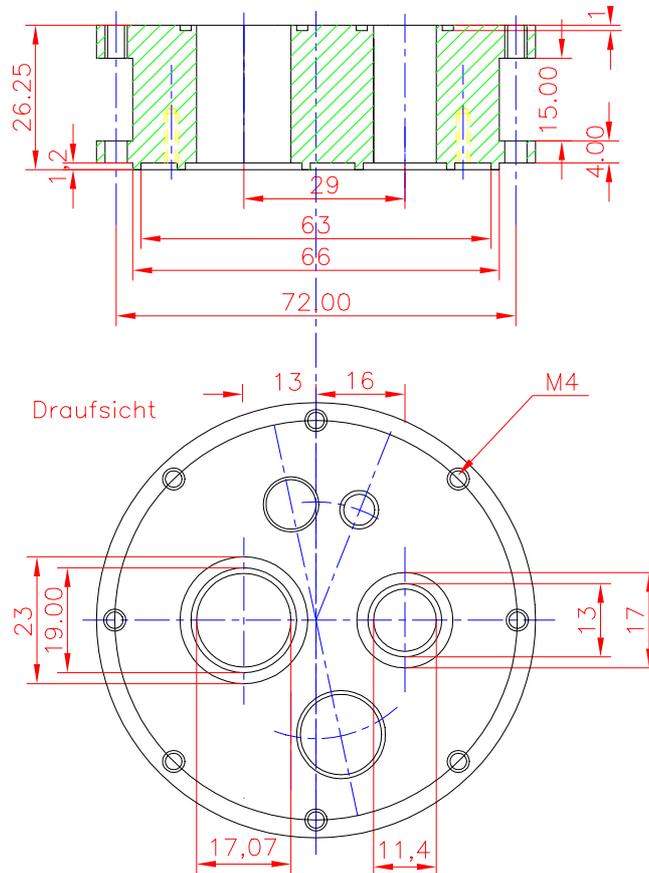


Abbildung 5.7.: Unterer Teil des konvektionsgekühlten Aluminiumkopfes mit warmen Wärmetauschern und vakuumdichten elektrischen Durchführungen

Die Abdichtung des Heliumdrucksystems im Al-Kopf gegen Atmosphäre erfolgt durch zwei Viton-O-Ringe. Die Flansche von Pulsrohr und Regenerator werden über eine Art „Nut- und Federtechnik“ mit einer Indiumdichtung von $d = 1,7 \text{ mm}$ Durchmesser an den Al-Kopf angeflanscht.

Da sich der obere Al-Kopf im laufenden Betrieb des Pulsrohrkühlers auf etwa $40 - 50^\circ\text{C}$ erwärmen kann, wurde bei einigen Versuchen beobachtet, dass sich das Indium in die freie Fläche von Regenerator und Pulsrohr hineinquetscht und somit den freien pulsierenden Gasfluss behindert bzw. einengt. Hier muss beim Anflanschen des Kaltteiles mittels Nut- und Federtechnik eine konstruktive Veränderung vorgenommen werden, die das Wegkriechen bzw. Wegquetschen der Indiumdichtung verhindert.

5.2.4. Warme Wärmetauscher über Pulsrohr und Regenerator

Der Wärmetauscher über dem Pulsrohr hat mit einer Höhe von $h = 25,0 \text{ mm}$ die gleiche Geometrie wie der kalte Wärmetauscher aus Abbildung 5.2.

Für den Wärmetauscher über dem Regenerator wurde eine etwas aufwändigere Geometrie nach Abbildung 5.8 in den Aluminiumkopf eingepresst, um die effektive Fläche zum Wärmeaustausch für das Arbeitsgas beim Eintritt in den Regenerator zu erhöhen.

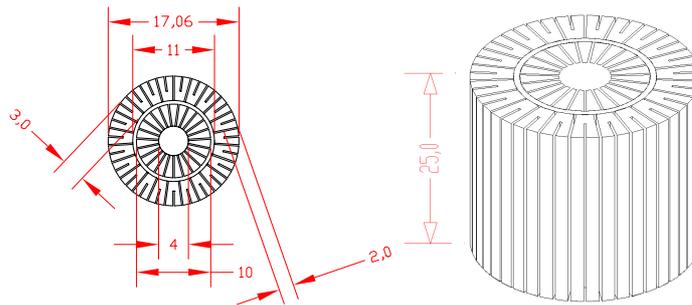


Abbildung 5.8.: Geschlitzter warmer Wärmetauscher über dem Regenerator

Die Daten und geometrischen Abmessungen des warmen Wärmetauschers sind in Tabelle 5.5 zusammengestellt.

Tabelle 5.5.: Daten des Wärmetauschers im (warmen) Aluminiumkopf des Pulsrohrkühlers

	Symbol	Abmessung (mm)
Schlitzbreite	S_b	0,20
Schlitztiefe	S_t^{klein}	2,00
Schlitztiefe	$S_t^{groß}$	3,00
Mittelsteg	r_m	4,0
Zylinderhöhe	h	25,00

Damit ergibt sich für die effektive Fläche zum Wärmeaustausch $A_{ges} = 9600 \text{ mm}^2$, und für das Totvolumen $V_{tot} = 960 \text{ mm}^3$. Ein Vergleich mit den Daten der thermischen Eindringtiefe δ_{th} aus Abbildung 5.4 zeigt, dass auch hier gilt (für $T = 300 \text{ K}$ und $\langle p \rangle = 21 \text{ bar}$): $S_b = 0,2 \text{ mm} < 2 \cdot \delta_{th} = 1,6 \text{ mm}$. Hierdurch ist ein effektiver Wärmeübergang mit möglichst wenig Totvolumen realisiert worden.

5.2.5. Vakuumgefäß

Das Vakuumgefäß besteht aus einem oberen Aluminiumzylinder von 50 mm Höhe und einem Kunststoffbecher aus POLYSULFON® (PSU) von 206 mm Höhe. Der

Aluminiumring besitzt eine Nut für eine metallische 1,7 mm dicke Indiumdichtung. Hiermit wird das Gefäß an den konvektionsgekühlten Aluminiumkopf angeschraubt. Seitlich an dem Ring befindet sich ein vakuumdichter SMA-Stecker für hochfrequente Signale, z.B. für den späteren Betrieb des Pulsrohrkühlers mit SQUID-Anwendungen.

Das Vakuumgefäß sollte ebenfalls, wie der gesamte Kühler, aus einem nicht magnetischen Material bestehen. POLYSULFON® (PSU) ist ein Hochleistungskunststoff aus der Gruppe der amorphen Thermoplasten [21] und eignet sich besonders für thermische, elektrische und medizinische Anwendungen. Allerdings ist das Material spannungsrissempfindlich. Der dielektrische Verlustfaktor $\tan(\delta)$ liegt für 50 Hz bei 0,001 und für 1 MHz bei 0,003. In Abbildung 5.9 sind beide Teile des Vakuumgefäßes gezeigt, welche mit einem Gewinde ineinander geschraubt werden und mit dem Gießharz STYCAST 5040 vakuumdicht verklebt sind. Die Gesamtlänge beträgt $l = 236 \text{ mm}$.

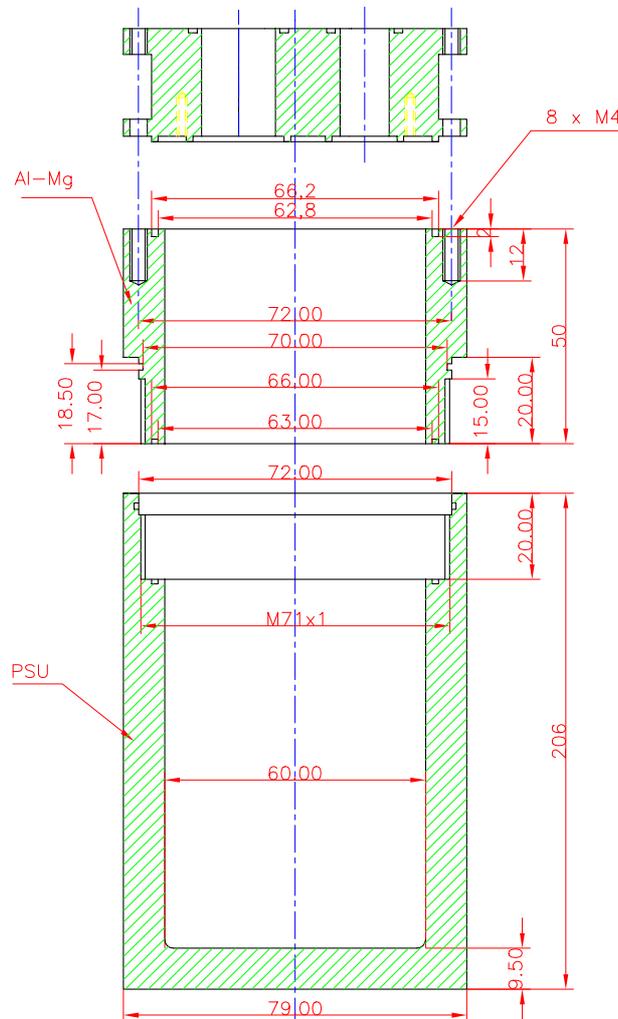


Abbildung 5.9.: Vakuumgefäß aus Aluminium und POLYSULFON® (PSU)

5.2.6. Rotationsventil und Ballastvolumen

Die Zuführung des Arbeitsgases Helium zum Kaltkopf erfolgt von einem Rotationsventil über eine 4 m lange flexible Polyamid-Leitung mit 4 mm Innendurchmesser und 1 mm Wandstärke, welche über eine 6 mm SWAGELOK®-Quetschverbindung in den oberen Deckel des Ventils eingeschraubt ist. Der Kaltkopf ist über das Orifice-Ventil und einer weiteren flexiblen 4 m langen Leitung mit 2 mm Innendurchmesser mit dem Ballastvolumen von $V_{Ballast} = 0,2 l$ verbunden.

Alle Teile des Rotationsventils aus Abbildung 5.10, welche den Kühler periodisch mit Hoch- und Niederdruck vom Heliumkompressor RW2 verbinden, wurden für dieses System erstmalig vollständig von der Feinmechanischen Werkstatt des Instituts für Angewandte Physik gefertigt. Die Druckleitungen vom Kompressor für Hochdruck (HD) und Niederdruck (ND) sind über 1/4 Zoll AEROQUIP® Verbindungen seitlich zugeführt. Der eingebaute Synchronmotor der Firma Eduard BAUTZ GmbH [22] mit einem Drehmoment von 0,8 Nm wird durch einen SmartDrive Frequenzumrichter VF1000 - Baureihe S/M/L (0,37 – 22 kW) der Firma LUST-Antriebstechnik [23] frequenzvariabel angesteuert.

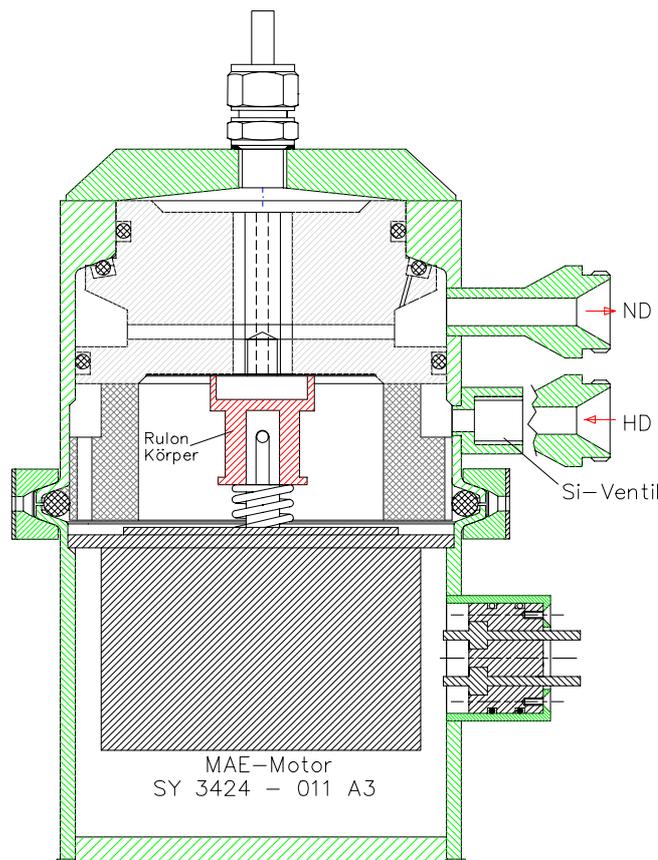


Abbildung 5.10.: Rotationsventil mit Synchronmotor zur Erzeugung der Druckoszillationen

5.3. Gesamtaufbau des Titan-PRK Kaltkopfes

Abbildung 5.11 zeigt (von oben nach unten) das Ballastvolumen, den gesamten mechanischen Aufbau des Titan-Kaltkopfes ohne den unteren Teil des Vakuumpfäßes sowie das Rotationsventil mit den seitlichen Anschlüssen für den Hoch- und Niederdruck.

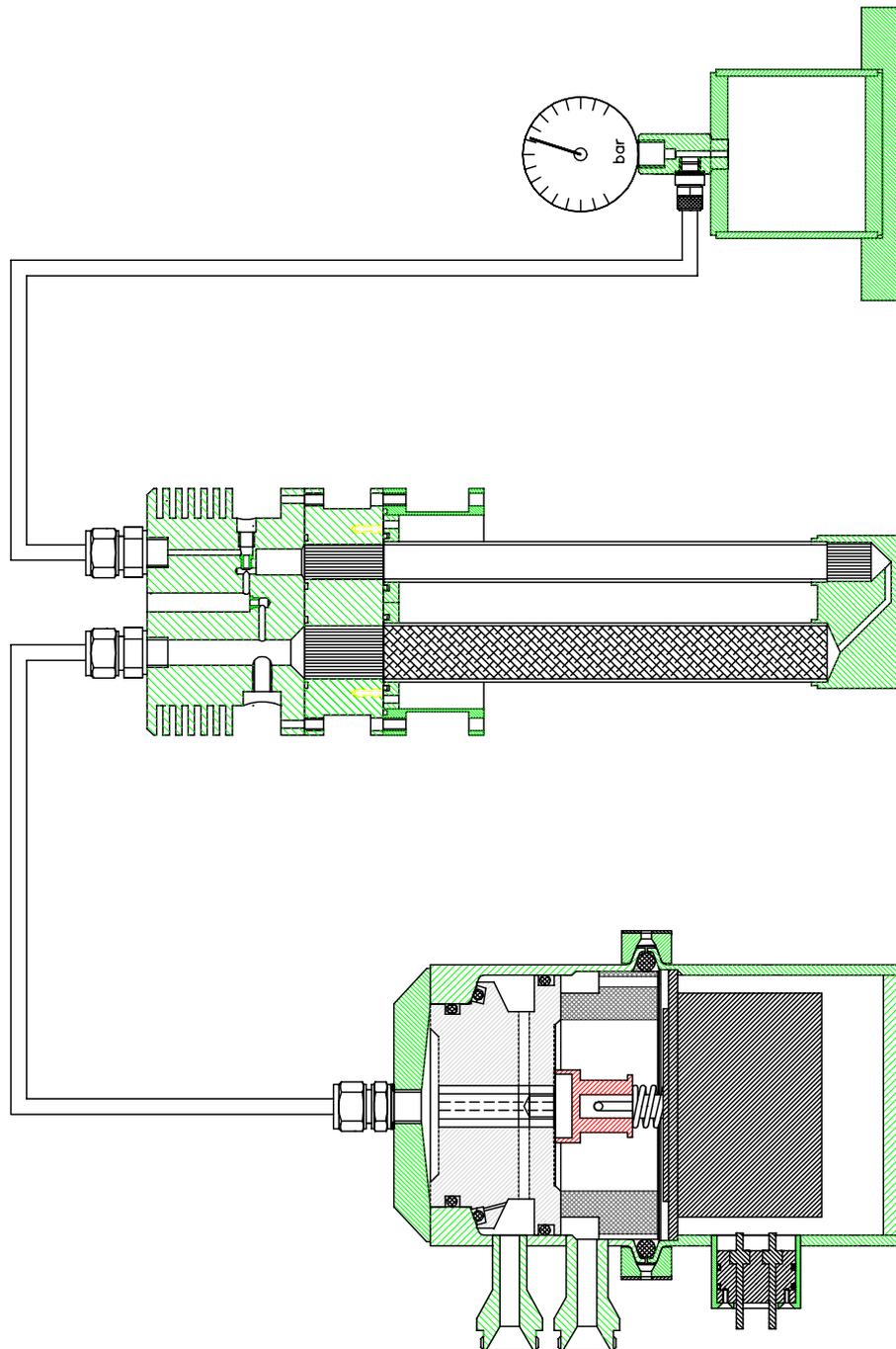


Abbildung 5.11.: Gesamtaufbau des Kühlers aus Titan mit Anschluss der jeweils 4 m langen Transferleitung zum Ballastvolumen und Rotationsventil.

5.3.1. Volumina der Helium führenden Teile im Titan-Kaltkopf

In der Tabelle 5.6 sind die einzelnen Komponenten des Pulsrohrkühlers mit ihren jeweiligen Volumina aufgeführt, in denen sich das Arbeitsgas verteilen kann.

Tabelle 5.6.: Zusammenstellung der Helium führenden Komponenten im Titan Pulsrohrkühler und deren Volumen zur Aufnahme des Arbeitsgases

Gasführende Komponenten	Volumen (dm^3)
Ballastvolumen	$2000,00 \cdot 10^{-4}$
Hauptleitung (<i>Polyamid</i> , $d_i = 4 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$, $l = 4 \text{ m}$)	$502,60 \cdot 10^{-4}$
Orificeleitung (<i>Polyamid</i> , $d_i = 2 \text{ mm} \times 1 \text{ mm}$, $l = 4 \text{ m}$)	$125,60 \cdot 10^{-4}$
Pulsrohr	$142,90 \cdot 10^{-4}$
Regenerator	$320,40 \cdot 10^{-4}$
Umlenkbohrung im Kaltkopf	$6,19 \cdot 10^{-4}$
Kalter Wärmetauscher	$2,69 \cdot 10^{-4}$
Warmer Wärmetauscher - Pulsrohr	$7,59 \cdot 10^{-4}$
Warmer Wärmetauscher - Regenerator	$9,60 \cdot 10^{-4}$
Bohrung über dem Pulsrohr ($d_i = 8 \text{ mm}$, $l = 15,5 \text{ mm}$)	$7,79 \cdot 10^{-4}$
Bohrung über dem Regenerator ($d_i = 8 \text{ mm}$, $l = 15,5 \text{ mm}$)	$22,62 \cdot 10^{-4}$
Gesamtvolumen:	$3147,98 \cdot 10^{-4}$

5.3.2. Schemazeichnung des gesamten Pulsrohrkühler-Systems

In Abbildung 5.12 ist eine Schemazeichnung des gesamten Pulsrohrkühlersystems mit allen zum Betrieb benötigten Komponenten zu sehen. Hierzu zählen ein Kompressor, ein Rotationsventil, die (*flexiblen*) Verbindungsleitungen, der Kaltkopf und das Ballastvolumen. An den Positionen $P1 - P4$ befinden sich piezoresistive Relativdrucksensoren der Firma INFINEON TECHNOLOGIES AG (*früher* SIEMENS) vom Typ KYP 47-R mit einem Druckbereich von $0 - 60 \text{ bar}$ und einer Empfindlichkeit von $0,67 \text{ mV/Vbar}$ [24]. Ein linearer Zusammenhang der verstärkten³ Ausgangsspannung in Abhängigkeit vom angelegten Druck erlaubt die Kalibrierung und die Erstellung einer linearen Regressionsgeraden vom Typ $p(U) = a \cdot U + b$. Kalibriert wurde mit einem ölgelagerten Membranmanometer mit einer Ablesegenauigkeit von $0,3 \text{ bar}$, wobei U die in Volt gemessene Spannung des Drucksensors ist.

³Eine genaue Beschreibung der Verstärkerschaltung findet sich in [3], bzw. die Anschlussbelegung des Sensors in [24].

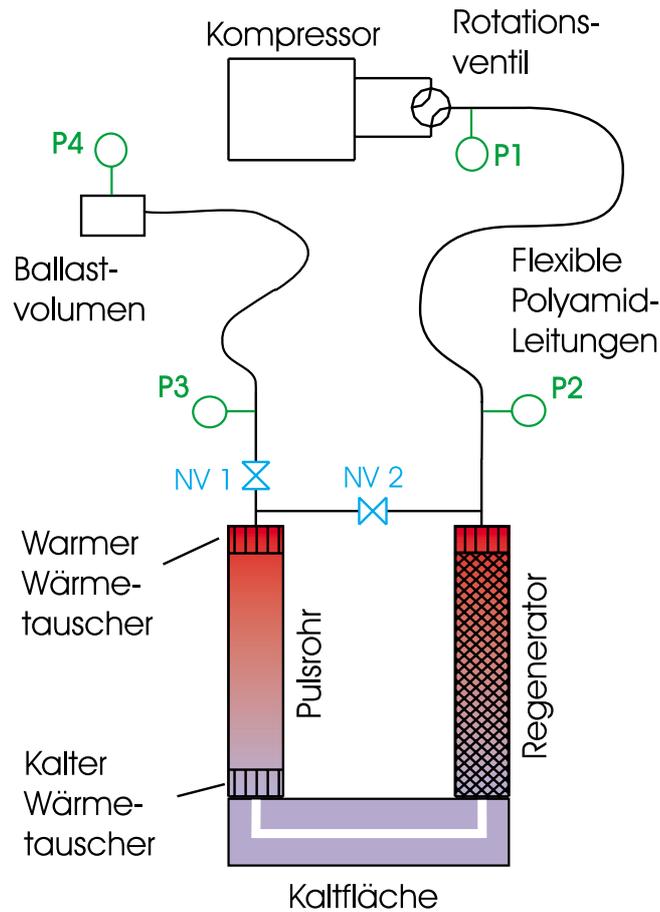


Abbildung 5.12.: Schemazeichnung der einzelnen Komponenten des gesamten Pulsrohrkühlersystems: Kompressor, Rotationsventil, (*flexible*) Verbindungsleitungen, Kaltkopf und Ballastvolumen

Tabelle 5.7 gibt die Positionen der vier Drucksensoren $P1 - P4$, sowie die Parameter a und b für die einzelnen Sensoren wieder. In Tabelle 4.2 sind die verwendeten Symbole und die mit diesen Sensoren gemessenen Druckgrößen angegeben.

Tabelle 5.7.: Positionen und Parameter der verwendeten Drucksensoren - Typ KPY 47-R für den linearen Zusammenhang von Druck und gemessener Spannung: $p(U) = a \cdot U + b$

Position	Parameter a (bar/mV)	Parameter b (bar)
P1 Rotationsventil	8,673	2,409
P2 Haupteinlass (<i>vor Regenerator</i>)	9,155	-1,651
P3 Nach dem Orifice-Ventil	8,236	2,135
P4 Im Ballastvolumen	9,830	1,117

5.4. Eigenschaften der verwendeten Titan-Legierung im Vergleich zu Edelstahl

Eine Quelle von thermischen Verlusten in einem Pulsrohrkühler ist nach Kapitel 3.6 die axiale Wärmeleitung entlang Pulsrohr und Regenerator. Diese Verluste lassen sich nach Gleichung 5.12 berechnen, wobei sich das Wärmeleitungsintegral $\langle \lambda \rangle$ im Temperaturbereich von $300\text{ K} - 30\text{ K}$ nach Gleichung 5.2 mittels [9] bestimmen lässt.

$$\frac{dQ}{dt} = \dot{Q} = \frac{A}{L} \cdot \int_{30\text{ K}}^{300\text{ K}} \lambda(T) \cdot dT = \frac{A}{L} \cdot \langle \lambda \rangle \quad (5.12)$$

$$\langle \lambda_{Ti} \rangle = \int_{30\text{ K}}^{300\text{ K}} \lambda_{Ti}(T) \cdot dT = 13,80 \frac{W}{cm}$$

$$\langle \lambda_{SS} \rangle = \int_{30\text{ K}}^{300\text{ K}} \lambda_{SS}(T) \cdot dT = 30,30 \frac{W}{cm}$$

Die wärmedurchflossene Fläche A von Pulsrohr und Regenerator ist die Ringfläche der Rohrwandung, welche durch $A = \frac{\pi}{4} \cdot (\phi_{au\beta en}^2 - \phi_{innen}^2)$ gegeben ist. Mit den Daten der Wandstärke und Durchmesser der verwendeten $Ti_{94,5} Al_3 V_{2,5}$ -Rohre nach Tabelle 5.2 ergeben sich die zu vergleichenden Daten des Ti-PRK und des alten Pulsrohrkühlers aus Edelstahlrohren mit den Wandstärken h_{PR} bzw. h_{Reg} aus Tabelle 5.8.

Tabelle 5.8.: Daten zur Berechnung der Wärmeflusses an Rohren aus Edelstahl und Titanlegierung entlang der Rohrwandung von Pulsrohr und Regenerator

Material	h_{PR}/h_{Reg} (cm)	A_{PR} (cm ²)	A_{Reg} (cm ²)	$\langle \lambda \rangle$ (W/cm)
Titanlegierung (Ti)	0,07 / 0,099	0,2661	0,5617	13,80
Edelstahl (SS)	0,03 / 0,030	0,1103	0,1668	30,30

Im Vergleich zur Titan-Legierung hat Edelstahl mit $\langle \lambda_{SS} \rangle = 30,3\text{ W/cm}$ in diesem Temperaturbereich eine um etwa 2,2 größere mittlere Wärmeleitung. Damit ergibt sich der in Abbildung 5.13 dargestellte Vergleich des Wärmeflusses zwischen den Titan- und den Edelstahl-Rohren in Abhängigkeit von der verwendeten Rohrlänge.

Aus Abbildung 5.13 und Tabelle 5.9 ist zu erkennen, dass bei einer Rohrlänge von $l = 14,0\text{ cm}$ trotz des geringeren Wärmeleitungsintegrals $\langle \lambda_{Ti} \rangle$ der Titanlegierung der Wärmefluss \dot{Q} aufgrund der relativ großen Wandstärke von $d = 0,099\text{ cm}$ oberhalb von den Edelstahlrohren liegt.

5.4. Eigenschaften der verwendeten Titan-Legierung im Vergleich zu Edelstahl

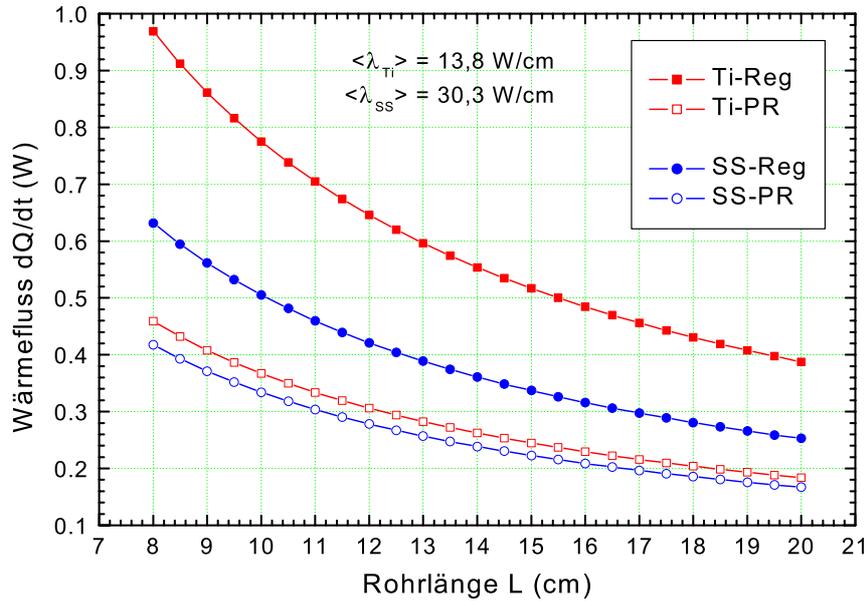


Abbildung 5.13.: Berechneter Wärmefluss zwischen 300 K und 30 K entlang Pulsrohr und Regenerator mit Wandstärke und Durchmesser nach Tabelle 5.2 in Abhängigkeit von der Rohrlänge L ; SS: Edelstahlrohre, Ti: $Ti_{94,5} Al_3 V_{2,5}$ Rohre

Tabelle 5.9.: Vergleich des Wärmeflusses von Titanlegierung und Edelstahl entlang der Pulsrohr- und Regeneratorwandung bei einer Rohrlänge von $l = 14,0 \text{ cm}$. Wandstärke und Durchmesser nach Tabelle 5.2 bzw. Tabelle 5.8

	$(dQ/dt)_{PR}$ (W)	$(dQ/dt)_{Reg}$ (W)	$\langle \lambda \rangle$ (W/cm)
Titanlegierung (Ti)	0,26229	0,55367	13,80
Edelstahl (SS)	0,23866	0,36104	30,30

In Abbildung 5.14 ist der Wärmefluss entlang der Titanrohre und der Edelstahlrohre in Abhängigkeit der Wandstärke h der Rohre dargestellt. Hierbei wurde jeweils von einem konstanten Innendurchmesser der Rohre ausgegangen und die Wandstärke variiert.

Die Innendurchmesser der Ti-Rohre (siehe Tabelle 5.2) sind hierbei $^{Ti}\phi_i^{PR} = 1,14 \text{ cm}$ und $^{Ti}\phi_i^{Reg} = 1,707 \text{ cm}$ und die der Edelstahl-Rohre $^{SS}\phi_i^{PR} = 1,14 \text{ cm}$ und $^{SS}\phi_i^{Reg} = 1,74 \text{ cm}$.

Um den Wärmefluss der Rohre aus Titan-Legierung noch weiter zu reduzieren, wurden die Rohre teilweise im Außendurchmesser reduziert (*abgedreht*), so dass sich, wie

5. Aufbau eines Pulsrohrkühlers für die störarme Sensor-Kühlung

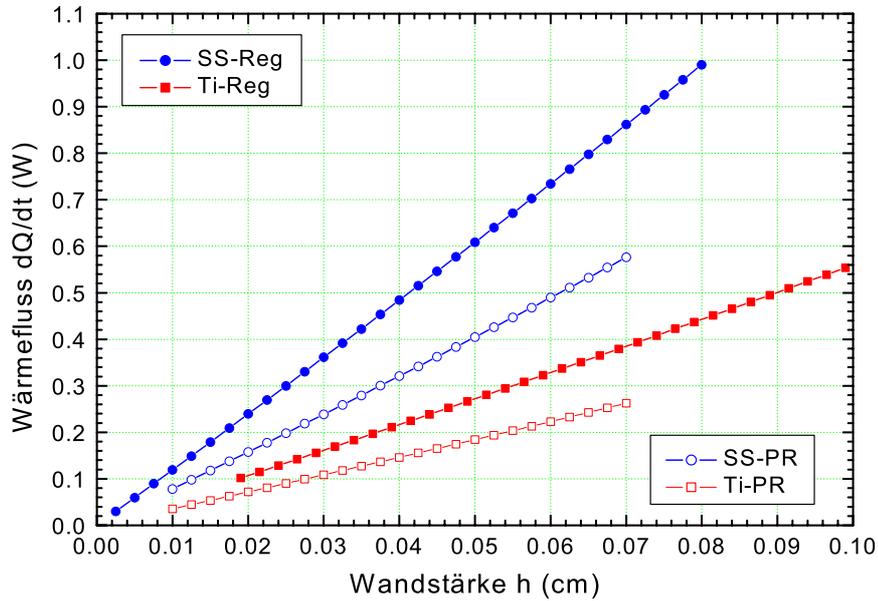


Abbildung 5.14.: Berechneter Wärmefluss entlang Pulsrohr und Regenerator von Edelstahl und der Titan-Legierung in Abhängigkeit von der Wandstärke h .

aus Abbildung 5.15 zu entnehmen ist, die Wandstärke im mittleren Teil der Rohre verringert. Zum Elektronenstrahl-Schweißen der Rohre in die Kaltfläche und zum Anschweißen der Flansche wurde die Wandstärke der Rohre auf ihrem ursprünglichen Wert belassen (für den Flansch $l_1 = 9,0 \text{ mm}$ (rechts), für die Kaltfläche $l_3 = 10 \text{ mm}$ (links)).

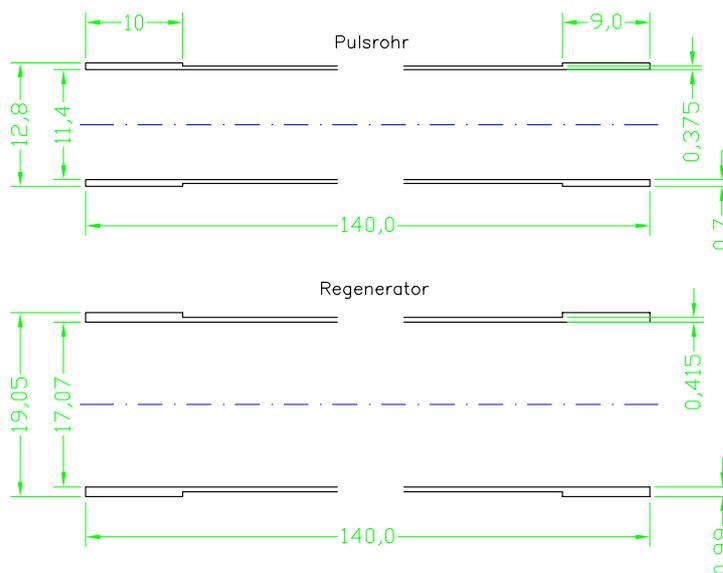


Abbildung 5.15.: Schemazeichnung der in der Wandstärke reduzierten Ti-Rohre.

Literaturverzeichnis

- [1] Hohmann, R., Lienerth, C., Zhang, Y., Bousack, H., Thummes, G., und Heiden, C., *Comparison of low noise cooling performance of a Joule-Thomson cooler and a pulse-tube cooler using a HT-SQUID*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 3688–3691
- [2] Lienerth, C., *Untersuchung zur Optimierung eines Pulsröhrenkühler für den Betrieb von HTSL-Bauelementen*, Diplomarbeit, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1997)
- [3] Schreiber, M., *Untersuchungen zur gravitationsinduzierten Konvektion in Pulsröhrenkühlern*, Diplomarbeit, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1998)
- [4] Thummes G., Landgraf R., Giebeler F., Mück M. and Heiden C., *Pulse tube refrigerator for high- T_c SQUID operation*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 41, (1996), p. 1462–1470
- [5] Gerster, J., *Störrarmer Vier-Ventil-Pulsrohr-Refrigerator zur Kühlung von hochempfindlichen supraleitenden Magnetfeldsensoren*, Dissertation, Institut für Festkörperphysik, Friedrich-Schiller-Universität Jena (1999)
- [6] Egor, P. Popov, *Introduction to mechanics of solids*, Prentice-Hall of India Private Limited, New Delhi, (1973), p.346–351
- [7] Gerster, J., Kaiser, G., Reißig, L., Thürk, M., and Seidel, P., *Low noise cold head of a four-valve pulse tube refrigerator*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 43 (1998), p. 2077–2084,
- [8] Schunk Kohlenstofftechnik GmbH, Geschäftsbereich II, Composites, Rodheimer Str 59, D-35452 Heuchelheim
- [9] PC-Computerprogramm, *Cryocomp V.2.0*, Eckels Engineering, 3322 Ebenezer Court Drive, Florence SC 29501
- [10] TIMET Germany, GmbH, *Titanium Metals Corporation, Datenblatt für Titan Alpha-Beta Legierungen*, <http://www.timet.com>, Dinnendahlstrasse 31, D-40235 Düsseldorf, Germany
- [11] Liang, J., Zhou, Y., and Zhu, W., *Development of a single-stage pulse tube refrigerator capable of reaching 49 K*, Cryogenics, Vol. 30, (1990), p. 49

- [12] Kirkconnell, C.S., Solosk, S.C., and Price, K.D., *Experiments on the Effects of Pulse Tube Geometry on PTR Performance*, Proceedings of 9th ICC, Waterville Valley, New Hampshire, June 1996, in Ross, R. G. Jr. (Ed.), *Cryocoolers 9*, Plenum Press, New York, (1997), p. 285–293
- [13] Forschungszentrum Jülich GmbH, *Zentralabteilung Technologie (ZAT), Technische Lösungen für Forschung und Industrie*, Füge- und Prüftechnik, Schweißtechnische Fertigung, Forschungszentrum Jülich GmbH, D-52425 Jülich
- [14] Chen, P.,H., Chang, Z.C., and Huang, B.-J., *Effect of Oversize in Wire-Screen Matrix to the Matrix-Holding Tube on Regenerator Thermal Performance*, *Cryogenics*, Vol. 36, Issue 5, (1996) p. 365–372
- [15] Chang, Z.C., and Chen, P.H., *Flow Channeling Effect on a Regenerator's Thermal Performance*, *Cryogenics*, Vol. 38, Issue 2, (1998) p. 191–196
- [16] Wagner, W., *Wärmeübertragung: Grundlagen*, Vogel Fachbuch, Kamprath-Reihe, 4. überarbeitete Auflage, Würzburg, 1993
- [17] Ogawa, M., Li, R., Hashimoto, T., *Thermal Conductivities of Magnetic Intermetallic Compounds for Cryogenic Regenerator*, *Cryogenics*, Vol. 31, Issue 6, (1991), p. 405
- [18] Wagner, W., *Wärmeaustauscher: Grundlagen, Aufbau und Funktion thermischer Apparate*, Vogel Fachbuch, Kamprath-Reihe, 1. Auflage, Würzburg, 1993
- [19] McCarty, R.D. and Friend, D.G., *NIST Standard Reference Database 12 (Helium), Thermophysical Properties of Pure Fluids Database, Version 3.0*, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD 20899, USA
- [20] LEMO® Elektronik GmbH, *Präzisionssteckverbindungen*, <http://www.lemo.de>, Hanns-Schwindt-Str. 6, D-81829 München
- [21] POLYTRON Kunststofftechnik GmbH & Co. KG, *Konstruktionshinweis und Abmessungsliste 1997-1998, S.27*, <http://www.polytron-gmbh.de>, An der Zinkhütte 17, D-51469 Bergisch Gladbach
- [22] Eduard BAUTZ GmbH & Co. KG, *Hochdynamische, elektromagnetische Antriebe und Steuerungstechnik*, <http://www.bautzgmbh.com>, Robert-Bosch-Straße 10, D-64331 Weiterstadt
- [23] LUST Antriebstechnik GmbH, *Elektronische Antriebs- und Automatisierungstechnik*, <http://www.lust-tec.de>, Gewerbestraße 5-9, D-35633 Lahnau
- [24] INFINEON TECHNOLOGIES AG Semiconductor Group, *Spec Sheet for the Silicon Piezoresistive Relative Pressure Sensors KPY 41-R, KYP 47-R*, <http://www.infineon.com>, Infineon Technologies AG, St.-Martin-Str. 53, D-81541 München, Germany

6. Betriebsverhalten des Titan-Pulsrohrkühlers

Das Betriebsverhalten eines (*Pulsrohr-*) Kühlers wird normalerweise charakterisiert durch die unter optimalen Bedingungen zu erreichenden thermodynamischen Eigenschaften und das Verhalten des Systems unter Lastbedingungen, wenn das System im Einsatz ist. Hierunter versteht man:

- die erreichbare Minimaltemperatur ohne thermische Belastung
- Temperaturschwankungen an der Kaltfläche
- Abhängigkeit der Minimaltemperatur vom Inklinationswinkel ϑ
- die maximal zur Verfügung stehende Kühlleistung des Systems bei einer bestimmten Temperatur der Kaltfläche
- die Abhängigkeit der Minimaltemperatur bei unterschiedlichen Arbeitsfrequenzen

Da es sich bei diesem Pulsrohrkühler um ein System für die flexible und störarme Kühlung von hochempfindlichen Sensoren handelt, ergeben sich noch weitere Merkmale, mit denen das Betriebsverhalten für solche Anwendungen zu charakterisieren ist. Dies sind:

- die (*mechanischen*) Vibrationen der Kaltfläche
- die vom Kühler induzierten elektromagnetischen Störungen (*engl.: electromagnetic interference (EMI)*) am Ort des zu kühlenden Sensors.

Die Untersuchungen und Charakterisierungen der ersten fünf Betriebsparameter des Titan-Pulsrohrkühlers werden in diesem Kapitel vorgestellt.

Die Untersuchungen und Messungen der (*charakteristischen*) mechanischen Vibrationen direkt an der Kaltfläche bzw. an verschiedenen vibrationsgedämpften Konfigurationen erfolgt in Kapitel 7 und Kapitel 7.5.

Die kühlerinduzierten elektromagnetischen Störungen (*EMI*) wurden mittels eines auf der Kaltfläche montierten empfindlichen HTSL rf washer SQUID-Magnetometers in einer vierfach μ -Metallabschirmung gemessen. Die Resultate werden in Kapitel 8 vorgestellt.

Die Messungen mit dem supraleitenden Sensor bedeuten eine integrale Messmethode von allen Störsignalen, die auf den Sensor Einfluss nehmen. Temperaturfluktuationen, mechanische Vibrationen der Kaltfläche in einem Magnetfeld und eventuell vorhandene magnetische Restfelder erzeugen gleichermaßen Störeinflüsse auf den SQUID-Sensor, die die beabsichtigte Messaufgabe beeinträchtigen und nicht vom eigentlichen Messobjekt herrühren.

Die Daten des Betriebsverhaltens wurden mit einem 2 kW Heliumkompressor (LEYBOLD RW2) bei einem absoluten mittleren Fülldruck von $\langle p_{abs} \rangle = 17 \text{ bar}$ (*im warmen Zustand*) aufgenommen. Als Rotationskörper bei den Untersuchungen kam zum einen der in Abbildung 4.3 dargestellte 2-er RULON® ($V = 0,713$) und der in Abbildung 4.14 dargestellte symmetrische 4-er RULON®-Körper ($V = 1,0$) mit vier Bohrungen für Hoch- und Niederdruck zum Einsatz. Da nach [1], [2], [3] die nicht metallischen Werkstoffe — z.B. Teile aus Kunststoff, GFK oder PSU — einen viel höheren Emissionsgrad haben als zum Beispiel polierte Metalle, sind Pulsrohr und Regenerator mit 10 Lagen Superisolationsfolie umwickelt, um mögliche Strahlungsverluste (*siehe Kapitel 3.6*) gering zu halten.

6.1. Abkühlverhalten

In Abbildung 6.1 ist das zeitliche Abkühlverhalten des Pulsrohrkühlers nach dem Einschalten für die vertikale Orientierung — Kaltfläche nach unten, $\vartheta = 0^\circ$ — mit dem 4-er RULON® dargestellt. Zuvor wurde das System mittels Orifice- und Double-Inlet Ventil auf Minimaltemperatur ohne thermische Belastung optimiert. Der innere Graph zeigt die gleiche Abkühlkurve im Bereich der Minimaltemperatur von $t = 60 - 150 \text{ min}$ auf einer stark vergrößerten Temperaturskala.

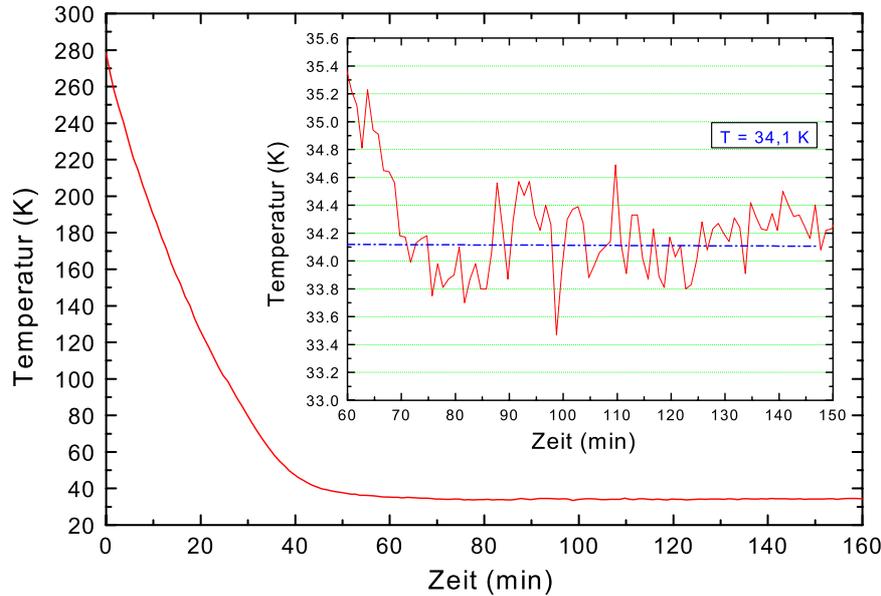


Abbildung 6.1.: Optimiertes zeitliches Abkühlverhalten des Ti-PRK auf Minimaltemperatur ohne thermische Last bei $\vartheta = 0^\circ$ mit 4-er RULON® ($V = 1,0$)

6.1.1. Minimaltemperatur

In der optimalen Konfiguration wird nach $\Delta t = 70 \text{ min}$ die Minimaltemperatur von $T_{min} = 34,1 \text{ K}$ bei einem maximalen Druckhub am Ventil von $\Delta p_{Ventil} = 11,56 \text{ bar}$ erreicht. Mit dem 2-er RULON® werden nach Optimierung $T_{min} = 31 \text{ K}$ in der gleichen Zeit erreicht.

Orientiert man den Pulsrohrkühler horizontal — Kaltfläche zur Seite, $\vartheta = 90^\circ$ — und optimiert wieder auf Minimaltemperatur, so wird nach $\Delta t = 40 \text{ min}$ die Temperatur $T_{min} = 43 \text{ K}$ erreicht. Diese Degradation der Temperatur hängt mit dem in Kapitel 6.2 beschriebenen „Tilteffekt“ zusammen.

6.1.2. Temperaturfluktuationen

Der vergrößerte Ausschnitt in Abbildung 6.1 lässt Temperatursprünge von etwa $\Delta T = \pm 0,5 \text{ K}$ um die Minimaltemperatur erkennen. Diese Sprünge pro Minute sind bei diesen Temperaturen durch den verwendeten Pt-100 als auch durch das begrenzte Auflösungsvermögen der AD-Wandlertkarte zur digitalen Messwerterfassung bedingt. Die Kontrolle des Pt-100 Widerstandwertes mit einem Digitalmultimeter (PREMA, Modell 5017) und einer Integrationszeit von $0,1 \text{ s}$ lässt nur Schwankungen in der vierten Nachkommastelle des Widerstandwertes erkennen. Laut DIN-43760 für PT-100 Sensoren haben diese eine Empfindlichkeit von etwa $0,422 \Omega$ pro Grad Kelvin. Bei einer gemessenen Widerstandsschwankung von $\pm 0,5 \text{ m}\Omega$ ergibt dies eine Kurzzeit-Temperaturschwankung von $\Delta T = 2,37 \text{ mK}$.

6.2. Abhängigkeit der Minimaltemperatur vom Inklinationswinkel

6.2.1. Grundlagen

Grundlegende Untersuchungen von Thummes et al. [4], und Schreiber [5] zeigten, dass die Neigung eines Pulsrohrkühlers um einen Winkel ϑ aus der vertikalen Orientierung (*Kaltfläche nach unten*) im Gravitationsfeld der Erde einen erheblichen Einfluss auf die Minimaltemperatur und Kühlleistung des Systems hat. Dieser Verlustmechanismus wird durch einen Wärmetransport infolge natürlicher Gas-Konvektion innerhalb des Pulsrohres hervorgerufen, wenn das System um einen bestimmten Inklinationswinkel ϑ gekippt wird. Aufgrund des Dichteunterschiedes vom warmen Gas am warmen Ende und kaltem Gas am kalten Ende des Pulsrohres bilden sich je nach Neigungswinkel des Pulsrohrkühlers unterschiedliche Strömungsformen und daran gekoppelt die entstehenden Verluste aus. Von Shiraishi et al. [6], [7] konnten die Strömungsprofile der Druckwelle im Pulsrohr und deren Veränderung durch Inklination an einem Orifice-PRK mit einem durchsichtigen Plastik-Pulsrohr mittels Rauchlinien und Hochgeschwindigkeitskamera sichtbar gemacht werden.

Untersuchungen von Kasthuriengan et al. [8] und Scurlock et al. [9] mittels elliptischer Pulsrohre und Messungen von [10] durch das Einbringen von bestimmten Strukturen (*Trennwände oder Netzstrukturen*) in das Pulsrohr zur Unterbindung von Konvektionswirbel, erbrachten bisher keine durchbrechenden Erfolge. Bei diesen Versuchen geht die Unterdrückung des Tilteffektes immer zu Lasten eines Anstieges der Minimaltemperatur und des Verlustes an zur Verfügung stehender Kühlleistung.

Für einige praktischen Anwendungen, wie z.B. zur lageunabhängigen Kühlung von HTSL-Empfangsantennen nach [11] ist es erforderlich, die Minimaltemperatur im gesamten, der Applikation möglichen Inklinationsbereich, unterhalb einer gewissen Temperatur (*speziell bei supraleitenden Anwendungen ist dies die Sprungtemperatur T_c des verwendeten supraleitenden Materials*) zu halten. In [12], [13] konnte gezeigt werden, dass sich durch die Erhöhung der Arbeits- bzw. Pulsfrequenz des Kühlers von $f_{puls} = 4 \text{ Hz}$ auf $f_{puls} = 8 \text{ Hz}$ bzw. 12 Hz die Temperaturvariation bei Inklination verkleinern lässt bzw. nach [14] durch Steigerung der Frequenz von ursprünglich 2 Hz auf über 8 Hz die konvektiven Störungen völlig verschwanden.

Von Blaurock et al. [15] und Gerster [16] konnte ebenfalls der Einfluss der Arbeitsfrequenz auf die erreichbare Minimaltemperatur bei Inklination eines Vier-Ventil-Pulsrohrkühlers mittels unterschiedlicher Arbeitsgase (*Helium und Neon*) untersucht werden. Hier kam man zu dem Schluss, dass die geringe Temperaturvariation bei $f_{puls} = 4,0 \text{ Hz}$ von nur $\Delta T = 5,5 \text{ K}$ im Inklinationsbereich von $\vartheta = 0^\circ - 180^\circ$ durch das nicht Vorhandensein des warmen Wärmetauschers im

Vier-Ventil-Pulsrohrkühler erklärt werden könnte. Da der Vier-Ventil-Pulsrohrkühler keinen warmen Wärmetauscher benötigt (vergl. Kapitel 3.3.3), ist dort die thermische Ankopplung des Arbeitsgases an die Umgebungstemperatur am warmen Ende des Pulsrohres schlechter als bei einem Orifice- oder Double-Inlet Pulsrohrkühler, die durch ihren warmen Wärmetauscher eine sehr gute Ankopplung des Arbeitsgases an die Umgebungstemperatur (d.h. einen hohen Wärmestrom zwischen Gas und Wärmetauscher) haben [17]. Deshalb wird vermutet, dass der warme Wärmetauscher eine Verstärkung des konvektiven Verlustes bedingt.

Bei Miniaturpulsrohrkühlern vom Stirling-Typ tritt dieser Effekt nicht mehr auf, wie Untersuchungen von Klundt et al. [18], [19] und Hiratsuka et al. [20] zeigten. Dies liegt allgemein daran, dass bei höheren Pulsfrequenzen von $f_{puls} \geq 40 \text{ Hz}$ und kleineren Durchmesser des Pulsrohres die konvektionsbedingten Verluste reduziert werden. Durch die Trägheit des Gases können sich die verlustbehafteten Konvektionswirbel nicht mehr ausbilden.

6.2.2. Messergebnisse

Die Abbildung 6.2 zeigt die Abhängigkeit der Minimaltemperatur des Titan-Pulsrohrkühlers vom Inklinationswinkel ϑ im Bereich von $\vartheta = 0^\circ - 180^\circ$ (gemessen mit dem 2-er RULON®). Einmal wurde der PRK bei $\vartheta = 0^\circ$ optimiert und dann geneigt. Das zweite Mal erfolgte eine Optimierung auf T_{min} bei $\vartheta = 90^\circ$.

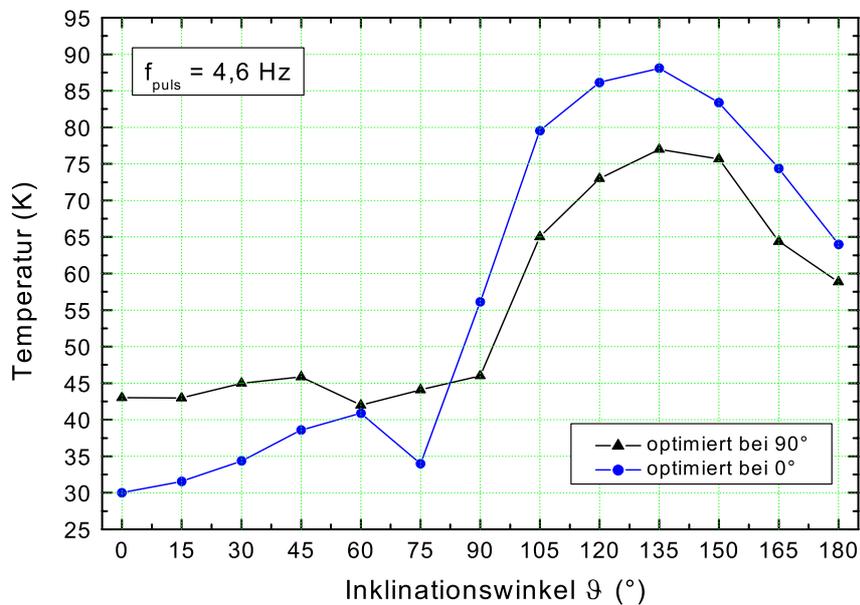


Abbildung 6.2.: Vergleich des Tilt-Effektes des Titan-PRK bei unterschiedlicher Optimierung des Pulsrohrkühlers mit 2-er RULON® ($V = 0,713$)

Es ist deutlich zu erkennen, dass die maximale Temperaturvariation ΔT im Winkelbereich von $\vartheta = 120^\circ - 150^\circ$ auftritt. Während sich für die auf $\vartheta = 0^\circ$ optimierte T^{0° -Kurve ein sofortiger langsamer Anstieg der Temperatur mit dem Winkel bemerkbar macht, verhält sich die bei $\vartheta = 90^\circ$ optimierte T^{90° -Kurve bis zu einem Inklinationswinkel von etwa 90° annähernd konstant, um dann auch anzusteigen.

Zu erkennen ist weiterhin, dass die Minimaltemperatur der T^{0° -Kurve von 31 K auf 43 K bei der T^{90° -Kurve angestiegen ist. Die maximale Temperaturschwankung ΔT bei der schlechtesten Orientierung von $\vartheta = 135^\circ$ beträgt für die T^{0° -Kurve $\Delta T = 58\text{ K}$, wohingegen für die T^{90° -Kurve eine reduzierte Schwankung von $\Delta T = 34\text{ K}$ gemessen wurde. Hieran ist zu erkennen, dass es für den Betrieb des Pulsrohrkühlers nicht nur eine optimale Einstellung der Parameter gibt, sondern diese von der jeweiligen Anwendung und deren thermischer Last abhängig ist. Man muss unterscheiden, ob das System auf Minimaltemperatur (*ohne Last*) oder auf maximale Kühlleistung (*bei einer bestimmten Temperatur*) optimiert wird. Dieses Verhalten macht sich auch in den in Kapitel 6.3 vorgestellten Kühlleistungen bemerkbar. Bei einer Drehung des Kaltkopfes um seine Längsachse wurden keine Temperaturveränderungen der Kaltfläche in den unterschiedlichen Winkelstellungen festgestellt.

Dieses Verhalten der Temperatur in Abhängigkeit des Neigungswinkels im Gravitationsfeld der Erde ist zur Zeit ein großer Nachteil des Pulsrohrkühlers gegenüber anderen Kühlsystemen. Nach Messungen des Temperaturverhaltens der Kaltfläche an einem Joule-Thomson Kühler von APD, Modell CRYOTIGER®, [21] (*PT-13 Gas, 18 bar Fülldruck, 70 K Minimaltemperatur*) von Hohmann [22] zeigte sich bei einer Lageveränderung von $\vartheta = 90^\circ$ eine Temperaturerhöhung von ca. $\Delta T = 1,5\text{ K}$. Eine simultane Messung der Druckveränderung in der Hoch- und Niederdruckleitung zeigte, dass eine Druckerhöhung in beiden Leitungen ausschlaggebend für die Temperaturerhöhung war.

6.3. Kühlleistung des Titan-Pulsrohrkühlers

Zur Messung der Kühlleistung befindet sich an einer seitlichen Fläche des Kaltkopfes (*siehe Abbildung 5.1*) ein $100\ \Omega$ Heizwiderstand (*Typ PBH 100*), welcher mittels Wärmeleitfett APIEZON® N thermisch gut angekoppelt ist. Die Belastung mit einem elektrischen Strom erfolgte über zwei $125\ \mu\text{m}$ dicke Kupferdrahtleitungen, die in spiralförmigen Windungen entlang des Pulsrohres gelegt wurden. Die Messung des Spannungsabfalles erfolgte über zwei $100\ \mu\text{m}$ dicke Manganin-Leitungen (*84% Cu, 12% Mn, 4% Ni*). Die somit erzeugte thermische Belastung des Systems ergibt sich dann aus dem Produkt von Strom und Spannung zu $P = U \cdot I$ in Watt.

Die Abbildung 6.3 zeigt einen Vergleich der gemessenen Kühlleistung und der aus den Messpunkten berechneten Regressionsgeraden des Titan-Pulsrohrkühlers für drei unterschiedliche Betriebszustände. Dargestellt sind zum einen die Kühlleistung mit dem symmetrischen 4-er RULON® und zum anderen die Kühlleistung mit dem 2-er RULON® ($V = 0,713$) einmal bei $\vartheta = 0^\circ$ und einmal bei $\vartheta = 90^\circ$. Für jede der Messungen wurde der PRK jeweils auf unbelastete Minimaltemperatur optimiert. Zusätzlich ist noch die erreichte Kühlleistung des Edelstahl-PRK aus Kapitel 4.4.3.2 mit dem für dieses System optimierten 2-er RULON®-Körper ($V = 0,713$) eingezeichnet. Alle Messungen erfolgten in vertikaler Orientierung der Kaltfläche bei $\vartheta = 0^\circ$.

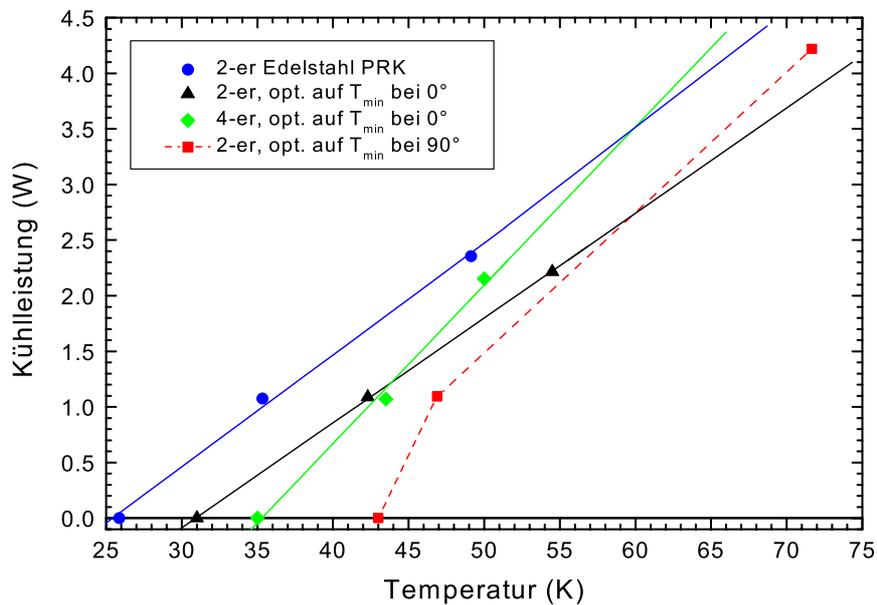


Abbildung 6.3.: Vergleich der Kühlleistung des Titan-Pulsrohrkühlers für unterschiedliche Betriebszustände; vertikale Orientierung ($\vartheta = 0^\circ$)

Mit Bezug auf Kapitel 4.4.3.2 gibt Tabelle 6.1 den Vergleich der Steigungen der Kühlleistungsgeraden $s = dP/dT$ und die auf $T = 0\text{ K}$ extrapolierten Verluste $P_{\text{loss}}(0)$, sowie die aus der Regressionsgeraden berechnete Kühlleistung $P(80\text{ K})$ bei einer Temperatur von 80 K wieder. Für die Messdaten des 2-er RULON®-Körpers bei der Optimierung in der $\vartheta = 90^\circ$ Lage ergibt sich offensichtlich kein linearer Zusammenhang von Kühlleistung und Temperatur nach Gleichung 4.8.

Da die Neigung von $\vartheta = 90^\circ$ für den Pulsrohrkühler eine thermische Belastung durch Konvektion darstellt (siehe Kapitel 6.2), entspricht diese Messung einer auf Last optimierten Kühlleistung. Dies macht sich auch an den von $-2,913\text{ W}$ für $\vartheta = 0^\circ$ auf $-5,745\text{ W}$ für $\vartheta = 90^\circ$ gestiegenen, extrapolierten Verluste $P_{\text{loss}}(0)$ bemerkbar.

6. Betriebsverhalten des Titan-Pulsrohrkühlers

Tabelle 6.1.: Vergleich der Kühlleistungsdaten des Titan-Pulsrohrkühlers für unterschiedliche Betriebszustände

RULON®-Körper	$V = \varphi_{HD}/\varphi_{ND}$	$s = dP/dT$ (W/K)	$P_{loss}(0)$ (W)	$P(80K)$ (W)
2-er, opt. auf 0°	0,713	0,094	-2,913	4,607
4-er, opt. auf 0°	1,000	0,143	-5,030	6,410
2-er, opt. auf 90°	0,713	0,139	-5,745	5,375
2-er Edelstahl	0,713	0,1006	-2,556	5,492

Durch die hierdurch erhöhte Steigung der Kühlleistungsgeraden von 0,094 W/K auf 0,139 W/K kommt es trotz erhöhter Minimaltemperatur von der auf 90° optimierten Einstellung im Temperaturbereich von 50 – 60 K zu einer Kreuzung und somit höheren Kühlleistung für diese Art der Optimierung.

Im Vergleich zur Kühlleistung des Edelstahl-PRK mit dem für dieses System optimierten 2-er RULON® mit $V = 0,713$ aus Kapitel 4.4.3.2 ist folgendes zu bemerken: obwohl Geometrie, Randbedingungen und Rotationskörper beim Titan-PRK mit $\vartheta = 0^\circ$ die gleichen sind, liegt die Kühlleistung bei $T = 80\text{ K}$ unterhalb des Edelstahl-PRK. Erst der Betrieb des Ti-PRK mit dem symmetrischen 4-er RULON® ($V = 1,0$) lässt eine erhöhte Steigung der Kühlleistungsgeraden von 0,143 W/K und eine bei 80 K höhere Kühlleistung von $P(80K) = 6,410\text{ W}$ erkennen.

Was in Kapitel 4.5 mit der steuerbaren Rotationsfrequenz und der Einführung von gewissen Totzeiten in die Druckwellenform möglich war, nämlich die Steigerung der Kühlleistung des Titan-PRK auf die in Tabelle 4.5.8 angegebenen Werte, ist mit der einfachen Übertragung des optimierten 2-er RULONS aus Kapitel 4.4.3.2 nicht so einfach möglich. Dies konnte durch eine Kontrollmessung des Verhaltens der Mitteldrücke im System bestätigt werden. Während in Kapitel 4.4.3.3 für den optimalen Betrieb eine Differenz der Mitteldrücke zwischen Ballastvolumen und vor dem Regenerator von $\Delta\langle p \rangle = \langle p_B \rangle - \langle p_{v.Reg} \rangle = 0,004\text{ bar}$ gemessen wurde, ergab die gleiche Untersuchung an dem Ti-PRK mit dem $V = 0,713$ Rulon einen Wert von $\Delta\langle p \rangle = 0,4 - 0,5\text{ bar}$.

Hieraus kann geschlossen werden, dass die in Kapitel 4.2 beschriebene Problematik des DC-Flusses im Falle des Ti-PRK durch einen symmetrischen 4-er RULON®-Körper kompensiert werden kann. Dieses unterschiedliche Verhalten der annähernd gleichen Systeme liegt in den unterschiedlichen Fertigungstoleranzen der Nadelventile und Flussimpedanzen begründet. Gelingt es nicht, die Komponenten des PRK mit einer gewissen Reproduzierbarkeit zu fertigen, so wird die Methode der Optimierung mittels RULON®-Körper Anpassung eine auf das Einzelsystem beschränkte, individuelle und nicht übertragbare Möglichkeit bleiben.

6.4. Methoden zur Bestimmung der optimalen Arbeitsfrequenz

Um die theoretischen Überlegungen bezüglich der optimalen Arbeitsfrequenz des Pulsrohrkühlers aus Kapitel 5.1.5 verifizieren zu können, wird eine experimentelle Methode benötigt, um die optimale Pulsfrequenz für eine gegebene Kühlergeometrie zu bestimmen. Da sich die für die theoretische Behandlung eines Pulsrohrkühlers wichtige Größe des Massenflusses am warmen Ende \dot{m}_w nur bestimmen lässt, wenn der Druckhub im Pulsrohr nach [23], [24] bekannt ist, wird eine möglichst schnelle experimentelle Methode gesucht, welche die optimale Pulsfrequenz im Orifice-Mode des Kühlers liefert.

Die Druckwellenform $p_0(t)$ im Ballastvolumen hat annähernd Sinusform und ist unabhängig von der Druckwellenform $p(t)$ im Pulsrohr. $p_0(t)$ ist um etwa 90° gegenüber $p(t)$ phasenverschoben und eilt dieser nach. Dieses Verhalten resultiert aus der Tatsache, dass das Orifice-Ventil und das Ballastvolumen einen Tiefpass-Filter bilden [25]. Für die sinusförmige Druckwellenform $p_0(t)$ lässt sich der gemittelte Massenfluss $\langle \dot{m}_0 \rangle$ in das Ballastvolumen näherungsweise nach [24] und Gleichung 6.1 berechnen.

$$\left\langle \frac{dm_0}{dt} \right\rangle = \langle \dot{m}_0 \rangle = \frac{V_B}{\gamma \cdot R_s \cdot T_B} \cdot 2 \cdot f_{puls} \cdot \Delta p_B \quad (6.1)$$

Dabei sind für das Arbeitsgas Helium

γ	: Adiabatenkoeffizient $c_p/c_v = 5/3$
R_s	: spezifische Gaskonstante $2077 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
T_B	: Temperatur des Gases im Ballastvolumen 295 K
V_B	: Ballastvolumen $0,2 \text{ l}$
f_{puls}	: Puls- bzw. Arbeitsfrequenz
Δp_B	: Druckhub im Ballastvolumen

Im Orifice-Mode ergeben sich prinzipiell drei unterschiedliche Möglichkeiten, eine veränderliche Größe des Systems während der gesamten Messung konstant zu halten, um dann die Frequenz als Parameter zu variieren und die Abhängigkeit der Temperatur von der Frequenzvariation zu bestimmen. Diese Möglichkeiten sind:

- eine konstante Einstellung des Orifice-Nadelventils
- das Konstanthalten des Massenflusses $\langle \dot{m}_0 \rangle$ durch das Orifice-Ventil
- das Konstanthalten des Druckhubes Δp_B im Ballastvolumen

6.4.1. Konstante Orifice Ventileinstellung ($c_v = konst.$)

Abbildung 6.4 zeigt das bei Frequenzvariation experimentell gemessene Verhalten des Druckhubes Δp_B und des nach Gleichung 6.1 berechneten Massenflusses $\langle \dot{m}_0 \rangle$ für die drei unterschiedlichen Messmethoden.

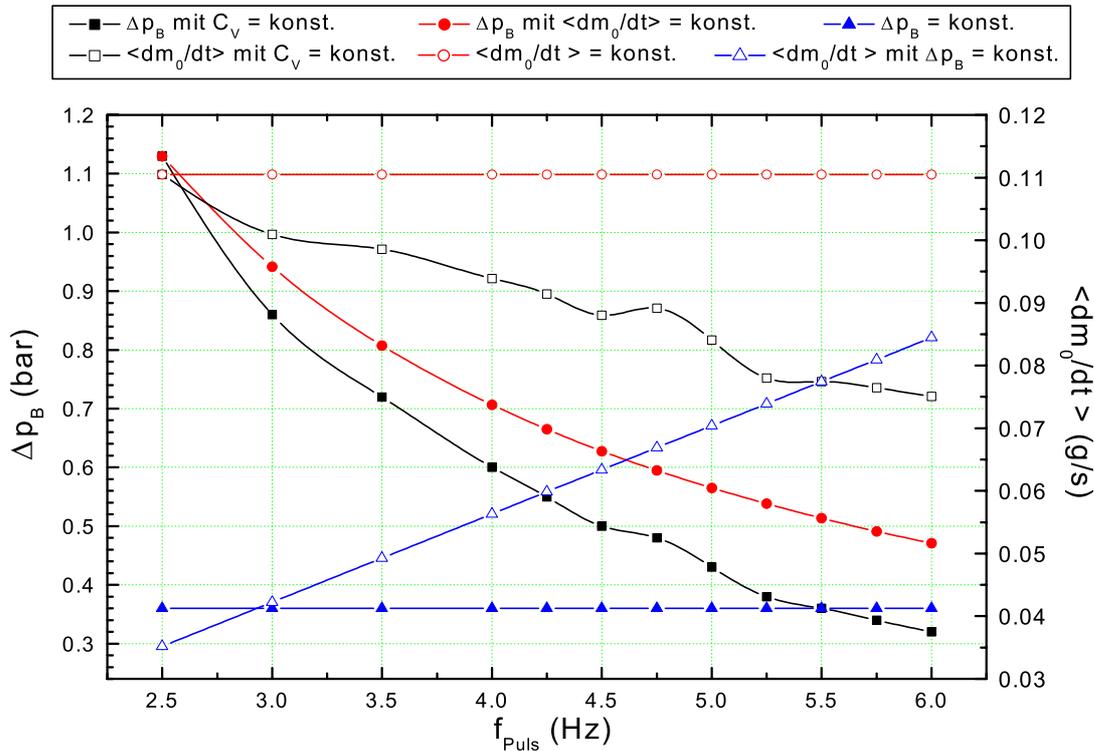


Abbildung 6.4.: Abhängigkeit der Druckamplitude Δp_B und des Massenflusses $\langle \dot{m}_0 \rangle$ im Orifice-Mode von der Pulsfrequenz f_{puls} bei drei unterschiedlichen Messverfahren zur Bestimmung der optimalen Pulsfrequenz

Im Verlauf dieser Messreihe mit konstanter Orifice Ventileinstellung — dies entspricht einem konstanten Durchflusskoeffizienten c_v des Nadelventils (Δp_B mit $c_v = konst.$) — nimmt die Druckamplitude Δp_B als auch der Massenfluss $\langle \dot{m}_0 \rangle$ in das Ballastvolumen stetig ab. Die Abnahme des Massenflusses liegt zum einen an dem mit steigender Pulsfrequenz wachsenden Strömungswiderstand der $l = 4\text{ m}$ langen Polyamid-Leitung (Innendurchmesser : $\phi_i = 2\text{ mm}$) zum Ballastvolumen. Zum anderen nimmt die Druckamplitude im Pulsrohr stetig ab und somit der am Orifice-Ventil anliegende Druck, was zu einer (stark) abnehmenden Druckamplitude Δp_B im Ballastvolumen führt.

Es ist also darauf zu achten, dass zu Beginn der Untersuchung nicht ein zu kleiner Druckhub Δp_B gewählt wird, da man sonst Gefahr läuft, dass Optimum noch nicht

erreicht zu haben, jedoch die Druckamplitude schon durch die höhere Frequenz zu klein geworden ist.

6.4.2. Konstanter Massenfluss ($\langle \dot{m}_0(\Delta p_B, f_{puls}) \rangle = konst.$)

Für die zweite Methode ist es erforderlich, für jede neu eingestellte Frequenz die Einstellung des Orifice-Ventils zu verändern. Zu Anfang der Messreihe wird ein bestimmter Massenfluss $\langle \dot{m}_0(\Delta p_B, f_{puls}) \rangle = konst.$ in Abhängigkeit von Druckamplitude und Frequenz festgelegt. Über Gleichung 6.2, welche direkt aus Gleichung 6.1 folgt, kann somit die im Ballastvolumen einzustellende Druckamplitude in Abhängigkeit der Pulsfrequenz bestimmt werden. Der anfänglich eingestellte Massenfluss in das Ballastvolumen bleibt somit konstant.

$$\Delta p_B(f_{puls}) = \frac{\gamma \cdot R_s \cdot T_B}{2 \cdot V_B} \cdot \langle \dot{m}_0(\Delta p_B, f_{puls}) \rangle \cdot \frac{1}{f_{puls}} \quad (6.2)$$

Abbildung 6.4 zeigt, dass die eingestellten Werte Δp_B mit $\langle \dot{m}_0 \rangle = konst.$ bei wachsender Pulsfrequenz ebenfalls kontinuierlich abnehmen.

6.4.3. Konstanter Druckhub ($\Delta p_B = konst.$)

Der Druckhub $\Delta p_B(f_{puls})$ im Ballastvolumen ist, wie im Falle des konstanten Massenflusses, eine Funktion der Pulsfrequenz f_{puls} und muss für jede Frequenz neu eingestellt werden (*schrittweises Weiteröffnen des Orifice-Ventils*). Der Massenfluss verändert sich in diesem Fall nach Gleichung 6.1 linear mit der Pulsfrequenz.

Jede der drei Methoden liefert als Ergebnis das gleiche Verhalten der Temperatur der Kaltfläche im Orifice-Mode bei Frequenzvariation. Die optimale Pulsfrequenz liegt für diesen Kühler im Bereich zwischen 4,0 – 5,0 Hz. Die Verfahren unterscheiden sich lediglich in der unterschiedlichen Betrachtungsweise, dem experimentellen Arbeitsaufwand und den erreichbaren absoluten Temperaturen, was jedoch bei der Bestimmung im Orifice-Mode zweitrangig ist.

Abbildung 6.5 zeigt einen Vergleich des Verhaltens der Temperatur des Titan-Pulsrohrkühlers bei Frequenzvariation. Im ersten Fall wurde die Einstellung des Orifice-Ventils konstant gehalten ($c_v = konst.$). Da die Einstellung des Ventils für diese Untersuchungen anfänglich willkürlich sein können, erreicht das System in dieser Messreihe bei $f_{puls} = 4,5 \text{ Hz}$ und $5,0 \text{ Hz}$ eine Minimaltemperatur von 108 K (*arbeitstechnisch die einfachste Methode*). Im zweiten Fall erfolgte die gleiche Untersuchung mit einem konstant gehaltenen Druckhub im Ballastvolumen

6. Betriebsverhalten des Titan-Pulsrohrkühlers

$\Delta p_B = konst.$, wobei $63,4\text{ K}$ bei $f_{puls} = 4,8\text{ Hz}$ erreicht wurden.

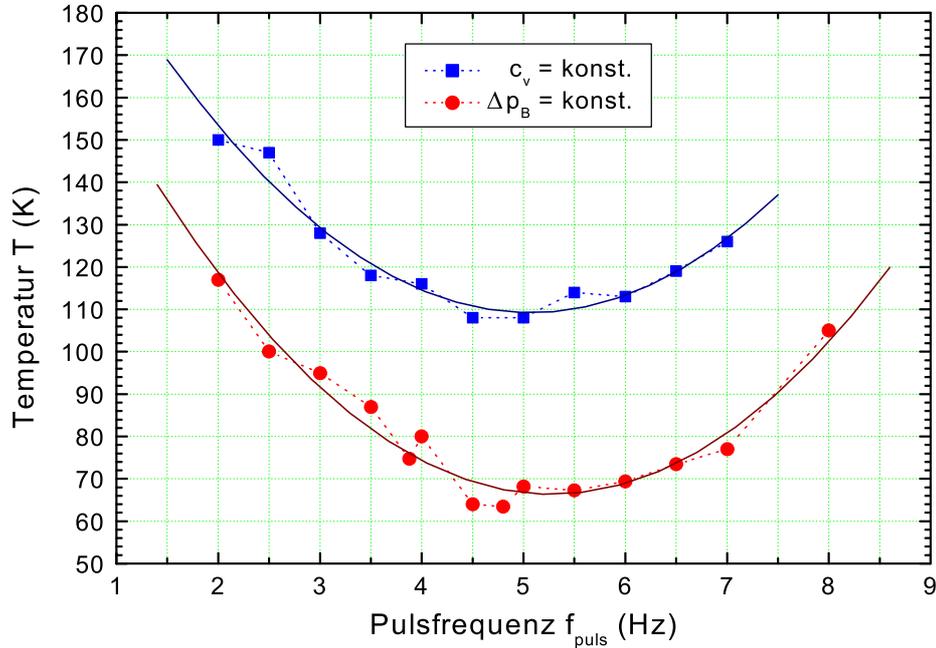


Abbildung 6.5.: Abhängigkeit der Temperatur des Titan-PRK im Orifice-Mode von der Pulsfrequenz bei zwei unterschiedlichen Messverfahren mit dem $V = 0,713\text{ RULON}^{\circ}$ -Körper

Eine polynomiale Regression der Form $T(f_{puls}) = A + B1 \cdot f_{puls} + B2 \cdot f_{puls}^2$ zweiten Grades in f_{puls} , welche ebenfalls in Abbildung 6.5 eingezeichnet ist, beschreibt das Verhalten der Temperatur in diesem Frequenzbereich sehr gut.

Literaturverzeichnis

- [1] Elsner, N., *Grundlagen der technischen Thermodynamik*, Akademie-Verlag, Berlin (1973)
- [2] Frey, H., Haefer, R. A., *Tieftemperaturtechnologie*, VDI-Verlag, Düsseldorf (1981)
- [3] Haefer, R. A., *Kryo-Vakuumtechnik*, Springer-Verlag, Berlin (1981)
- [4] Thummes, G., Schreiber, M., Landgraf, R., Heiden, C., *Convective Heat Losses in Pulse Tube Coolers: Effect of Pulse Tube Inclination*, Proceedings of 9th ICC, Waterville Valley, New Hampshire, June 1996, in Ross, R. G. Jr. (Ed.), *Cryocoolers 9*, Plenum Press, New York, (1997), p. 393–402
- [5] Schreiber, M., *Untersuchungen zur gravitationsinduzierten Konvektion in Pulsröhrenkühlern*, Diplomarbeit, Institut für Angewandte Physik, Justus–Liebig–Universität Gießen (1998)
- [6] Shiraishi, M., Takamatsu, K., Murakami, M., and Nakano, A., *Visualization Study of Secondary Flow in an Inclined Pulse Tube Refrigerator*, Proceedings of the 1999 Cryogenic Engineering Conference, held July 12-15, 1999 in Montreal, Quebec, Canada, *Advances in Cryogenic Engineering Vol. 45A*, Edited by Shu et al., Kluwer Academic / Plenum Publishers, (2000), p. 119–125
- [7] Shiraishi, M., Nakamura, N., Seo, K., and Murakami, M., *Visualization Study of Velocity Profiles and Displacements of Working Gas Inside a Pulse Tube Refrigerator*, *Cryocoolers 9*, Edited by R.G. Ross, Jr., Plenum Press, New York, (1997), p. 355–364
- [8] Kasthuriengan, S., Thummes, G., Heiden, C., *Elliptical and Circular Pulse Tubes: A Comparative Experimental Study*, Proceedings of the 18th International Cryogenic Engineering Conference (ICEC18), Mumbai, India (2000), p. 547–550
- [9] Scurlock, R.G., and Beduz, C., *Reduction of the Effects of Asymmetrical Convection in Tilted Pulse Tube Refrigerators*, *Cryogenics*, Vol. 38, Issue 3, (1998), p. 359–360
- [10] Kasthuriengan, S., Thummes, G., Heiden, C., *Reduction of Convection Heat Losses in Low Frequency Pulse tube Coolers with Mesh Inserts*, Proceedings of the 1999 Cryogenic Engineering Conference, held July 12-15, 1999 in Montreal, Quebec, Canada, *Advances in Cryogenic Engineering Vol. 45A*, Edited by Shu et al., Kluwer Academic / Plenum Publishers, (2000), p. 135–142

- [11] Vester, M., Steinmeyer, F., Roas, B., Thummes, G., and Heiden, C., *High temperature superconducting surface coils with liquid nitrogen or pulse tube refrigerator*, Proceedings of the 5th Scientific Meeting of the International Society for Magnetic Resonance in Medicine, Vancouver (1997), p. 1528
- [12] Klundt, K., Lienert, C., Thummes, G., Steinmeyer, F., Vester, M., Renz, W., Heiden, C., *Use of a Pulse Tube Refrigerator for Cooling a HTS-Antenna for Magnetic Resonance Imaging*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 43 (1998), p. 2085–2092
- [13] Lienert, C., Klundt, K., Thummes, G., Heiden, C., Steinmeyer, F., Vester, M., Renz, W., *Betrieb einer HTSL-Empfangsantenne zur Kernspintomographie mittels Pulsröhrenkühler*, Verhandlungen der DPG, Reihe VI, Band 33, (1998), p. 968
- [14] Ravex, A., Poncet, J.M., Charles, I., and Bleuzé, P., *Development of Low Frequency Pulse Tube Refrigerators*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 43B (1998), p. 1957–1964
- [15] Blaurock, J., Hackenberger, R., Seidel, P., and Thürk, M., *Compact Four-Valve Pulse Tube Refrigerator in Coaxial Configuration*, Cryocoolers 8, R.G. Ross, Jr., ed., Plenum Press, New York, (1995), p. 395–402
- [16] Gerster, J., *Störrarmer Vier-Ventil-Pulsrohr-Refrigerator zur Kühlung von hochempfindlichen supraleitenden Magnetfeldsensoren*, Dissertation, Institut für Festkörperphysik, Friedrich-Schiller-Universität Jena (1999)
- [17] Gerster, J., Reißig, L., Thürk, M., and Seidel, P., *Hot End Loss at Pulse Tube Refrigerators*, Cryogenics, Vol. 38, Issue 9, (1998) p. 679–682
- [18] Klundt, K., Dietrich, M., Thummes, G., Heiden, C., *Miniature Pulse Tube Cooler with Linear Compressor*, Proceedings of Spie, Infrared Technology and Applications XXVI, 30 July–3 August 2000, San Diego, USA, (2000), p. 394–405
- [19] Klundt, K., *Optimierung eines Pulsröhrenkühler-Systems für die Sensorkühlung bei 80 K*, Dissertation, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (2000)
- [20] Hiratsuka, Y., Kang, Y.M., Fujiyama, N., Sotojima, T., and Matsubara, Y., *Development of a 5 W at 80 K Stirling Pulse Tube Cryocooler*, Proceedings of the 1999 Cryogenic Engineering Conference, held July 12-15, 1999 in Montreal, Quebec, Canada, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 45A, Edited by Shu et al., Kluwer Academic / Plenum Publishers, (2000), p. 57–63
- [21] CRYOTIGER®, *IGC-APD Cryogenics*, Europe, 2 Eros House, Calleva Industrial Park, Aldermaston, Berks RG7 8LN, England, www.apdcryogenics.com
- [22] Hohmann, R., *SQUID-System mit Joule-Thomson-Kühlung zur Wirbelstromprüfung von Flugzeugfelgen*, Dissertation, Institut für Schicht- und Ionentechnik, Forschungszentrum Jülich GmbH und Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1999)

-
- [23] Klundt, K., *Untersuchungen zum Betriebsverhalten eines Miniatur-Pulsröhrenkühlers*, Diplomarbeit, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1995)
- [24] Thummes G., Giebeler F. and Heiden C., *Effect of pressure wave form on pulse tube refrigerator performance*, Cryocoolers 8, R.G. Ross, Jr., ed., Plenum Press, New York, (1995), p. 383-393
- [25] David, M., Marechal, J. C., Simon, Y., and Guilpin, C., *Theory of Ideal Orifice Pulse Tube Refrigerator*, Cryogenics, Vol. 33, (1993), p. 154

7. Mechanische Vibrationen der Kaltfläche

7.1. Ursprung der mechanischen Vibrationen

Im Vergleich zu den in Kapitel 2.1 beschriebenen konventionellen regenerativen Kühlsystemen wie z.B. Stirling-, Gifford-McMahon, Vuilleumier-Kühler, etc. [1] besitzen Pulsrohrkühler keine mechanisch bewegten Teile im Kaltteil des Systems wie z.B. einen massiven Verdrängerkolben. Die Entstehung von mechanischen Vibrationen im System, welche durch die Bewegung von schweren Massen hervorgerufen werden, ist somit konstruktionsbedingt ausgeschlossen.

Da die Funktion des Pulsrohrkühlers auf den periodischen Arbeitszyklen eines geeigneten Arbeitsgases wie z.B. Helium basiert (*vergl. Kapitel 3*), werden durch die periodischen Druckunterschiede Δp von Hoch- und Niederdruck und die hierdurch hervorgerufene Beschleunigung der Gasteilchen auf das Pulsrohr und das Regeneratorrohr Druck-, Zug-, Biege- und Schubbelastungen ausgeübt, die wiederum mechanische Vibrationen der Kaltfläche bewirken.

Das zum Aufbau dieses Pulsrohrkühlers verwendete Material für Pulsrohr und Regenerator wurde nach den Überlegungen aus Kapitel 5 ausgewählt (*großer E-Modul, kleine Wärmeleitfähigkeit*), damit diese periodischen Druckwechsel nur zu kleinen Dehnungen, Streckungen und Biegungen der Rohre und geringen thermischen Verlusten führen. Ein hoher E-Modul der Materialien trägt auch dazu bei, dass die Resonanzfrequenz des Kaltteiles größer sein sollte als die Arbeitsfrequenz des Kühlers, da es sonst evtl. zu einer unerwünschten Verstärkung der Vibrationsamplituden kommen kann.

Zur Reduktion von solchen induzierten Vibrationen sollten während des Betriebs kleine Druckamplituden Δp im System angestrebt werden, da sie kleine Kräfte, und nach Gleichung 5.1, kleine Längenoszillationen verursachen. Allerdings verringert sich bei Reduktion von Δp auch die Kühlleistung nach Gleichung 3.7, da der Massenfluss am kalten Ende reduziert wird. Aus Symmetriegründen für das Strömungsverhalten des Arbeitsgases würde sich ein koaxialer Aufbau eines Pulsrohrkühlers ähnlich dem in Arbeiten von [2], [3], [4] anbieten. Dabei könnte besonders darauf geachtet werden, dass durch symmetrische Gasumlenkung am Kaltkopf die radial zur Kühlerachse wirkenden Kräfte relativ klein sind bzw. sich so verteilen, dass eine gegenseitige Kompensation erfolgt. Jedoch treten bei koaxialem Design Schwierigkeiten bezüglich einer exakten Rundlaufgeometrie der Rohre und einem möglichst exakten symme-

trischen Aufbau der Regeneratormatrix auf. Nicht zuletzt wegen des mechanisch konstruktiv leichteren Aufbaues fiel die Entscheidung in dieser Version des Titan Pulsrohrkühlers für eine U-Rohr Geometrie des Kaltteiles nach Abbildung 5.11 aus.

Wie in Kapitel 5 dargelegt berechnet sich gemäß [5] die Längenszillation eines runden Rohres mit der Länge L , dem Radius r und der Wandstärke h bei einem Druckhub von Δp nach der hier nochmals aufgeführten Gleichung 5.1

$$\Delta L = \frac{L \cdot r}{2 \cdot E \cdot h} \cdot \Delta p$$

Dieser Zusammenhang gilt jedoch nur für ein einzelnes rundes Rohr. Der Kaltteil des Pulsrohrkühlers besteht jedoch in der nach Abbildung 5.1 dargestellten U-Rohr-Konfiguration aus zwei Rohren unterschiedlichen Durchmessers, die auf einer Seite durch die Kaltfläche miteinander verbunden sind. Somit kann der Wert von ΔL nach Gleichung 5.1 nur als Anhaltspunkt für die zu erwartenden experimentellen Längenszillationen dienen.

Ein Vergleich der theoretischen Abhängigkeit der longitudinalen Auslenkung nach Gleichung 5.1 für die Rohre des Titan-PRK und des Edelstahl Kühlers (SS-PRK) aus [6] ist in Abbildung 7.1 wiedergegeben. Die Abmessungen der (*dicken*) Ti-Rohre sind Tabelle 5.2 — die der abgedrehten (*dünnen*) Ti-Rohre der Abbildung 5.15 zu entnehmen. Die Geometrie des SS-Rohre wird in Tabelle 7.2 angegeben.

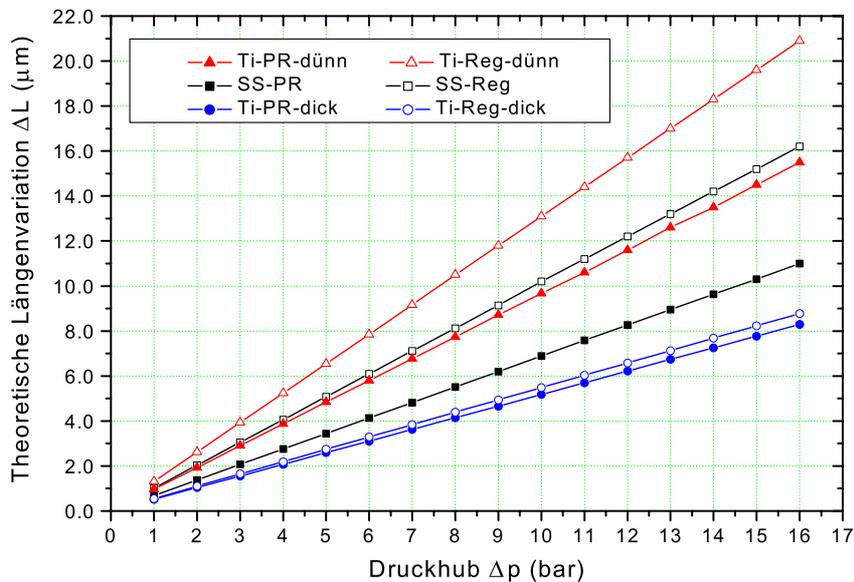


Abbildung 7.1.: Vergleich der berechneten Längenvariation der verwendeten Rohre für Pulsrohr und Regenerator aus Titan-Legierung $Ti_{94.5} Al_3 V_{2.5}$ (Abmessungen aus Tabelle 5.2) und des Edelstahl-PRK aus [6] in Abhängigkeit vom Druckhub Δp

7. Mechanische Vibrationen der Kaltfläche

Aufgrund des kleineren E-Moduls der Titan-Legierung (vergleiche Tabelle 5.1) und aufgrund der Reduzierung der Wandstärke der Rohre nach Kapitel 5.4 ergibt dies im Vergleich zum Edelstahl für die Rohre mit der reduzierten Wandstärke eine größere Auslenkung. Für die dünnen Ti-Rohre errechnet sich bei einem charakteristischen Arbeitsdruckhub von etwa $\Delta p = 7,0 \text{ bar}$ eine Längenänderungen im Bereich von $\Delta L_{PR} \approx 7 \mu\text{m}$ und $\Delta L_{Reg} \approx 9 \mu\text{m}$. Zugunsten der Vibrationen wären die dickwandigen Ti-Rohre vorteilhafter gewesen, da sie nach den Berechnungen nur eine Längenänderung im Bereich von $\Delta L \approx 3,8 \mu\text{m}$ aufweisen.

Neben den longitudinalen Vibrationen in Z-Richtung, welche durch das „elastische Atmen“ der Rohre zustande kommen, treten aber auch noch Oszillationen in transversaler Richtung X und Y auf. Diese werden zum einen durch die Druckoszillation in der U-Rohr Geometrie des Pulsrohrkühlers hervorgerufen. Zum anderen wird durch die Bewegung und die Umlenkung des Gases im Kaltkopf ein Impulsübertrag durch die Masse des Gases hervorgerufen, wodurch es zu einer Art „Nickbewegung“ kommt. Eine Übertragung von größeren mechanischen Vibrationen vom Kompressor oder Rotationsventil durch deren bewegte Teile kann aufgrund der Verwendung der 4 m langen, flexiblen Polyamid-Leitung ausgeschlossen werden.

Die Abbildung 7.2 zeigt ein Foto des Kaltkopfes des Titan-Pulsrohrkühlers und die Definition der drei senkrecht aufeinander stehenden Raumrichtungen, die im folgenden für die Vibrationsmessungen und auch für die SQUID-Messungen in Kapitel 8 verwendet wird.

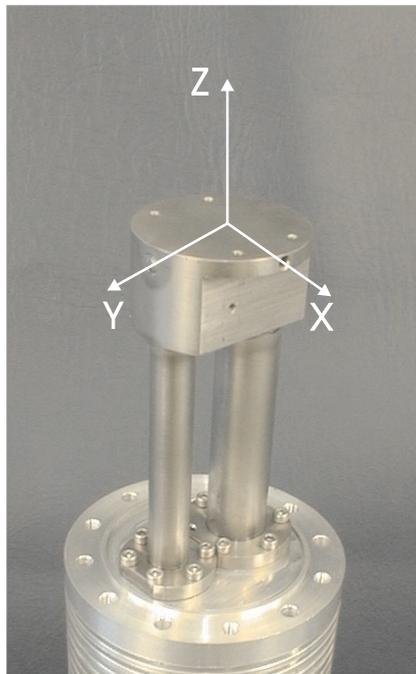


Abbildung 7.2.: Definition der drei orthogonalen Raumrichtungen X, Y und Z, in denen die mechanischen Vibrationen der Kaltfläche gemessen werden

Die Richtungen X und Y liegen in der Ebene der Kaltfläche und stehen senkrecht aufeinander. Dabei steht X senkrecht auf der Ebene, die von den Rohren des Pulsrohres und Regenerator aufgespannt wird. Die Y Richtung verläuft parallel zur Richtung der Gasströmung im Kaltkopf und liegt in der Ebene der Rohre. Axial zum System ist die Z -Richtung orientiert, welche orthogonal auf der Kaltfläche und somit zu den Achsen X und Y steht.

7.2. Beschreibung des Beschleunigungs-Messaufbaues

Teile der hier vorgestellten Ergebnisse bezüglich der Vibrationen sind zusammen mit den in Kapitel 8 vorgestellten SQUID-Messungen in [7] und [8] veröffentlicht worden.

Im folgenden sollen verschiedene Kühler hinsichtlich der mechanischen Vibrationen der Kaltfläche miteinander verglichen werden. Untersucht werden der in [2], [11] beschriebene koaxiale Pulsrohrkühler, der Edelstahl U-Rohr-PRK aus [6], [12] und der in dieser Arbeit aus Kapitel 5 vorgestellte Titan U-Rohr-PRK. Alle durchgeführten Messungen fanden unter den im folgenden dargestellten gleichen Randbedingungen statt.

Jeder Pulsrohrkühler bzw. die zu messende Konfiguration wurde zur besseren Reproduzierbarkeit mit einer Klemmvorrichtung am warmen Ende (*Kaltfläche nach oben*) auf einem Tisch, frei stehend montiert. Es wird somit vermieden, das System an eine schwere, zusätzliche Masse anzukoppeln. Dies würde sonst nicht mehr dem Anwendungsfall einer freien, flexiblen Handhabung des Systems entsprechen. Vorhandene Vibrationen würden teilweise durch diese größere Masse aufgenommen und gedämpft werden. Für die Definition der Raum-Richtungen an dem PRK-System gilt die in Abbildung 7.2 dargestellte Vereinbarung.

Zur Messung der Beschleunigung kam ein Beschleunigungssensor der Firma BURSTER [9] (*Modell: 89010-5, SN.: 630026*) zum Einsatz. Dieser wurde jeweils mit seiner empfindlichen Richtung nach Abbildung 7.2 fest auf die Kaltfläche aufgeschraubt. Dieses Modell gehört zur Gruppe der absoluten Schwingungssensoren, die im Gegensatz zu relativen Sensoren keinen ruhenden Bezugspunkt benötigen. Die DMS-Wandlerelemente (*Halbleiter-Dehnungsmessstreifen*) haften auf einem Verformungsteil (*Biegefeder*), an das eine seismische Masse gekoppelt ist. Bei Beschleunigung in Richtung der zulässigen Durchbiegung lenkt die träge Masse die Biegefeder elastisch aus und erzeugt damit eine mechanische Spannung an der Oberfläche. Die zu einer Wheatstone'schen Vollbrücke zusammengeschalteten Dehnungsmessstreifen wandeln diese Längenänderung in elektrische Spannung

7. Mechanische Vibrationen der Kaltfläche

um und geben dabei eine der Auslenkung proportionale Brückenspannung ab. Diese Spannung ist exakt proportional der Beschleunigung, welche senkrecht auf die Montagefläche des Sensors wirkt. Eine Flüssigkeit in dem hermetisch dicht gekapselten Edelstahlgehäuse — deren Viskosität von der Temperatur abhängig ist — dämpft dabei dieses Feder-Masse-System. Das Gehäuse schützt das System vor Fremdeinflüssen wie z.B. elektromagnetischen Störfeldern.

Abbildung 7.3 zeigt ein Bild des Messaufbaues mit dem am warmen Ende festgeklemmten PRK und dem direkt auf der Kaltfläche montierten Beschleunigungssensor in Z -, X - und Y -Richtung.

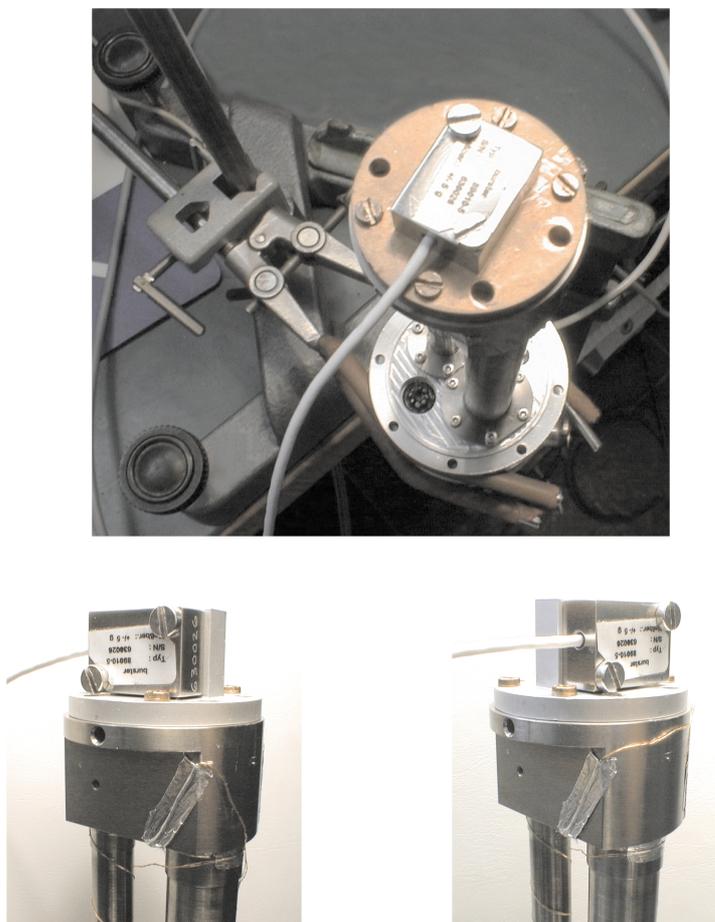


Abbildung 7.3.: Direkt montierter Beschleunigungssensor auf der Kaltfläche des Pulsrohrkühlers

Der Messbereich dieses Beschleunigungssensors liegt zwischen $\pm 5 g$ bei einer Referenzspeisespannung von $\pm 5 V$ ($\pm 0,05\%$) (*max. 10 V DC oder AC*). Das Prüf- und Kalibrierprotokoll von BURSTER [9] weist eine Empfindlichkeit von

12,34 mV/g und einen Isolationswiderstand von $\geq 20 M\Omega$ aus. Diese Empfindlichkeit ist für Frequenzen von 0 – 100 Hz konstant. Ab 100 – 200 Hz erfolgt ein leichter Abfall der Empfindlichkeit um bei 400 Hz einen Abfall um –10% des angegebenen Wertes zu erreichen. Die angegebene Resonanzfrequenz liegt im montierten Zustand des Sensors bei 600 Hz. Der Gebrauchstemperaturbereich wird mit –40... + 90°C angegeben. Die Beschleunigungsmessungen wurden somit bei warmen Pulsrohrkühler durchgeführt (*Temperaturen während der Messungen: etwa 0 – 10°C*).

Dem E-Modul liegt die atomare Bindungsenergie der jeweiligen Materialien zugrunde. Alle Belastungs- bzw. Spannungsarten hängen mit dem E-Modul zusammen. Für kleine Dehnungen verhält sich ein Werkstoff nach dem Hookeschen Gesetz. Damit gilt in diesem Bereich sowohl für die Zugspannung als auch für die Druckbelastung der gleiche E-Modul. Es ist anzunehmen, dass die erhaltenen Messwerte eine obere Grenze der tatsächlich im Kaltzustand vorhandenen Vibrationen darstellen, da bei tieferen Temperaturen nach Frey/Haefer [10] die Festigkeitseigenschaften der Titan-Rohre zunehmen (*Zunahme vom E-Modul*) und somit die Vibrationen abnehmen.

Die Spannungssignale des Beschleunigungssensors wurden nach der Verstärkung mit einem Differenzverstärker von *Stanford Research Systems (Low Noise Preamplifier, Modell: SR560)* mit einem Spektrumanalysator von HEWLETT PACKARD (*Modell: 35670 A*) im V_{rms} -Modus¹ gemessen. Die jeweiligen Einstellungen der beiden Geräte werden bei den jeweiligen Messergebnissen mit angegeben.

7.3. Umrechnung der Beschleunigungen auf Längenoszillationen

Da für einen Vergleich zwischen verschiedenen Kühlersystemen die Vibrationen bzw. die örtliche Auslenkung der Kaltfläche anschaulicher sind, sollen die gemessenen Beschleunigungswerte auf eine Auslenkung umgerechnet werden.

Als Näherung für die periodische Auslenkung der Kaltfläche wird ein harmonischer Ansatz der Bewegungsgleichung von der Form

$$s(t) = s_0 \cdot \sin(\omega \cdot t) \tag{7.2}$$

gewählt. Durch zweimaliges Differenzieren nach der Zeit t erhält man zunächst die Geschwindigkeit $v = \frac{ds}{dt}$ und dann die Beschleunigung $a = \frac{d^2s}{dt^2}$ der Bewegung.

¹Engl. rms: root-mean-square. Die Bezeichnung rms kennzeichnet die Effektivwertmessung einer Wechselgröße (siehe Gleichung 7.5)

$$a(t) = \frac{d^2 s}{dt^2} = \frac{ds}{dt} \left(\frac{ds}{dt} \right) = -\omega^2 \cdot s_0 \cdot \sin(\omega \cdot t) = a_0 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (7.3)$$

Betrachtet man die Beschleunigungsamplitude a_0 , so ergibt sich mit der Kreisfrequenz ω und der Arbeitsfrequenz f_{puls} des Pulsrohrkühlers die Amplitude (*Betragswert*) der Längenoszillation s_0

$$|s_0| = \frac{a_0}{\omega^2} \quad \text{mit} \quad \omega = 2 \cdot \pi \cdot f_{puls} \quad (7.4)$$

Der Frequenzanalysator von HEWLETT PACKARD misst einen *rms*-Wert, der folgendermaßen definiert ist

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T a^2(t) \cdot dt} \quad (7.5)$$

Für eine sinusförmige Wechselgröße nach Gleichung 7.3 gilt dann

$$a_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T (a_0 \cdot \sin(\omega \cdot t))^2 \cdot dt} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot a_0^2 \cdot \int_0^T \sin^2(\omega \cdot t) \cdot dt}$$

$$a_{rms} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot a_0 \approx 0,707 \cdot a_0 \quad (7.7)$$

Wenn nun die Größe a in μV_{rms} gemessen wird, dann ergibt sich die Auslenkung $\Delta s = 2 \cdot s_0$ über die Amplitude s_0 der Vibrationen zu

$$a_0 = a_{rms} \cdot \sqrt{2} = \omega^2 \cdot s_0 \quad (7.8)$$

$$\Delta s = 2 \cdot s_0 = \frac{2 \cdot \sqrt{2} \cdot a_{rms}}{\omega^2} \quad (7.9)$$

7.4. Messung und Auswertung der Beschleunigungsspektren

In diesem Kapitel werden die Daten der gemessenen Beschleunigungen und der nach Kapitel 7.3 ermittelten Auslenkungen der Kaltfläche miteinander verglichen.

Gemessen wurde die Beschleunigung direkt auf der Kaltfläche in den in Abbildung 7.2 und Abbildung 7.3 dargestellten Raumrichtungen in Abhängigkeit von der Druckamplitude $\Delta p_{v.Reg}$ am Haupteinlass (*im folgenden nur als Δp bezeichnet*). Die Druckamplitude konnte schrittweise mit einer Bypass-Verbindung am Rotationsventil

im Bereich von $\Delta p = 1 - 13 \text{ bar}$ reguliert werden. Der Mitteldruck im warmen Zustand betrug bei allen Messungen etwa $\langle p_{abs} \rangle = 17 \text{ bar}$.

Der Verstärkungsfaktor (*gain*) des Differenzverstärkers für die gemessenen Spannungen betrug 100 bei AC-Kopplung mit einem Tiefpassfilter (*LF-Roll-off*) von $0,1 \text{ Hz}$ und einem Hochpassfilter (*HF-Roll-off*) von $1,0 \text{ kHz}$.

Die Aufnahmen der Frequenzspektren mit dem Spektrumanalysator erfolgte mit dem sogenannten „*hanning*“-Fenster² im Frequenzbereich (*span*) von $0 - 25 \text{ Hz}$. Es wurde eine Auflösung (*resolution lines*) von 800 Linien pro Spektrum gewählt. Die Aufnahmezeit eines Spektrums betrug einstellungsbedingt 32 s pro Spektrum, wobei für jeden Druckhub eine Mittelung von fünf Spektren (*AVG = 5*) durchgeführt wurde. Das Spektrum umfasst den Bereich der Grund- bzw. Arbeitsfrequenz des Pulsrohrkühlers von $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ und deren Harmonischen $f = 9,2 \text{ Hz}, 13,8 \text{ Hz}, 18,4 \text{ Hz}$ und $23,0 \text{ Hz}$.

7.4.1. Resonanzfrequenz

Als eine der Bedingungen für eine störarme Kühlung muss die Arbeitsfrequenz des Kühlers kleiner sein als die Resonanzfrequenz des Kaltkopfes. Letztere kann z.B. durch einen Schlag gegen die Kaltfläche des PRK angeregt werden. Durch die Aufnahme des Spektrums der Beschleunigung, welches in Abbildung 7.4 dargestellt ist, lassen sich die Resonanzfrequenzen ermitteln. Die Messung erfolgte bei Raumtemperatur, im ausgeschalteten Zustand des Kühlers.

In allen drei Raumrichtungen existieren Peaks bei unterschiedlichen Frequenzen. Für die X-Achse erfolgt ein langsamer Anstieg ab 10 Hz mit einem Maximum bei etwa 29 Hz . Die Y-Achse zeigt bei kleinen Frequenzen einen relativ flachen Verlauf bis zu einem Peak zwischen $30 - 35 \text{ Hz}$ und einem schärferen Peak bei 46 Hz . Die longitudinale Z-Richtung zeigt Peaks bei $25 \text{ Hz}, 34 \text{ Hz}$ und 46 Hz .

Die Peaks der Resonanzen liegen zwar um einen Faktor $5 - 8$ von der Arbeitsfrequenz $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ entfernt, jedoch existieren breite ansteigende Niveauerhöhungen des Resonanzsignals bis zum eigentlichen Maximum (*Flanken des Resonanzpeaks*). Da

²Eine Fenster-Funktion (*engl.: windowing*) an dem Spektrumanalysator ist ein zeitlich gewichteter Filter, welcher auf das zu messende Eingangssignal angewandt wird. Er wird zum einen verwendet, um nicht periodische Signale innerhalb der Aufnahmezeit herauszufiltern. Zum anderen passt er das diskretisierte Aufnahmeintervall für die FFT-Analyse an. Abhängig vom eingestellten Fenster werden verschiedene Anteile des Eingangssignales abgeschwächt oder verstärkt. Speziell das „*hanning*“-Fenster schwächt das Eingangssignal an beiden Enden des eingestellten Frequenzbereichs ab. Dieses Verhalten zwingt das Signal, periodisch zu erscheinen.

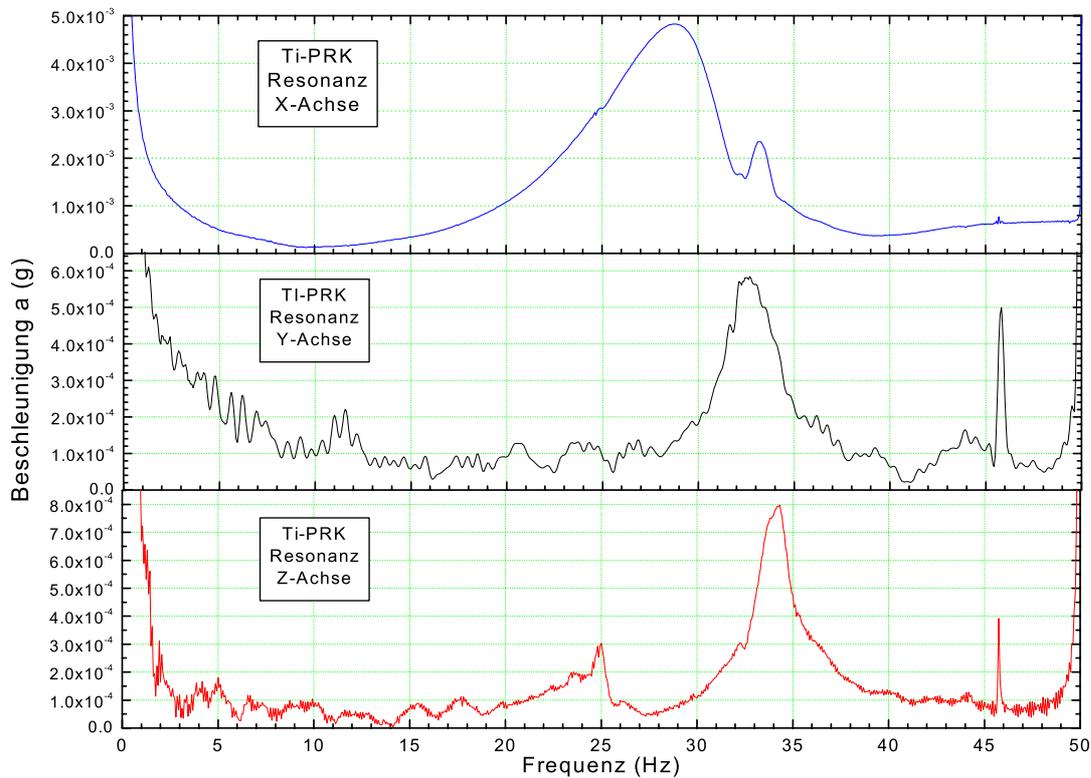


Abbildung 7.4.: Resonanzfrequenzen des Titan PRK in X-, Y- und Z-Richtung durch einmalige Anregung an der Kaltfläche

die Messung bei Raumtemperatur erfolgte, werden die in Kapitel 7.2 besprochenen Festigkeitseigenschaften der Rohre bei kalten Temperaturen zunehmen und sich die Resonanzfrequenzen zu höheren Frequenzen verschieben [10].

Diese relativ niedrig liegenden Resonanzen können jedoch auch daher rühren, dass das gesamte System lediglich mit einer Klemmvorrichtung auf einem Tisch montiert war, wie in Abbildung 7.3 zu sehen. Durch die Ankopplung des Pulsrohrkühlers an eine schwere Masse können diese Frequenzen ebenfalls zu höheren Werten verschoben werden.

7.4.2. Beschreibung der Beschleunigungsspektren

Es können aus Platzgründen in dieser Arbeit nicht alle gemessenen Beschleunigungsspektren der untersuchten Kühler vorgestellt werden. Exemplarisch wird hier in Abbildung 7.5 eine Übersicht der Spektren für die Y-Achse des Titan-U-Rohr-Pulsrohrkühlers bei unterschiedlichen Druckamplituden Δp vorgestellt. In die vergleichenden Darstellungen bezüglich der Vibrationen der unterschiedlichen Kühler in Kapitel 7.4.3, sowie in die gemessenen Rauschspektren mittels eines HTSL rf washer SQUID-Magnetometers in Kapitel 8 gehen natürlich alle gemessenen Daten mit ein.

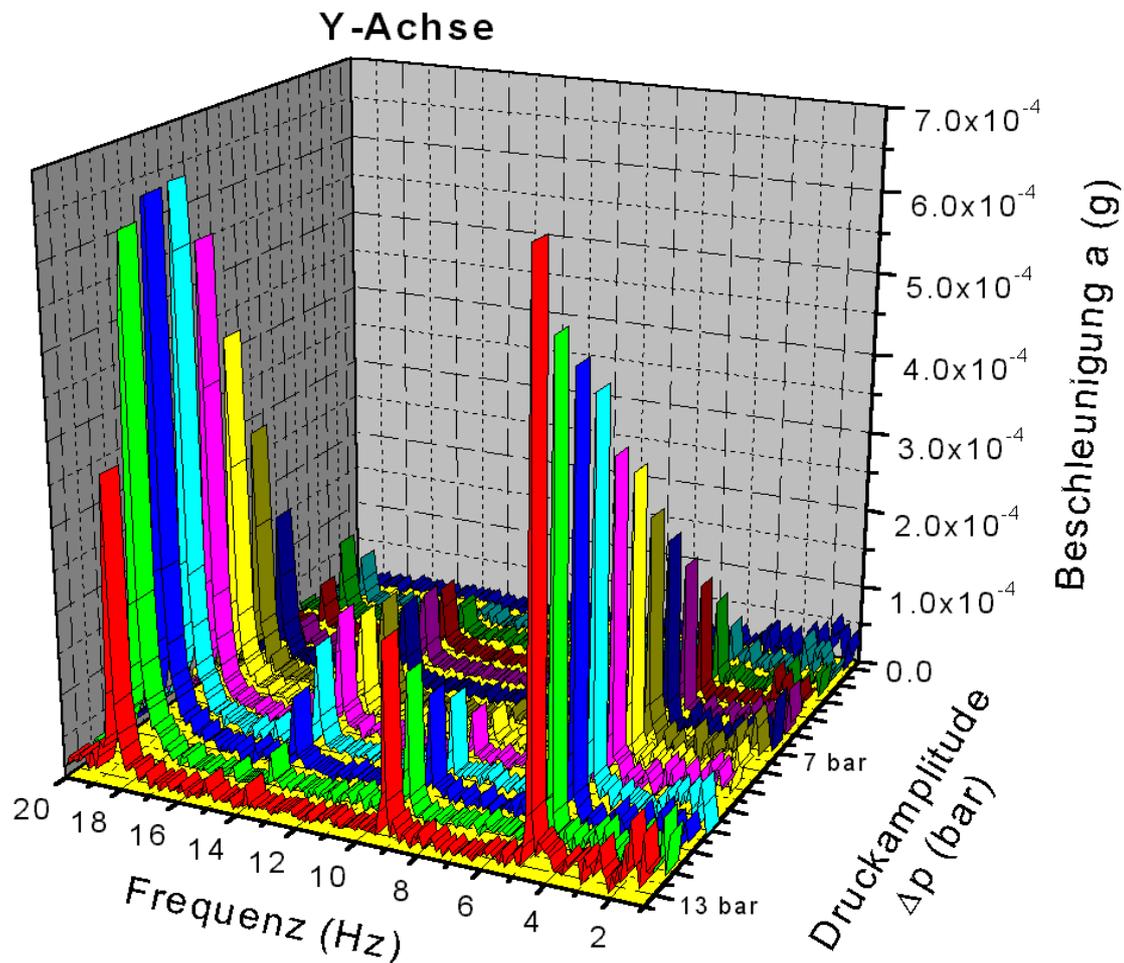


Abbildung 7.5.: Transversale Beschleunigungsspektren in Richtung der Y-Achse beim Ti-PRK in Abhängigkeit von der Druckamplitude Δp

Deutlich sind die in den Spektren auftretenden Peaks bei der Arbeitsfrequenz von $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ und deren Harmonischen zu erkennen. Mit abnehmender Druckamplitude Δp von 13 bar bis hinunter zu 1 bar nimmt auch die Peakhöhe schrittweise ab.

Das prinzipielle Aussehen und die Form der Spektren sind für jeden der drei untersuchten Kühler und für alle drei Raumrichtungen sehr ähnlich. Lediglich die absoluten Peakhöhen bzw. das grundlegende Rauschniveau unterscheidet sich in der longitudinalen und transversalen Richtung. Daher wird in allen folgenden Auswertungen und vergleichenden Darstellungen jeweils nur das Verhalten der Peakhöhen bei der Fundamentalfrequenz $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ betrachtet. Die Auswertung dieser Peakhöhen in der Beschleunigung und die Umrechnung der Werte auf die Auslenkung der Kaltfläche nach Kapitel 7.3 ist Gegenstand des Kapitels 7.4.3.

Als Beispiel für die absoluten Werte der Beschleunigung sind hier in Tabelle 7.1 die Zahlenwerte für die X-, Y-, und Z-Richtung und drei unterschiedliche Druckamplituden angegeben. Zu beachten ist, dass diese Werte als Vielfaches der Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ angegeben sind.

Tabelle 7.1.: Beschleunigungswerte gemessen an der Kaltfläche des Ti-PRK in longitudinaler und transversaler Richtung bei $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ und unterschiedlichen Druckamplituden Δp

$f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$	Beschleunigung a als Vielfaches von g bei		
	$\Delta p = 13 \text{ bar}$	$\Delta p = 7 \text{ bar}$	$\Delta p = 3 \text{ bar}$
X-Richtung	$199,02 \cdot 10^{-6}$	$125,18 \cdot 10^{-6}$	$49,19 \cdot 10^{-6}$
Y-Richtung	$684,03 \cdot 10^{-6}$	$291,36 \cdot 10^{-6}$	$129,82 \cdot 10^{-6}$
Z-Richtung	$289,40 \cdot 10^{-6}$	$213,19 \cdot 10^{-6}$	$80,86 \cdot 10^{-6}$

Insgesamt ist zu sehen, dass die transversale X-Achse die geringsten und die transversale Y-Achse die größten Beschleunigungen des Titan-Pulsrohrkühlers aufweist.

7.4.3. Vergleich und Diskussion der Vibrationsdaten

In diesem Kapitel sollen die direkt auf der Kaltfläche gemessenen Beschleunigungen und nach Kapitel 7.3 berechneten Absolutwerte der Vibrationen der untersuchten Kühler, bezeichnet als Koax-PRK [2], [11], bezeichnet als SS-PRK [6], [12] und dem Titan-PRK miteinander verglichen werden. Die Geometrie von Pulsrohr und Regenerator des Ti-PRK findet sich in Tabelle 5.2. Für den Koax- und SS-PRK gelten die in Tabelle 7.2 wiedergegebene Geometrien.

Tabelle 7.2.: Geometrische Abmessungen der verwendeten Rohre für Pulsrohr und Regenerator des Koax-PRK aus [2], [11] und des SS-PRK aus [6], [12]

	$\phi_{au\beta en}$ (mm)	ϕ_{innen} (mm)	Wandstärke (mm)	Länge (mm)
Koax-Pulsrohr	14,00	13,60	0,30	250
Koax-Regenerator	30,00	29,00	0,50	205
SS-Pulsrohr	12,00	11,40	0,30	145
SS-Regenerator	18,00	17,40	0,30	140

Alle Daten aus Abbildung 7.6 entsprechen jeweils den Werten der Peaks bei der jeweiligen Grundfrequenz. Diese ist $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ für den Ti- und SS-PRK

und $f_{puls} = 2,0 \text{ Hz}$ für den Koax-PRK. Dargestellt in Abbildung 7.6 ist die Auslenkung ΔL in Abhängigkeit der Druckamplitude Δp in der jeweiligen Raumrichtung.

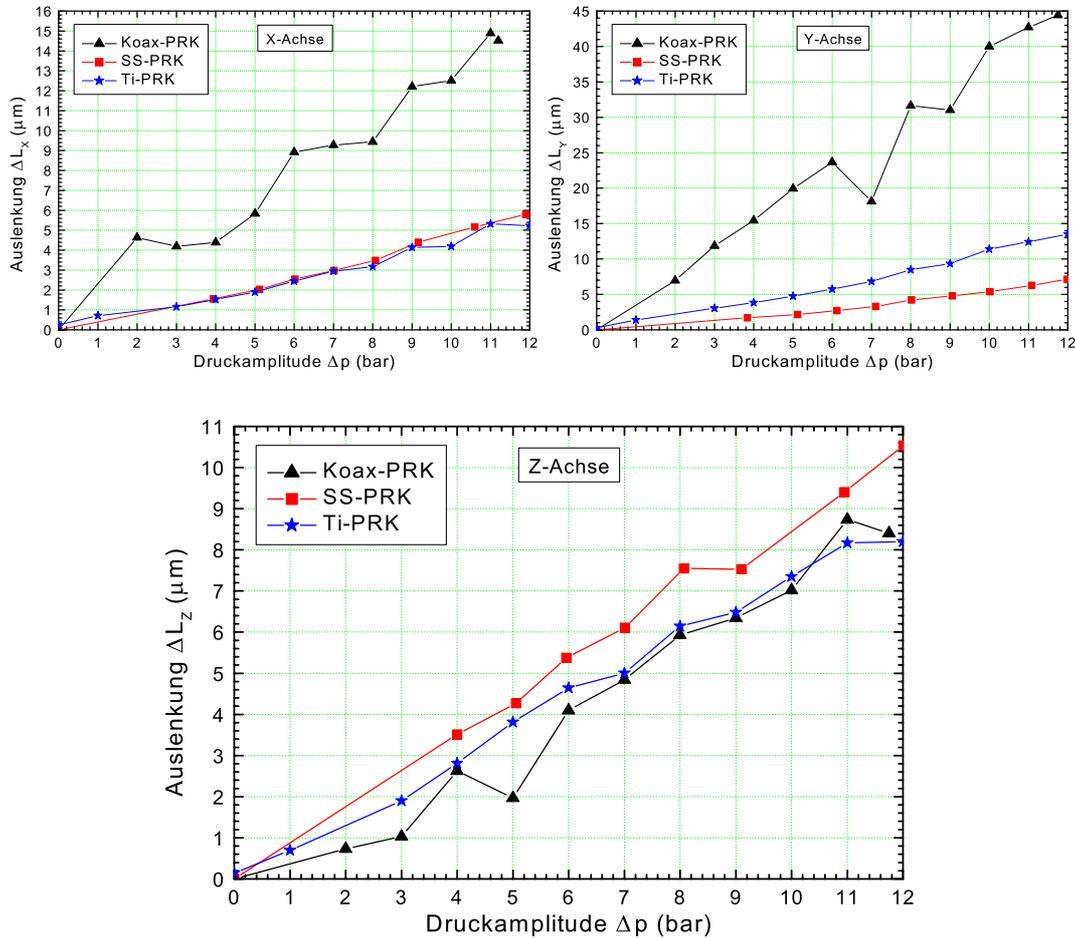


Abbildung 7.6.: Vergleich der mechanischen Vibrationen ΔL (Peak zu Peak Auslenkung), gemessen direkt auf der Kaltfläche von drei Pulsrohrkühlern in X-, Y- und Z-Richtung.

Für alle Raumrichtungen ist klar zu erkennen, dass die Vibrationen mit abnehmender Druckamplitude Δp ebenfalls abnehmen. Wie vom Hookeschen Ansatz nach Gleichung 5.1 zu erwarten, variiert ΔL linear mit Δp .

7.4.3.1. Transversale X-Richtung

In transversaler X-Richtung ist zu erkennen, dass der SS-PRK und der Ti-PRK in den Vibrationen fast gleiche Werte im Bereich von $\Delta L_X = 5 - 6 \mu\text{m}$ bei 12 bar und

3 μm bei 7 *bar* Druckhub aufweisen. Hier macht sich wieder die Tatsache bemerkbar, dass die Reduktion der Wandstärke der Titan-Legierungsrohre nach Abbildung 5.15 eine Verminderung der Stabilität zur Folge hatte. Die Werte des Koax-PRK hingegen liegt mit etwa 9 μm bei 7 *bar* in dieser Richtung um einen Faktor 3 über den Werten der beiden anderen Systeme.

7.4.3.2. Transversale Y-Richtung

In transversaler Y-Richtung liegen die Vibrationswerte des SS-PRK etwa um einen Faktor 2 unterhalb denen des Ti-PRK. In dieser Richtung, welche nach Abbildung 7.3 parallel zum Gasstrom im Kaltkopf der beiden U-Rohr-Kühler verläuft, macht sich eine quadratische Abhängigkeit der Vibrationen bei dem SS-PRK bemerkbar (*aufgrund der großen ΔL -Skala nicht deutlich zu erkennen*). Eine lineare Regressionsgerade durch die Messpunkte würde nicht durch den Nullpunkt gehen, wie es rein physikalisch sein muss. Erst eine quadratische Regression liefert auch in der Extrapolation bei $\Delta p = 0$ *bar* keine Auslenkung. Die quadratische Abhängigkeit kann durch die Überlagerung der durch Gleichung 5.1 beschriebenen axialen Oszillation aufgrund der periodisch wechselnden Druckunterschiede und einer weiteren Kraftkomponente durch den Impulsübertrag des Helium-Gases auf den Kaltkopf erklärt werden. Diese ergibt sich bei der Umlenkung des Arbeitsgases vom Regenerator in das Pulsrohr (*siehe Abbildung 5.1*) durch die Bohrung in der Kaltfläche. Dies macht sich in einer zunehmenden Nickbewegung des Kaltkopfes bemerkbar.

Der Koax-PRK weist in der Y-Richtung Vibrationen aus, die um den Faktor 5 – 8 größer sind als beim SS-PRK. Nach den Auslenkungen der X- und Y-Achse lässt sich vermuten, dass zum einen die Gasumlenkung des Koax-PRK vom Regenerator in das Pulsrohr am kalten Wärmetauscher nicht symmetrisch erfolgt. Zum anderen könnte es sein, dass die verwendeten Rohre keine exakte axiale Symmetrie aufweisen bzw. bei der Verarbeitung leicht deformiert wurden. Es kommt hierdurch zu einer Instabilität in dieser Richtung, in welcher die verwendeten Rohre schwächer sind und somit mehr nachgeben.

7.4.3.3. Longitudinale Z-Richtung

In longitudinaler Z-Richtung verhalten sich die drei Systeme sehr ähnlich. Die Vibrationen liegen bei der charakteristischen Arbeitsbedingung von 7 *bar* Druckhub bei $\Delta L_Z = 5$ μm für den Ti-PRK und 6 μm für den SS-PRK. Zu beachten ist, dass der Koax-PRK in dieser Raumrichtung die geringsten Vibrationen mit etwa 4,8 μm bei 7 *bar* aufweist, was man aufgrund der Symmetrieüberlegungen für den Gasfluss auch erwartet hätte.

Vergleicht man die gemessenen Daten in Z-Richtung aus Abbildung 7.6 mit den in

Abbildung 7.1 dargestellten berechneten Vibrationswerten nach Gleichung 5.1, so erkennt man in Abbildung 7.7 eine gute Übereinstimmung. Für den Edelstahl-PRK liegen die gemessenen Werte um etwa $2,2 \mu\text{m}$, für den Titan-PRK um etwa $4 \mu\text{m}$ tiefer als die berechneten Werte.

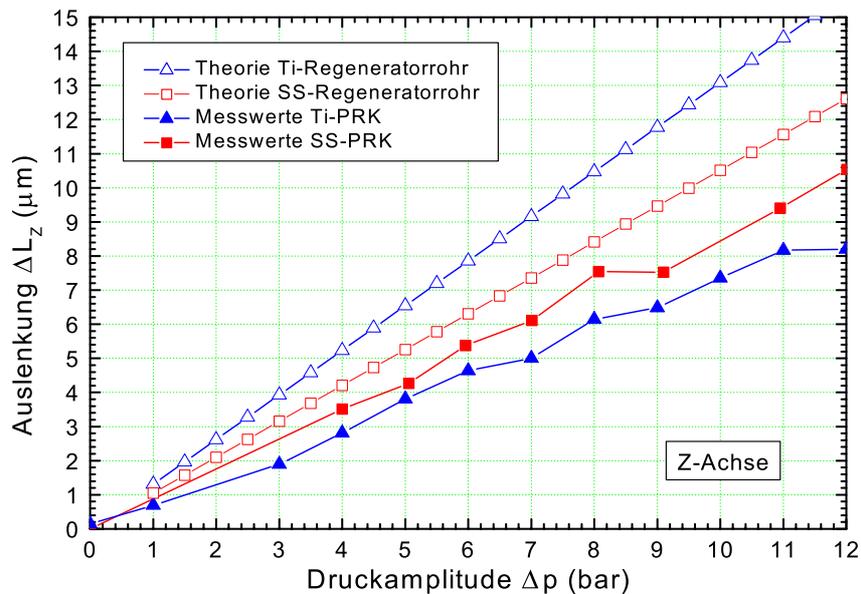


Abbildung 7.7.: Vergleich der berechneten Längenvariation des einzelnen Regeneratorrohres nach Gleichung 5.1 und der gemessenen Längenvariation der Kaltköpfe des SS-PRK und des Ti-PRK in Abhängigkeit vom Druckhub Δp

7.4.3.4. Diskussion

Diese doch eindeutige Abhängigkeit der Vibrationen von der Druckamplitude ist ein Hinweis darauf, dass sich bei Applikationen mit störricher Kühlung, wo es nicht so sehr auf maximale Kühlleistung ankommt, kleinere Druckamplituden besser eignen, um die Einflüsse des Kühlers durch Vibrationen zu minimieren. Es sei darauf hingewiesen, dass die Vibrationen der einzelnen Achsen eigentlich nicht isoliert voneinander betrachtet werden dürfen. Während des Betriebs des Pulsrohrkühlers kommt es sicherlich zu einer (*vektoriellen*) Überlagerung der Einzelbewegungen und somit zu einer effektiven Bewegungstrajektorie der Kaltfläche im dreidimensionalen Raum. Leider war es in dieser Arbeit nicht möglich, mit drei Sensoren simultan die Beschleunigungen zu messen und diese effektive Bewegung im dreidimensionalen Raum orts aufgelöst darzustellen.

Untersuchungen von Gerster [4] an einem nicht metallischen Vier-Ventil-Pulsrohrkühler zeigen in longitudinaler Richtung etwa die gleichen Werte der

Beschleunigung. In transversaler Richtung ist jedoch der dort verwendete koaxiale Aufbau von Vorteil und die absoluten Beschleunigungen bei $\Delta p = 10 \text{ bar}$ sind um eine Größenordnung kleiner. Dies liegt jedoch auch daran, dass dieses System während der Vibrationsmessungen fest an die Wand (*an eine sehr große Masse*) einer Abschirmkammer für magnetische Felder angeschraubt wurde, wodurch Vibrationen gedämpft und die Resonanzfrequenz des PRK angehoben wird.

Entsprechende Vibrationsmessungen an einem kommerziell erhältlichen Joule-Thomson-Kühler der Firma APD (*Modell CRYOTIGER®*), [13]) bei 77 K zeigen eine andere Charakteristik der Vibrationen. Bei diesem System sind es weniger die diskreten Peaks im Beschleunigungsspektrum (*schmale Peaks bei 85 Hz*), sondern ein breites Band von Störungen im Spektrum bei Frequenzen von 100 – 400 Hz [7], [8], [14]. Ein Gegenüberstellung der Vibrationsspektren in Z -Richtung von dem SS-PRK und dem CRYOTIGER® ist in Abbildung 8.4 wiedergegeben. Ein Vergleich des CRYOTIGER® mit einem LN_2 gefüllten Dewar sowie weitere Untersuchungen zu transversalen und longitudinalen Vibrationen des Kaltkopfes sind von Hill in [14] beschrieben.

Eine andere Möglichkeit, die Vibrationen der Kaltfläche direkt, bzw. absolut zu messen ist durch die Verwendung eines Laserinterferometers realisierbar. In [15] wurden für einen Joule-Thomson Kühler (CRYOTIGER®) Auslenkungen des Kaltkopfes von ca. $18 \pm 5 \mu\text{m}$ für die Überlagerung aller Frequenzen (*Frequenzband von 1 – 401 Hz*) gemessen. Dies setzt jedoch einen entsprechenden experimentellen Aufbau voraus, indem man einen Spiegel auf der Kaltfläche montiert, diesen mit einem Laserstrahl anvisiert und die Projektion des Spiegelbildes in einem gewissen Abstand an einer Projektionswand betrachtet. Aus geometrischen Überlegungen lassen sich dann die Auslenkungen der Kaltfläche für bestimmte Richtungen berechnen.

Für kommerziell erhältliche Gifford-Mc-Mahon Kühler der Firma LEYBOLD (*Modell RGD 210*), konnte von Gerster in [16] gezeigt werden, dass die Amplituden der transversalen und longitudinalen Beschleunigungen bis zu 30 mal größer sind als von einem Split-Vier-Ventil-Pulsrohrkühler. Weitere Vibrations-Untersuchungen an einem kommerziellen Gifford-Mc-Mahon Kühler wurden von Roth et al. in [17] durchgeführt und beschrieben.

7.5. Passive Vibrationsdämpfung

Hinsichtlich einer Reduzierung der mechanischen Vibrationen der Kaltfläche und der dadurch induzierten Störungen auf das Ausgangssignal eines hochempfindlichen Sensors wie zum Beispiel einer HTSL-Empfangsantenne oder einer HTSL-SQUID-Anwendung müssen die in Abbildung 7.6 dargestellten Vibrationen des Systems reduziert bzw. minimiert werden.

Wie aus Gleichung 5.1 und Abbildung 7.1 ersichtlich, könnte zur Reduktion von elastischen Deformationen der Kaltteil eines Pulsrohrkühlers (*Pulsrohr und Regenerator*) aus dickwandigeren Rohren aufgebaut werden. Weiterhin ließe sich die bisherige Länge der Rohre von 140 mm verkürzen, um somit die Vorteile der größeren Wandstabilität und Festigkeit der Rohre auszunutzen. Oder es werden andere Materialien wie z.B. Glasfaser verstärkte Kunststoffe (*fiber reinforced material*), die eine möglichst schlechte axiale Wärmeleitung aber hohe Festigkeitswerte (*hoher E-Modul*) aufweisen, eingesetzt (*siehe Kapitel 5.1.3*). Sie sollten stabil genug sein, um die oszillierenden Druckschwankungen der Arbeitszyklen und die auftretenden Hochdruckspitzen von bis zu $p_h = 25\text{ bar}$ auszuhalten.

Eine alternative Möglichkeit ist die passive Vibrationskompensation bzw. Vibrationsdämpfung deren Aufbau schematisch in Abbildung 7.8 wiedergegeben ist.

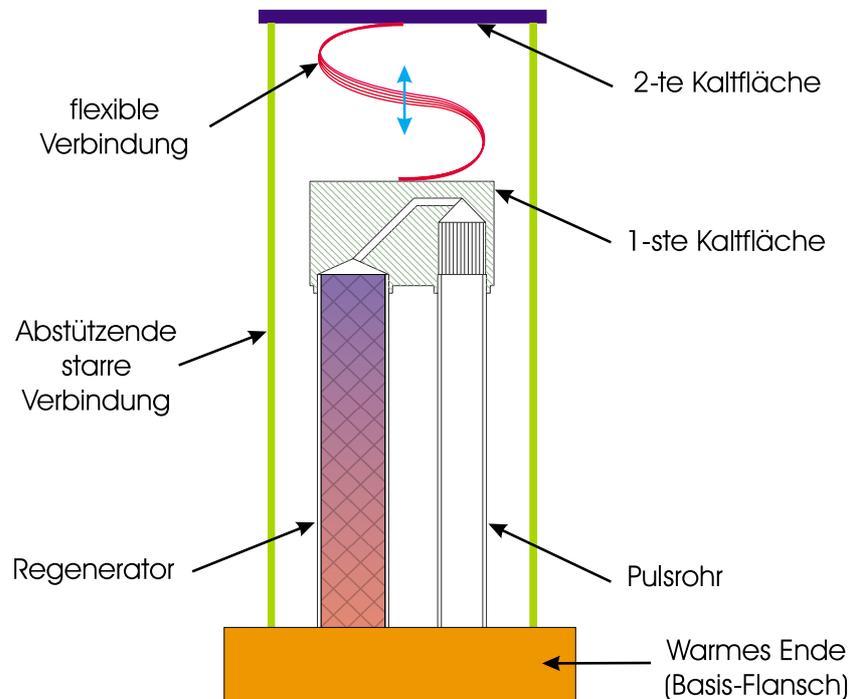


Abbildung 7.8.: Schematische Darstellung des Aufbaues zur Dämpfung der mechanischen Vibrationen mittels zweiter Kaltfläche und abstützenden Komponenten

Diese Methode ist universell anwendbar und nicht nur in Verbindung mit einem Pulsrohrkühler realisierbar. Das Prinzip besteht darin, in das System eine zweite, vibrationsgedämpfte Kaltfläche zu integrieren, auf der die stör- und vibrationsarm zu kühlende Applikation montiert wird. Diese Kaltfläche kann z.B. über eine möglichst starre Verbindungen mit dem warmen Ende des Kühlers (*Basis-Flansch*) verbunden sein und somit als stabile Stütze dienen. Möglich wäre auch eine zusätzliche,

eigenständige „Plattform“ in das System zu integrieren, die mit dem Vakuumgefäß verankert ist. Diese Plattform könnte durch Teflon-Schrauben oder GFK-Bänder fixiert und gehalten werden. Die zweite Kaltfläche muss dann über gut thermisch leitende, hoch flexible Verbindungen mit der eigentlichen Kaltfläche des Kühlers verbunden werden. Die auftretenden Vibrationen an der ersten Kaltfläche werden durch die flexiblen Verbindungen abgefangen und machen sich damit im idealen Fall nicht an der zweiten Kaltfläche bemerkbar.

Für die gesamte Anordnung muss jedoch sichergestellt werden, dass zum einen über die flexible Verbindung der beiden Kaltflächen genügend Wärme übertragen werden kann. Zum anderen muss die Verbindung der zweiten Kaltfläche mit dem warmen Teil des Systems sehr schlecht wärmeleitend sein, um die thermischen Verluste so gering wie möglich zu halten.

7.6. Minimierung der Restvibrationen

Die im folgenden vorgestellten möglichen Lösungen einer passiven Vibrationsdämpfung basieren auf dem Prinzip einer durchgängigen und starren Verbindung der zweiten Kaltfläche mit dem warmen Ende des Systems. Hierbei ist zu entscheiden, wie man diese Verbindung auslegt: zum Beispiel als koaxialen, den Kaltteil umschließenden Zylinder oder über zwei halbschalenförmige, glasfaserverstärkte Kunststoffteile. Weiterhin denkbar sind z.B. Stützkonstruktionen mittels Stangen oder Rohren.

Im folgenden sollen verschiedene, in Verbindung mit dem Ti-PRK realisierte Dämpfungsstrukturen vorgestellt werden. Zu jedem Aufbau wurden die in Kapitel 7.4 beschriebenen Messungen von Beschleunigungsspektren in allen drei Raumrichtungen in Abhängigkeit vom Druckhub Δp am Haupteinlass sowie die Umrechnung der Peaks der Beschleunigungen bei $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ auf die Auslenkung der Kaltfläche nach Kapitel 7.3 durchgeführt. Der Vergleich der Vibrationen dieser einzelnen Konfigurationen in jeder einzelnen gemessenen Raumrichtung findet in Kapitel 7.7 statt.

Ein Teil dieser hier vorgestellten Ergebnisse sind bereits in [18] und [19] veröffentlicht worden.

7.6.1. Methode 1 - Flexible Kupferlitze

Zwischen zwei runden Kupfertellern, die den gleichen Durchmesser haben wie die Kaltfläche des Titan-PRK, werden vier Streifen einer flexiblen Kupferlitze gelötet. Die Anordnung der Litze zwischen den Kupfertellern ist in Abbildung 7.9 zu sehen.



Abbildung 7.9.: Passive Vibrationsdämpfung durch flexible Kupferlitze - Methode #1

Bei der Herstellung solcher gelöteten flexiblen Verbindungen (*engl.: flexible thermal links*) sind einige Randbedingungen bezüglich thermischer Leitfähigkeit, thermischen Übergangswiderstands, Ausgasung des Lotes im Vakuum usw. zu beachten. Als Lötmedium wird bei den folgenden Verbindungen reines Indium verwendet. Bei der Verarbeitung der flexiblen Litze kommt es zum einen darauf an, dass die Verbindung zwischen dem Kupfer und dem Indium möglichst vollständig ist. Zum anderen ist darauf zu achten, dass sich das flüssige Indium nicht aufgrund von Kapillarkräften in der Litze nach oben zieht und es dadurch nach dem Abkühlen des Lotes zu einer Verhärtung des flexiblen Litzenmaterials in der Mitte kommt (*siehe Abbildung 7.9*). Hier sind beim Löten besondere Vorkehrungen bezüglich einer gleichzeitigen Kühlung zu treffen als auch etwas Geschick erforderlich.

Jede der vier Litzen in Abbildung 7.9 ist 98 mm lang und 12 mm breit und hat ein Gewicht von $5,58\text{ g}$. Die vier Enden sind jeweils oben und unten über eine Länge von 20 mm auf den beiden Platten mit Indiumlot zur guten thermischen Kontaktierung miteinander verlötet, so dass eine freie Länge von $l_{frei} = 58\text{ mm}$ entsteht. Durch die sich nach außen biegenden Wölbungen der Litzestreifen, welche die Vibrationen abfangen sollen, wird ein Abstand der beiden Kupferteller von 40 mm erreicht.

Um eine obere Grenze der Wärme abzuschätzen, die von solch einer einzigen Litze geleitet werden kann, nimmt man einen Kupferstab an (*Vollmaterial*), welcher das gleiche Volumen V und Masse m wie das Litzenmaterial hat. Über die Dichte von Kupfer $\rho_{Cu} = 8954\text{ kg/m}^3$ nach [20] und der freien Länge l_{frei} ergibt sich eine effektive Fläche zur Wärmeleitung von $A = \frac{V}{l_{frei}} = \frac{d^2}{4} \cdot \pi = 10,75 \cdot 10^{-6}\text{ m}^2$ mit $d = 3,7 \cdot 10^{-3}\text{ m}$.

Bei der stationären Wärmeleitung stellt sich eine Temperaturdifferenz $T_w - T_k$ zwischen den beiden Enden des leitenden Materials gemäß dem Zusammenhang nach Gleichung 7.10 ein.

$$\dot{Q} = \frac{\bar{\lambda}}{s} \cdot A \cdot (T_w - T_k) \quad (7.10)$$

Für den Temperaturbereich von $T_k = 55 \text{ K}$ bis $T_w = 65 \text{ K}$ liefert [21] für den zu einer Litze äquivalenten Kupferstab einen Wärmeübertrag pro Zeiteinheit von ca $1,0 \text{ W}$ und eine mittlere Wärmeleitfähigkeit von $\bar{\lambda} = \frac{1}{T_w - T_k} \cdot \langle \lambda \rangle_{Cu} = 5,3 \text{ W}/(\text{cm} \cdot \text{K})$. Bei den vier verwendeten Kupferlitzen sind dies dann etwa $4,0 \text{ W}$ Wärmeleistung, die man über diese Struktur und Anordnung abtransportieren könnte. Aus der Kühlleistungsgeraden des Ti-PRK nach Abbildung 6.3 kann entnommen werden, dass das System mit einem 4-er RULON® eine Kühlleistung von $P(55\text{K}) = 2,83 \text{ W}$ bei 55 K liefert. Ausgehend von einer eingestellten Kaltkopftemperatur vom $T_k = 55 \text{ K}$ würde sich nach Gleichung 7.10 bei einem Wärmeeintrag von $1,0 \text{ W}$ auf die zweite Kaltfläche eine um $\Delta T = 2,6 \text{ K}$ höhere Temperatur von $T_w = 55,6 \text{ K}$ einstellen. Abbildung 7.10 zeigt den Gesamtaufbau des Systems.



Abbildung 7.10.: Gesamtaufbau des Ti-PRK mit passiver Vibrationsdämpfung durch flexible Kupferlitze (*Methode 1*)

Zu sehen ist auf dieser Abbildung (von unten nach oben) der an einem Stativ festgeklemmte Al-Kopf, an den die beiden GFK-Halbschalen angeschraubt sind. Diese stehen koaxial um das Pulsrohr und den Regenerator. Auf die eigentliche Kaltfläche des PRK ist der untere Kupferteller der Vibrationsdämpfung geschraubt. Dieser ist über die flexiblen Kupferlitzen mit dem oberen Kupferteller — der zweiten Kaltfläche — verbunden. Der obere Kupferteller ist wiederum fest mit den GFK Halbschalen verbunden. Somit kann die erste Kaltfläche des PRK Vibrationen ausführen, während die zweite, obere Fläche starr mit dem Al-Kopf verbunden ist. Auf der oberen Fläche werden dann die zu kühlenden Applikationen montiert. Im Falle von Abbildung 7.10 trägt die obere Kaltfläche den Beschleunigungssensor für Messung in X-Richtung (vergleiche Abbildung 7.3).

Abbildung 7.11 zeigt die aufgrund der gemessenen Beschleunigungswerte nach Kapitel 7.3 berechneten Vibrationen der zweiten Kaltfläche des Ti-PRK in Verbindung mit der Kupferlitze als Vibrationsdämpfung (Methode 1).

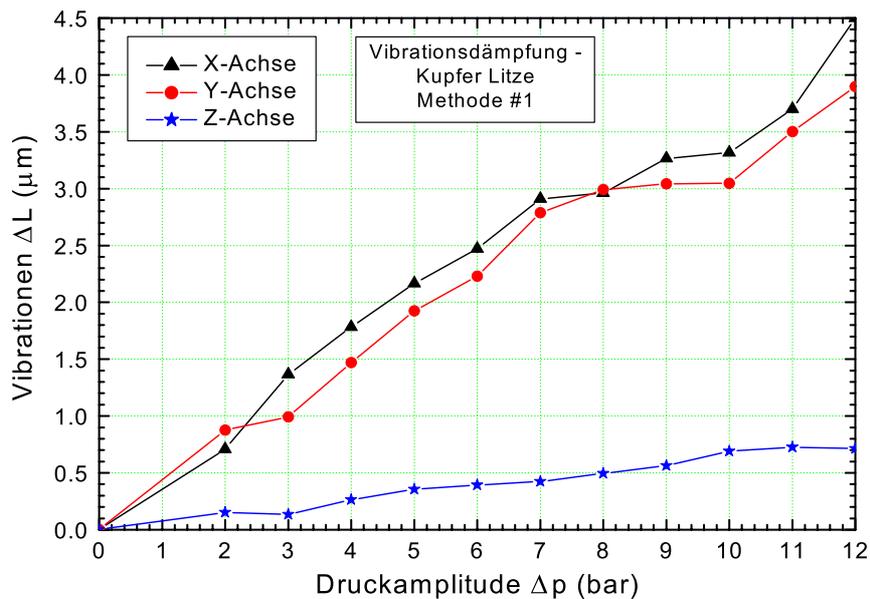


Abbildung 7.11.: Vergleich der Vibrationen der zweiten Kaltfläche des Ti-PRK in X-, Y- und Z-Richtung mittels Vibrationsdämpfung nach Methode 1

Deutlich ist zu erkennen, dass die Vibrationen in longitudinaler Richtung (*Z-Achse*) mit $0,42 \mu\text{m}$ bei einem Druckhub von $\Delta p = 7 \text{ bar}$ weit unterhalb der Vibrationen in den transversalen Richtungen (*X- und Y-Achse*) mit $2,78 \mu\text{m}$ liegen. Da in transversaler Richtung die Vibrationen über den gesamten Druckbereich von annähernd gleicher Größenordnung verlaufen, gibt es in dieser Konfiguration für die transversale Orientierung keine Vorzugsrichtung mehr. Ein Vergleich der einzelnen Achsen mit den anderen Konfigurationen sowie den ungedämpften Messwerten findet in Kapitel 7.7 statt.

7.6.2. Methode 2 - gestauchte dünne Kupferdrähte

Eine weitere Möglichkeit der Kompensation besteht in dem Aufdrillen eines Kupferkabels oder Kupferlitze in ihre einzelnen, dünnen Kupferdrähte. Anschließend werden diese parallel zu einem Strang angeordnet und in die beiden Enden auf den Kupfertellern verlötet. Durch das Stauchen dieser angeordneten einzelnen Drähte kann sich die Mitte dieses Stranges nach allen Seiten auswölben. Dadurch sind die Kaltflächen in allen Richtungen beweglich. Auch Torsionsbewegungen können durch diese Anordnung leichter ausgeglichen werden als in der Anordnung mittels Kupferlitze aus Kapitel 7.6.1.

Die einzelnen Kupferdrähte werden auf eine Länge von $l = 60 \text{ mm}$ geschnitten, so dass sie im verlöteten Zustand eine freie Länge von $l_{frei} = 50 \text{ mm}$ haben. Nach dem Zusammendrücken und dem Verbinden mit den GFK-Schalen ergibt sich ein Abstand von 40 mm von der ersten zur zweiten Kaltfläche. Abbildung 7.12 zeigt die Vibrationsdämpfung mit dem verlöteten und anschließend gestauchten Kupferdrähten.



Abbildung 7.12.: Passive Vibrationsdämpfung durch gestauchte dünne Kupferdrähte - Methode 2

Die Gesamtmasse des Kupferkabels, aus dem die einzelnen Kupferdrähte gewonnen wurden, wog 28 g . Bei einer Dichte von Kupfer $\rho_{Cu} = 8954 \text{ kg/m}^3$ ergibt sich für einen äquivalenten Kupferstab der Länge l_{frei} eine effektive Fläche zur Wärmeleitung von $A = \frac{d^2}{4} \cdot \pi = 62,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ mit $d = 8,92 \cdot 10^{-3} \text{ m}$. Analoge Rechnungen wie in Kapitel 7.6.1 ergeben für einen angenommenen Wärmeeintrag von $2,83 \text{ W}$ auf die zweite Kaltfläche und einer Temperatur von 55 K auf der ersten Kaltfläche nach Gleichung 7.10 eine Temperaturdifferenz von $\Delta T = 1,5 \text{ K}$ beider Kaltflächen.

Die Abbildung 7.13 zeigt den Gesamtaufbau des Kühlers mit der Vibrationskompensation durch einzelne Kupferdrähte (*Methode 2*).



Abbildung 7.13.: Gesamtaufbau des Ti-PRK mit passiver Vibrationsdämpfung durch gestauchte dünne Kupferdrähte nach Methode 2

Zu sehen sind links der Al-Kopf mit den beiden GFK Halbschalen. Die Anordnung nach Abbildung 7.12 ist mit der eigentlichen Kaltfläche des Ti-PRK und der

stützenden GFK-Konstruktion verbunden. Auf der oberen Fläche werden wieder die zu kühlenden Applikationen montiert.

Abbildung 7.14 gibt die aufgrund der gemessenen Beschleunigungswerte nach Kapitel 7.3 berechneten Vibrationen der zweiten Kaltfläche des Ti-PRK in Verbindung mit der Vibrationsdämpfung durch dünne Kupferdrähte (*Methode 2*) wieder.

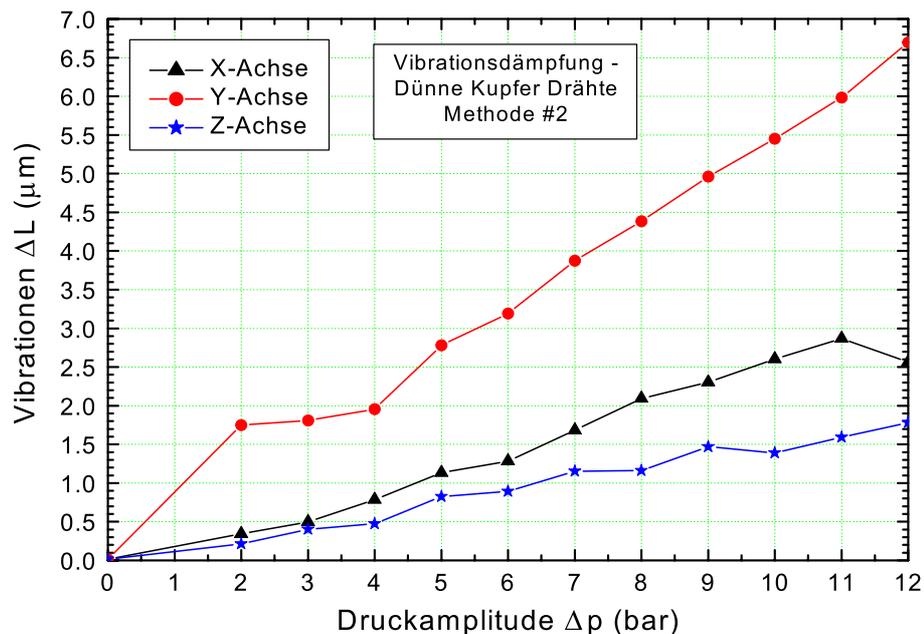


Abbildung 7.14.: Vergleich der Vibrationen der zweiten Kaltfläche des Ti-PRK in X-, Y- und Z-Richtung mittels Vibrationsdämpfung nach Methode 2

Man sieht auch hier wieder sehr deutlich (*vergl. Abbildung 7.11*), dass die Vibrationen in longitudinaler Richtung (*Z-Achse*) mit $\Delta L = 1,15 \mu\text{m}$ bei einem Druckhub von $\Delta p = 7 \text{ bar}$ unter den Vibrationen in den transversalen Richtungen liegen (*X-Achse*: $1,68 \mu\text{m}$, *Y-Achse*: $3,87 \mu\text{m}$ jeweils bei 7 bar). Diesmal dämpft die Anordnung die Vibrationen in der X-Achse um einen Faktor 2,3 mehr als in der Y-Achse. Dies kann zum einen mit einer unsymmetrischen Aufwölbung der einzelnen Kupferdrähte zu tun haben (*vergl. Abbildung 7.12*) so dass die Y-Achse weniger gedämpft wird. Zum anderen kann es an einer nicht in alle Richtungen gleichmäßig stabilen Stützwirkung der GFK-Halbschalen liegen. Nach Abbildung 7.13 wird die zweite Kaltfläche durch die GFK-Halbschalen in X-Richtung unterstützt (*vergl. Abbildung 7.2*), in der auch im Vergleich zur Y-Achse die Vibrationen stärker reduziert sind. Dieses Verhalten ließ sich durch die Veränderung der Orientierung des Dämpfungsaufbaues — Montage der GFK-Schalen in Y-Richtung — und analogen Messungen nachweisen. In diesem Falle lagen die Werte der X-Achse oberhalb denen der Y-Achse, was jedoch hier nicht extra dargestellt wurde. Ein Vergleich der einzelnen Achsen mit den anderen Konfigurationen findet in Kapitel 7.7 statt.

7.6.3. Methode 3 - spiralgewundenes Kupferkabel mit GFK-Zylinder

Eine dritte Möglichkeit zur Dämpfung der Vibrationen lässt sich mit den einzelnen Komponenten aus Abbildung 7.15 realisieren.



Abbildung 7.15.: Passive Vibrationsdämpfung durch ein GFK-Zylinder und spiralgewundenes Kupferkabel (*Methode 3*)

Hierbei wird die zweite Kaltfläche (*im Bild unten rechts zu sehen*) über ein einziges Kupferkabel von 100 mm Länge und 7,0 mm Durchmesser mit der ersten Kaltfläche des PRK verbunden (*mit Indium verlötet*). Beim Zusammenbau wird dieses Kabel durch eine Drehung der zweiten Kaltfläche um 180° Grad zu einer Spiralwindung verdrillt. Somit lassen sich die auftretenden Vibrationen in alle möglichen Raumrichtungen ausgleichen. Um die in Kapitel 7.6.2 beschriebene Richtungsabhängigkeit der Dämpfung durch Halbschalen zu umgehen, dient zur mechanischen Stabilisierung diesmal ein axial steifer, durch Glasfaser verstärkter Kunststoff-Zylinder (*GFK, DURAVER®*, Hgw 2375, G-10) der Firma ISOLA [22] mit 170 mm Länge, 3 mm Wandstärke und einem Außendurchmesser vom 86,2 mm. Für die thermische Isolierung zwischen der Kaltfläche und dem sich auf Raumtemperatur befindlichem GFK-Zylinder dienen sechs Unterlegscheiben aus MARKOR® und ein Ring aus Teflon (*in der Abbildung 7.15 oben rechts zu sehen*).

Eine Gesamtansicht des vibrationsgedämpften Aufbaues mit dem GFK-Zylinder (*Methode 3*) und einem montierten Beschleunigungssensor in Z-Richtung ist in Abbildung 7.16 zu sehen. Sehr gut ist auch hier zu erkennen, wie die zweite Kaltfläche, welche sich im späteren Betrieb auf etwa 50 – 80 K befindet und der GFK-Zylinder — ver-

7. Mechanische Vibrationen der Kaltfläche

bunden mit dem warmen Teil des PRK — gegeneinander thermisch isoliert sind. Der Zusammenbau aller Teile erfolgt mit vier *M8* Nylon-Schrauben.



Abbildung 7.16.: Gesamtaufbau des Ti-PRK mit passiver Vibrationsdämpfung mittels GFK-Zylinder und spiralgewundenem Kupferkabel (*Methode #3*)

Dadurch, dass der zusätzliche, koaxiale Aufbau mit dem GFK-Rohr im inneren Bereich des Vakuumgefäßes Platz finden musste, war eine Neukonstruktion des warmen Aluminiumkopfes (*größerer Basis-Flansch*) und ein neues Vakuumgefäß nötig.

Die Auswertung der gemessenen Beschleunigungsspektren für die in dieser Konfiguration auftretenden Vibrationen ist in Abbildung 7.17 dargestellt.

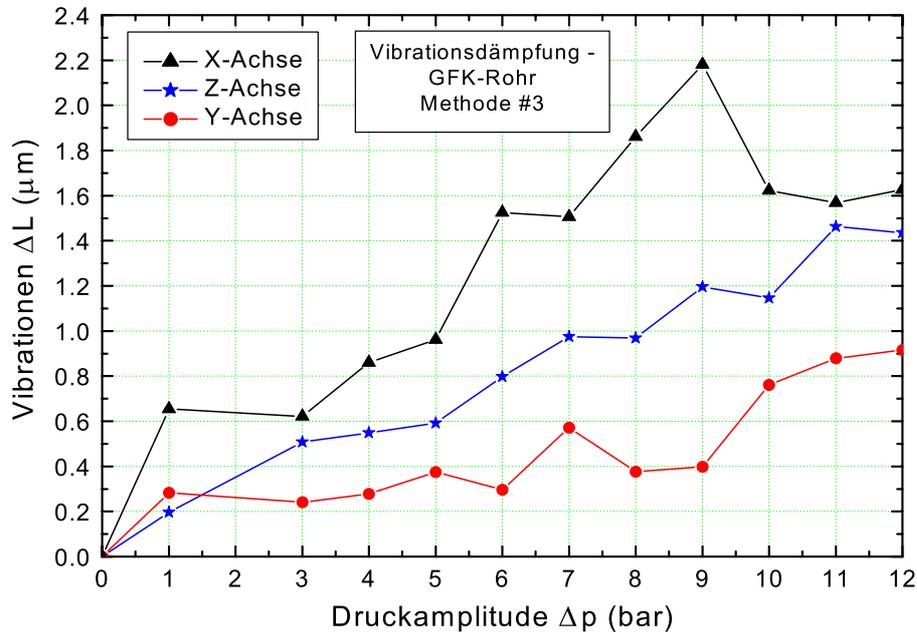


Abbildung 7.17.: Vergleich der Vibrationen der zweiten Kaltfläche des Ti-PRK in X-, Y- und Z-Richtung (*Vibrationsdämpfung - Methode #3*)

Alle in den gemessenen Raumrichtungen auftretenden Vibrationen liegen unterhalb von $2,2 \mu m$, wobei in Y-Richtung die größte Dämpfung mit $0,57 \mu m$ und in X-Richtung die geringste Dämpfung mit $1,5 \mu m$ bei 7 bar zu beobachten ist. Die Z-Achse liegt mit ihren Werten von $0,97 \mu m$ bei 7 bar zwischen den beiden anderen Achsen. Auch diese Messungen werden in Kapitel 7.7 achsenweise mit den anderen Konfigurationen verglichen.

7.6.4. Methode 4 - flexible Kupferlitze

Für die in Kapitel 8.2 durchgeführten HTSL-SQUID Messungen erwies es sich während des Arbeitens mit dem System und auch messtechnisch als günstiger, Vibrationsdämpfungen zu verwenden, die etwas mehr Platz für die experimentelle Montage des SQUID-Systems und die thermische Isolierung mit ausreichend Superisulationsfolie zulassen. Aus diesem Grunde wurde nochmals ein Aufbau ähnlich dem aus Kapitel 7.6.1 realisiert. Die einzelnen Kupferlitzen wurden vor dem Verlöten mit Indium thermisch heiß geglüht, um die Flexibilität weiter zu erhöhen. Jede Litze hat eine Masse von $m = 7,97 \text{ g}$ und eine nach dem Verlöten freie Länge von $l_{frei} = 10 \text{ cm}$. Hiermit ergibt sich analog zu den Überlegungen aus Kapitel 7.6.1 für die Wärmeleitung zwischen den beiden Kaltflächen die Fläche des

7. Mechanische Vibrationen der Kaltfläche

äquivalenten Kupfer-Stabes zu $A = \frac{V}{l_{frei}} = \frac{d^2}{4} \cdot \pi = 35,6 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ mit $d = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

Abbildung 7.18 zeigt die Komponenten der beiden verwendeten GFK-Halbschalen (Wandstärke 1,0 mm, Länge 230 mm) und den Gesamtaufbau des Systems mit einem montierten Beschleunigungssensor in X-Richtung.

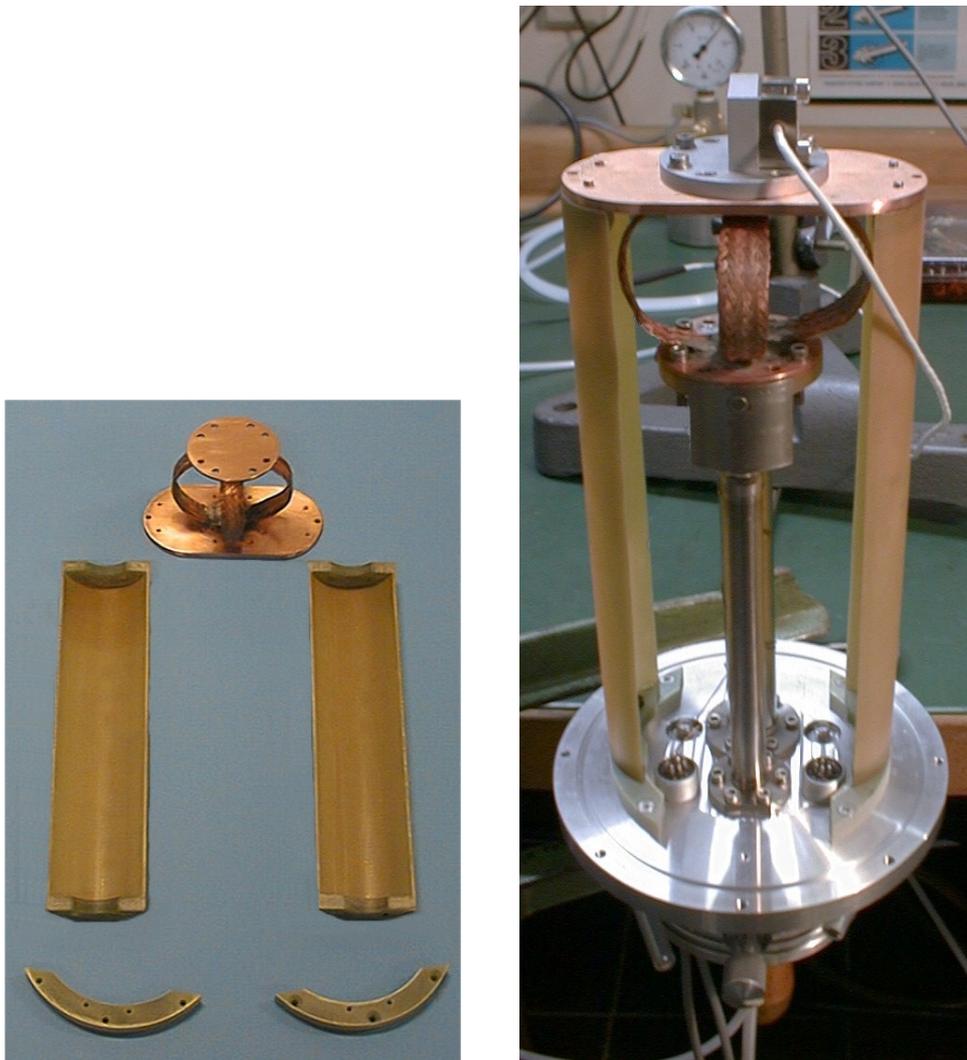


Abbildung 7.18.: Einzelne Komponenten und Gesamtaufbau der passiven Vibrationsdämpfung durch flexible Kupferlitze - Methode 4

Bei diesem Aufbau steht die zweite Kaltfläche, welche im Betrieb auf 50 – 80 K ist, direkt in mechanischem Kontakt mit den Halbschalen aus GFK und damit in Kontakt mit dem warmen Ende des PRK, welches sich auf Raumtemperatur befindet. Für die mittlere Wärmeleitfähigkeit $\bar{\lambda}$ nach Gleichung 5.2 liefert [21] für GFK im Temperaturintervall von 30 – 300 K einen Wert von

$\bar{\lambda} = \langle \lambda \rangle / \Delta T = 4,8 \cdot 10^{-2} \text{ W}/(\text{cm} \cdot \text{K})$, was im Vergleich zu den $\bar{\lambda}$ Werten der metallischen Materialien aus Tabelle 5.1 sehr niedrig ist. Im thermischen Gleichgewichtszustand wird sich der volle Temperaturgradient über die mechanische Stütze ausgebildet haben. Man erkauft sich die erhöhte mechanische Stabilität des Kaltkopfes für die stöempfindlichen Anwendungen durch eine größere benötigte Kühlleistung des Pulsrohrkühlers.

Abbildung 7.19 gibt die aus den Beschleunigungsspektren ermittelten Vibrationen bei der Grund- bzw. Arbeitsfrequenz des Pulsrohrkühlers von $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ wieder.

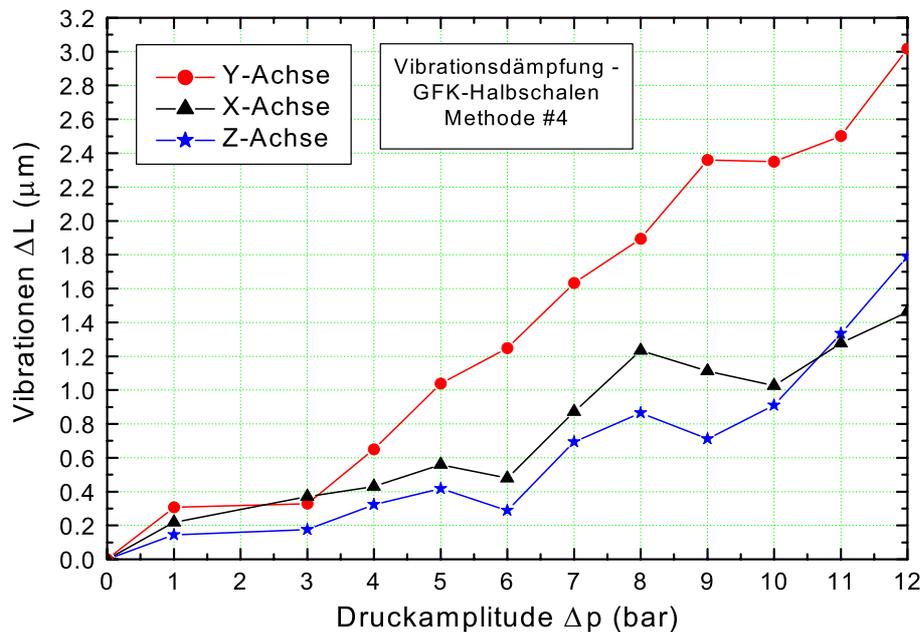


Abbildung 7.19.: Vergleich der Vibrationen der zweiten Kaltfläche des Ti-PRK in X-, Y- und Z-Richtung mittels Vibrationsdämpfung nach Methode 4

Zu erkennen ist, dass bis zu Druckamplituden von $\Delta p = 12 \text{ bar}$ alle gemessenen Vibrationen unterhalb von $\Delta L = 3 \mu\text{m}$ liegen, wobei die größten ΔL -Wert im Fall der Y-Richtung auftreten. Für den charakteristischen Arbeitsdruckhub von 7 bar wurden in X-Richtung $0,87 \mu\text{m}$, in Y-Richtung $1,63 \mu\text{m}$, und in Z-Richtung nur $0,69 \mu\text{m}$ gemessen. Für die Messungen mit den SQUID-Applikationen in Kapitel 8.2 hat sich dieser Aufbau im Vergleich zu allen anderen als sehr günstig erwiesen. Das System bietet im Bereich des Kaltteiles genügend Platz für Superisolation und HF-Kabel und ist für die Montage der Applikationen nicht allzu zu kompakt ausgelegt. Ein Vergleich mit allen anderen getesteten Vibrationsdämpfungen findet in Kapitel 7.7 statt.

7.7. Vergleich und Diskussion der verschiedenen Vibrationsdämpfungen

In diesem Kapitel werden die einzelnen Methoden der in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellten Vibrationsdämpfungen miteinander verglichen und bewertet. Als Ausgangswerte dienen die in Abbildung 7.6 vorgestellten Vibrationen der ungedämpften ersten Kaltfläche des Titan-Pulsrohrkühlers. Der in Abbildung 7.20 dargestellte Vergleich erfolgt getrennt in den drei gemessenen Raumrichtungen X, Y und Z.

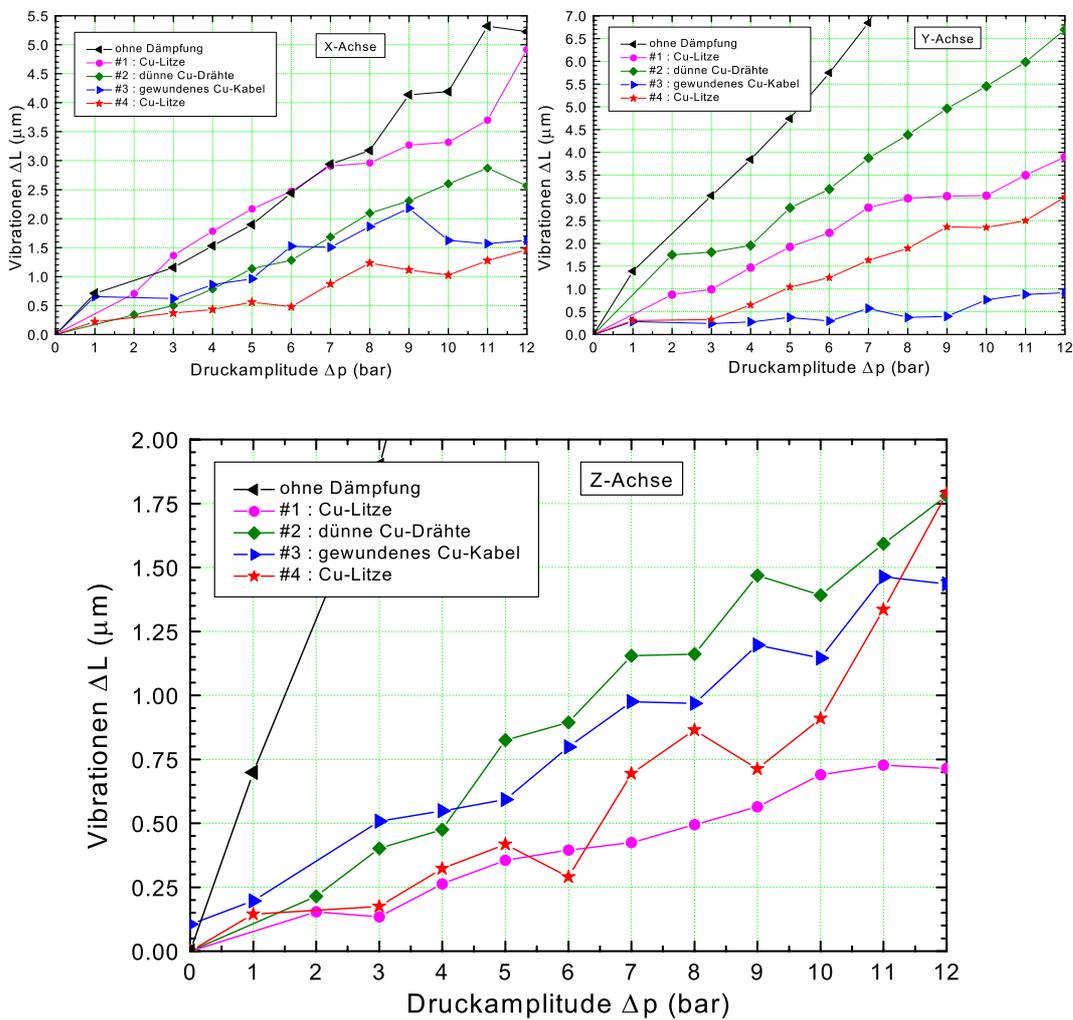


Abbildung 7.20.: Vergleich der mechanischen Vibrationen ΔL (Peak zu Peak Auslenkung) gemessen auf der vibrationsgedämpften zweiten Kaltfläche des Titan-Pulsrohrkühlers in X-, Y- und Z-Richtung.

Allgemein kann gesagt werden, dass von den vorgestellten Möglichkeiten keine dabei ist, die in allen drei Raumrichtungen die niedrigsten Werte in den Vibrationsdaten erreicht. Vielmehr ist es so, dass für die verschiedenen Raumrichtungen jeweils die eine oder die andere Dämpfungsmethode die geringsten Vibrationen der zweiten Kaltfläche liefert. Tabelle 7.3 gibt die Werte der gemessenen Vibrationen bei der charakteristischen Druckamplitude von $\Delta p = 7 \text{ bar}$ wieder.

Tabelle 7.3.: Direkter Vergleich der ungedämpften und gedämpften Vibrationen auf der ersten und zweiten Kaltfläche des Titan-Pulsrohrkühlers für $\Delta p = 7 \text{ bar}$

$\Delta p = 7 \text{ bar}$	ohne Dämpfung (μm)	Methode			
		#1 (μm)	#2 (μm)	#3 (μm)	#4 (μm)
X-Achse	2,93	2,90	1,68	1,50	0,87
Y-Achse	6,84	2,78	3,87	0,57	1,63
Z-Achse	5,00	0,42	1,15	0,97	0,69

7.7.1. Transversale X-Richtung

In dieser nach Abbildung 7.2 orientierten, senkrecht zur Gasflussrichtung stehenden Raumrichtung, werden die Vibrationen der ersten Kaltfläche durch die Methode #4 auf 30% ($0,87 \mu m$) des ursprünglichen ungedämpften Wertes ($2,93 \mu m$) gesenkt. Die relativ enge Anordnung der Dämpfung nach Methode #1 bringt in dieser Orientierung keine Reduktion der Vibrationswerte. Die beiden anderen Methoden #2 und #3 kompensieren gleich gut den Ausgangswert auf etwa 51%.

7.7.2. Transversale Y-Richtung

In dieser parallel zur Gasströmung gelegenen Richtung dämpft die Methode #3 über dem gesamten Druckbereich von 1 – 12 bar die ursprünglichen Vibrationen auf Werte unter $1,0 \mu m$. Bei 7 bar wird der Ausgangswert von $6,84 \mu m$ auf $0,57 \mu m$ um 91% reduziert. Das gewundene Kupferkabel ist hier am besten geeignet um die Vibrationen auszugleichen. Die Methode #4 dämpft am zweitbesten, wobei hier die Werte schon um einen Faktor 2 - 3 höher liegen.

7.7.3. Longitudinale Z-Richtung

In dieser Orientierung können die ursprünglichen Vibrationen durch das „Atmen der Rohre“ von allen Anordnungen am besten gedämpft werden. Bei $\Delta p = 7 \text{ bar}$ erreicht lediglich die Dämpfung von Methode #2 nicht Werte unter $1,0 \mu\text{m}$, wobei hier die Methode #1 mit $0,42 \mu\text{m}$ die besten Werte liefert. Daran schließt sich Methode #4 — ebenfalls mit Kupferlitze — mit einem Wert von $0,69 \mu\text{m}$ an. Die Methoden #2 und #3 liegen wieder etwas oberhalb.

Vergleicht mal nun alle drei Achsen im Überblick, so arbeiten die Dämpfungen nach Methode #3 und Methode #4 am effektivsten. Dies ist zum einen darauf zurückzuführen, dass für diese beiden Methoden ein etwas flexibleres Kupfer-Material verwendet wurde bzw. die Kupfer-Litze nach Methode #3 vor der Verarbeitung nochmals thermisch heiß gegläht wurde (siehe Kapitel 7.6.3). Zum anderen liegt es an dem geometrisch großzügiger bemessenem Aufbau der Kompensationen, wenn man die Abbildungen 7.6.2 (Methode #2) und Abbildung 7.6.3 (Methode #3) des Gesamtaufbaues miteinander vergleicht. Für den praktischen Umgang mit dem System und dem leichteren Arbeiten in Verbindung mit den zu kühlenden Applikationen (Montage der Komponenten, Verlegung von elektrischen Leitungen und HF-Leitungen, rascher zeitlicher Zusammenbau für den Einsatz usw.) ist jedoch die offenere Konstruktion von Methode #4 mit den beiden GFK-Halbschalen nach Abbildung 7.18 gegenüber dem GFK-Zylinder nach Abbildung 7.18 zu bevorzugen. Auch sind hier die Vibrationswerte für die Z-Achse am geringsten, was wiederum für die in Kapitel 8.2 beschriebenen HTSL-SQUID-Messungen von Vorteil ist, da die aktive und empfindliche Fläche des Sensors in dieser Richtung orientiert ist.

Wie schon in Kapitel 7.4.3 angedeutet, ist sicherlich die wirkliche Bewegung der Kaltfläche eine Überlagerung der Vibrationen in alle möglichen Raumrichtungen und beschreibt somit eine komplizierte Trajektorie im dreidimensionalen Ortsraum. Die durchgeführten Messungen können als Grundlage für eine spätere eventuelle theoretische Modellierung bzw. praktische Realisierung einer optimalen Dämpfungsmethode für die frequenzabhängigen und richtungsabhängigen Vibrationen verwendet werden. Dies wurde jedoch in der vorliegenden Arbeit nicht durchgeführt.

Obwohl der Pulsrohrkühler aufgrund seiner Arbeitsweise ein prädestiniertes Kühlsystem für die störarme Kühlung von empfindlichen Applikationen ist, so treten doch die in den vorangehenden Kapiteln beschriebenen mechanischen Vibrationen an der Kaltfläche auf. Durch einen zusätzlichen Aufwand an konstruktiven Maßnahmen können diese Vibrationen durch geeignete Dämpfungsmechanismen reduziert, jedoch bisher noch nicht völlig zum Verschwinden gebracht werden. Dies liegt zum Teil daran, dass das System nicht an eine große, fest stehend Masse gekoppelt war (zum Beispiel an den Vakuumrezipienten einer größeren Anlage), sondern lediglich frei

stehend am warmen Ende mit einer Klemmvorrichtung gehalten wurde. Hierdurch werden die eventuell später vorhandenen Randbedingungen bei flexiblen Anwendungen — wo der Kaltkopf z.B. an einem Stativ über einem Patienten gehalten wird, um mittels SQUID ein MKG aufzunehmen [23], [24], oder von einem Roboterarm geführt wird [15], [25] — besser berücksichtigt.

Andere Arbeitsgruppen bzw. Firmen versuchen ebenfalls vorhandene Vibrationen von verschiedenen Kühlsystemen zu minimieren.

Von Rijpma et al. [26] konnte durch eine symmetrische Anordnung zweier gegenphasig laufender Split-Stirling-Kühler der Firma SIGNAAL USFA (Typ 7058) [27] mit Hilfe eines automatischen Kontrollsystems die Beschleunigungs-Peaks des Verdrängerkolbens bei 50 Hz von $0,2\text{ m/s}^2$ auf $0,01\text{ m/s}^2$ reduziert werden.

Die US amerikanische Firma TRW entwickelt Miniatur PRK's vom Stirling Typ in linearer Anordnung (siehe Kapitel 3.4). Die Kühler ihrer sogenannten „zweiten Generation“ wurden speziell konzipiert — mechanisch symmetrischer Kühler-Aufbau, gegenläufige und austarierte sowie luftspaltgedichtete Kompressorkolben, usw. — um die selbstinduzierten Vibrationen des Systems weitestgehend zu minimieren [28]. Im Gegensatz zu älteren Kühlerversionen konnte auf eine aktive Vibrationskontrolle mittels einer Regelschleife und aktiver Masse-Gegenbewegung verzichtet werden, was die Steuerelektronik der Druckwellenform und die Kontrollsoftware erheblich vereinfachte. Mittels Kraftsensoren der Firma KISTLER (*multi-component dynamometer*) [29] wurden entlang der Kühlerachse Werte von 10 mN für die Fundamentalfrequenz von 54 Hz und deren 15 Harmonischen gemessen. Für die beiden anderen, orthogonalen Richtungen ergaben sich Werte unter 200 mN .

Bezüglich der in Kapitel 7.6.1 erwähnten Probleme bei den herzustellenden flexiblen thermischen Verbindungen könnten nach Williams et al. [30] auch ohne zu löten und den damit verbundenen Schwierigkeiten (*Auftreten von thermischen Übergangswiderständen, Versteifungen usw.*) noch einige Verbesserungen durchgeführt werden. Als Alternative wurde hier ein Stapel sehr vieler, sehr dünner und flexibler Metallfolien — z.B. aus Aluminium — durch Einschrauben oder Anpressen an die jeweiligen Wärmequellen und Kaltflächen vorgeschlagen und nach Wigbers [31] in einer Anwendung umgesetzt.

Literaturverzeichnis

- [1] Walker, G., *Cryocoolers, Part 1: Fundamentals*, Plenum Press, New York (1983)
- [2] Thummes G., Landgraf R., Giebeler F., Mück M. and Heiden C., *Pulse tube refrigerator for high- T_c SQUID operation*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 41, (1996), p. 1462–1470
- [3] Blaurock J., Hackenberger R., Seidel P., and Thürk M., *Compact Four-Valve Pulse Tube Refrigerator in Coaxial Configuration*, Cryocoolers 8, Ed. R. G. Ross, Plenum Press, New York, (1995), p. 395–401
- [4] Gerster, J., *Störrarmer Vier-Ventil-Pulsrohr-Refrigerator zur Kühlung von hochempfindlichen supraleitenden Magnetfeldsensoren*, Dissertation, Institut für Festkörperphysik, Friedrich-Schiller-Universität Jena (1999)
- [5] Egor, P. Popov, *Introduction to mechanics of solids*, Prentice-Hall of India Private Limited, New Delhi, (1973), p. 346–351
- [6] Lienenrth, C., *Untersuchung zur Optimierung eines Pulsröhrenkühler für den Betrieb von HTSL-Bauelementen*, Diplomarbeit, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1997)
- [7] Lienenrth, C., Hohmann, R., Zhang, Y., Bousack, H., Thummes, G., und Heiden, C., *Vergleichende Untersuchungen zur vibrationsarmen Kühlung eines HT-SQUID mittels eines Joule-Thomson- und eines Pulsrohrkühlers*, Verhandlungen der DPG, Reihe VI, Band 34, (1999), S. 974
- [8] Hohmann, R., Lienenrth, C., Zhang, Y., Bousack, H., Thummes, G., und Heiden, C., *Comparison of low noise cooling performance of a Joule-Thomson cooler and a pulse-tube cooler using a HT-SQUID*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 3688–3691
- [9] Burster Präzisionsmeßtechnik GmbH & Co KG, *Prüf- und Kalibrierprotokoll vom 11.11.1997 für Beschleunigungssensor: 89010-5, Serien Nr.: 630026*, <http://www.burster.de>, Talstraße 1-7, D-76593 Gernsbach
- [10] Frey, H., Haefler, A., *Tieftemperaturtechnologie*, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf (1981), S. 135–136

-
- [11] Landgraf R., *Test und Optimierung eines störarmen Pulsröhrenkühlers mit HT-SQUID-Gradiometer*, Diplomarbeit, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen, (1996)
- [12] Klundt, K., Lienerth, C., Thummes, G., Steinmeyer, F., Vester, M., Renz, W., Heiden, C., *Use of a Pulse Tube Refrigerator for Cooling a HTS-Antenna for Magnetic Resonance Imaging*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 43 (1998), p. 2085–2092
- [13] CRYOTIGER®, *IGC-APD Cryogenics - Europe*, www.apdcryogenics.com, 2 Eros House, Calleva Industrial Park, Aldermaston, Berks RG7 8LN, England
- [14] Hill, D., *Throttle cycle cooler vibration characterization*, Cryocoolers 9, Edited by R.G. Ross, Jr., Plenum Press, New York, (1997), p. 737–745
- [15] Hohmann, R., *SQUID-System mit Joule-Thomson-Kühlung zur Wirbelstromprüfung von Flugzeugfelgen*, Dissertation, Institut für Schicht- und Ionentechnik, Forschungszentrum Jülich GmbH und Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1999)
- [16] Gerster, J., Kaiser, G., Thürk, M. and Seidel, P., *Cooling of high- T_c cryoelectronic devices*, Proceedings of the 2nd International Summer School on High Temperature Superconductivity, held July 13-20, 1996, in Eger, Hungary (1996), p. 12–15
- [17] Roth, E., Green, G., and Chafe, J., *Shock and vibrating test of a two stage Gifford-McMahon cryocooler for use in a U.S. Navy magnetic minesweeping system*, Cryocoolers 8, Ed. R. G. Ross, Plenum Press, New York, (1995), p. 803–813
- [18] Lienerth, C., Thummes, G., und Heiden, C., *Low-Noise Cooling of HT-SQUIDs by Means of a Pulse Tube Cooler with Additional Vibration Compensation*, Proceedings of the 18th International Cryogenic Engineering Conference (ICEC18), Mumbai, India (2000), p. 555 - 558
- [19] Lienerth, C., Thummes, G., und Heiden, C., *Low-Noise Cooling of HT-SQUIDs by Means of a Pulse Tube Cooler with Additional Vibration Compensation*, 235. WE-Heraeus-Seminar, Challenges of Applied Cryoelectrics, 26 - 28 April 2000, at Schloss Rauschholzhausen, Ebsdorfergrund (Germany), (2000)
- [20] Stöcker, H., *Taschenbuch der Physik*, Verlag Harri Deutsch, 2. völlig überarbeitete und erweiterte Auflage, (1994), S. 147 und S. 589
- [21] PC-Computerprogramm, *Cryocomp V.2.0*, Eckels Engineering, 3322 Ebenezer Court Drive, Florence SC 29501
- [22] ISOLA AG, *Technische Information von Schichtpressstoffen für DURAVER G-10*, <http://www.isola.de>, Hovener Straße 56, D-52348 Düren
- [23] Weidl, R., Brabetz, S., Klemm, F., Dörrer, L., Schmidl, F., and Seidel, P., *Heart Monitoring with High- T_c d.c. SQUID*, Cryogenics, Vol. 37, Issue 10, (1997), p. 691–693

- [24] Seidel, P., Schmidl, F., Wunderlich, S., Dörrer, L., Vogt, T., Schneidewind, H., and Weidl, R., *High-Tc SQUID Systems for Practical Use*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 4077–4080
- [25] Krause, H.J., Zhang, Y., Hohmann, R., Grünekle, M., Faley, M.I., Lomparski, D., Maus, M., Bousack, H., and Braginski, A.I., *Eddy Current Aircraft Testing with Mobile HTS-SQUID Gradiometer System*, Proceedings of EUCAS '97, Edited by H. Rogalla, D.H.A. Blank, Applied Superconductivity, (1997), p. 775–780
- [26] Rijpma, A. P., Verberne, J. F. C., Witbreuk, E. H. R., and ter Brake, H. J. M., *Vibration reduction in a set-up of two split type Stirling cryocooler*, Cryocoolers 9, Edited by R.G. Ross, Jr., Plenum Press, New York, (1997), p. 727–736
- [27] SIGNAAL USFA, SIGNAAL USFA *High Reliability Cryocoolers*, <http://www.usfa.nl> oder <http://www.thales-cryogenics.com>, P.O. Box 6034, NL-5600 HA Eindhoven, Niederlande
- [28] Chan, C.K., Jaco, C., *Low Vibrational Performance of TRW Second-Generation Pulse Tube Cooler*, Proceedings of the 1999 Cryogenic Engineering Conference, held July 12-15, 1999 in Montreal, Quebec, Canada, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 45A, Edited by Shu et al., Kluwer Academic / Plenum Publishers, (2000), p. 577–584
- [29] KISTLER Instrumente GmbH, *General Force Measurement, 9287 Multicomponent Force Plate*, <http://www.kistler-deutschland.de>, Daimlerstraße 6, D-73760 Ostfildern
- [30] Williams, B., Jensen, S., and Batty, J.C., *An Advanced Solderless Flexible Thermal Link*, Cryocoolers 9, Edited by R.G. Ross, Jr., Plenum Press, New York, (1997), p. 807–812
- [31] Wigbers, I.J.G., *The Design, Development and Qualification of the SCIAMACH Radiant Cooler*, Cryocoolers 9, Edited by R.G. Ross, Jr., Plenum Press, New York, (1997), p. 917–923

8. Charakterisierung des PRK mittels direkt gekühltem HTSL-rf-SQUID-Magnetometer

Für die (*hoch-*)empfindliche Messung des magnetischen Flusses $\phi = \int \vec{B} d\vec{A}$ bzw. der magnetischen Flussdichte $B = \partial\phi/\partial A$ werden heutzutage die für diese physikalischen Größen empfindlichsten Sensoren, sogenannte SQUIDs (**S**upraleitende **Q**uanten**i**nterferenz **D**etektoren) verwendet. Ein SQUID-Sensor besteht aus einem mehrfach zusammenhängenden supraleitenden Bereich — z.B. einem Ring oder Zylinder, der an bestimmten Positionen des Materials mindestens eine oder mehrere Schwachstellen (*engl.: weak links*) besitzt, welche durch die sogenannten Josephson-Kontakte realisiert sind und zu den gleichnamigen Josephson-Effekten führen. Eine zusammenfassende Darstellung der Herstellungsmethoden von Josephson-Kontakten findet man in [1]. Diese Anordnungen zeichnen sich gegenüber anderen Messgeräten dadurch aus, dass sich das Ausgangssignal mit zunehmender Messgröße periodisch ändert und diese Periode einer Flussänderung im Messgerät von einem Flussquant $\phi_0 = h/2e = 2,07 \cdot 10^{-15} \text{ Vs}$ entspricht. Der Vorteil der SQUIDs besteht darin, dass sie einen internen Maßstab mit sehr feiner Unterteilung und daher extrem hoher Empfindlichkeit besitzen. Die allgemeinen Grundlagen, die theoretischen Modelle und die Funktionsweise dieser Sensoren sind in Übersichtsartikeln z.B. von Silver and Zimmerman [2] oder Clarke [3], [4] und in Büchern z.B. [5], [6] oder der einschlägigen Fachliteratur eingehend beschrieben.

Zur weiteren Untersuchung und Charakterisierung des Einflusses von den kühlerbedingten Störungen auf die später zu kühlenden, störempfindlichen Anwendungen, wurden Rauschmessungen mit einem HTSL-rf-washer-SQUID-Magnetometer durchgeführt. Neben den Einflüssen der in Kapitel 7 vorgestellten mechanischen Vibrationen werden mit dem SQUID-System auch die elektromagnetischen Störungen des Kühlers untersucht. Eine Analyse der kühlerbedingten Störungen des SQUID kann über Vor- und Nachteile von verschiedenen Kühlsystemen Aufschluss geben (*siehe hierzu Kapitel 2.1*).

Um das Potential des Pulsrohrkühlers für die störarme Kühlung von HTSL-SQUIDs zu untersuchen wurden Vergleichsmessungen mit einem empfindlichen SQUID zwischen dem in Kapitel 4 vorgestellten Pulsrohrkühler [7] und einem

Joule-Thomson-Kühler [8], [9] in abgeschirmter Umgebung durchgeführt. Dabei wurde ein sogenanntes rf-SQUID mit breitem SQUID-Ring — auch allgemein als „washer-SQUID“ bezeichnet [10] — verwendet, welches zum Auslesen an einen koplanaren Resonator angekoppelt war. Aufgrund der Funktions- und Bauweise der Kühler — beide besitzen keine bewegten Metallteile im Bereich des Kaltkopfes — sind dies zwei geeignete Kühlsysteme für die direkte, maschinelle Kühlung von Hochtemperatur-SQUIDs.

8.1. SQUID Vergleichsmessungen zwischen Joule-Thomson- und Pulsrohrkühler

In früheren Arbeiten von Thummes et al. [11], [12] konnte gezeigt werden, dass Pulsrohrkühler und Joule-Thomson-Kühler [13] für die direkte Kühlung von HTSL-SQUIDs geeignete Kühlsysteme sind. Bei vielen bisherigen Untersuchungen von SQUID-Anwendungen in Verbindung mit direkter Maschinenkühlung (siehe Kapitel 2.2.1) wurden relativ unempfindliche SQUIDs verwendet. Hier lag das Eigenrauschen in einem Bereich von $\geq 1 \text{ pT}/\sqrt{\text{Hz}}$, so dass die vom Kühlsystem erzeugten Störfelder, die geringer als etwa $1 \text{ pT}/\sqrt{\text{Hz}}$ waren, nicht nachgewiesen werden konnten. Für die meisten Applikationen von SQUIDs wird jedoch ein Eigenrauschen von $< 50 \text{ fT}/\sqrt{\text{Hz}}$ gefordert. Um für diese Anwendungen die hierbei auftretenden Störungen noch charakterisieren zu können, haben wir weitere Untersuchungen der magnetischen Störungen von Pulsrohrkühler bzw. Joule-Thomson-Kühler mit einem sehr empfindlichen SQUID-Magnetometer mit einem Eigenrauschen von $\approx 40 \text{ fT}/\sqrt{\text{Hz}}$ durchgeführt.

8.1.1. Beschreibung der beiden Kühlsysteme

8.1.1.1. Joule-Thomson Kühler

Für diese vergleichenden experimentellen Untersuchungen wurde eine modifizierte Version des kommerziell erhältlichen Joule-Thomson Kühler (JTK) der Firma APD, Modell CRYOTIGER® verwendet [14]. Der Kompressor hat eine elektrische Leistungsaufnahme von 500 W . Die original metallischen Verbindungsleitungen zwischen Kompressor und Kaltkopf wurden zur Reduktion der Übertragung von Vibrationen und zur elektrischen Isolierung durch 3 m lange, flexible Polyamid-Leitungen ersetzt. Als Arbeitsgas diente eine für das System optimierte Gasmischung aus Stickstoff und verschiedenen Kohlenwasserstoffen. Abbildung 8.1 zeigt den Kaltkopf des Joule-Thomson-Kühlers, den Kompressor und die Polyamid-Verbindungsleitungen.

Das (Gesamt-)System mit Joule-Thomson-Kühler wurde von Hohmann et al. [13] am Forschungszentrum Jülich GmbH im Institut für Schicht- und Ionentechnik (ISI)

8.1. SQUID Vergleichsmessungen zwischen Joule-Thomson- und Pulsrohrkühler

im Rahmen eines BMBF¹ geförderten Projektes aufgebaut, um auf dem Gebiet der zerstörungsfreien Materialprüfung (NDE) z.B. an Flugzeugfelgen ein Wirbelstromprüfsystem auf der Basis von HTSL-SQUIDs zu entwickeln [15].

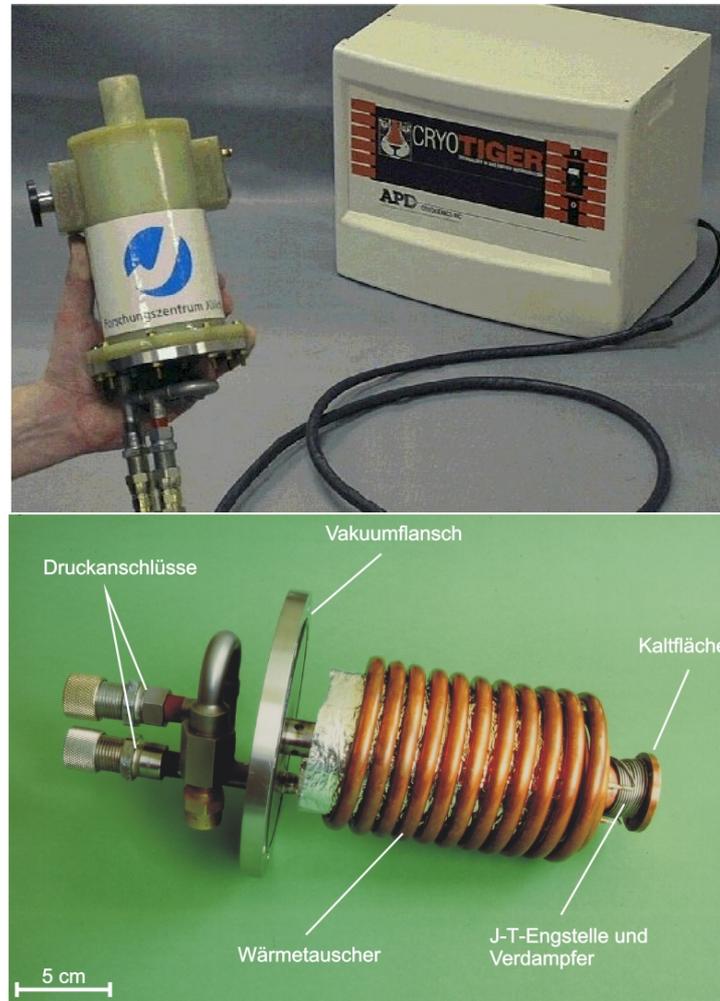


Abbildung 8.1.: Joule-Thomson Kühler, (oben) Modell CRYOTIGER® von APD [14] mit Kompressor, flexiblen Polyamid Leitungen und einem GFK Vakuumpfäß, (unten) Kaltkopf mit Wärmetauscher und Kaltfläche

Diese modifizierte Kühllerversion erreicht nach etwa 40 Minuten ohne angekoppelte Kühllast ihre Minimaltemperatur von $T_{min} = 70 \text{ K}$. Die Temperaturfluktuationen an der Kaltfläche im stationären Zustand bewegen sich im Bereich von etwa 10 mK . Ein aus GFK Material gefertigtes und speziell an den Messaufbau angepasstes Gefäß mit Evakuierungsflansch dient als Vakuumdewar. Es besteht die Möglichkeit, an der Kaltfläche ein Gefäß mit Zeolith anzubringen, welches im Betrieb als interne Vakuumpumpe dient. Damit können Vakuum-Standzeiten ohne aktives Pumpen von bis zu 2 Wochen erreicht werden.

¹Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie

8.1.1.2. Pulsrohrkühler

Der direkte Vergleich mit dem JTK wurde mit dem in [7] beschriebenen, aus Edelstahlrohren gefertigten Pulsrohrkühler durchgeführt. Der Betrieb erfolgte mit einem 2 kW Helium Kompressor der Firma LEYBOLD [16] (*Modell RW2*). Um elektromagnetische Störungen und mechanische Vibrationen vom Kompressor zu reduzieren, war dieser mit 4 m langen AEROQUIP-Leitungen mit dem Rotationsventil (*siehe Abbildung 5.10*) und dieses wiederum über 4 m lange Polyamid-Leitungen mit dem Kaltkopf verbunden. Die unbelastete Minimaltemperatur des Systems lag, wie bereits in Kapitel 4.1 angegeben, bei $T_{min} = 28 K$ und wurde in einer Abkühlzeit von 160 Minuten erreicht. Da kein Material für eine Kryopumpe installiert war, musste während den späteren Messungen das System permanent mit einer Vakuumpumpe evakuiert werden. Die charakteristischen Parameter beider Kühlsysteme sind in Tabelle 8.1 gegenübergestellt.

Tabelle 8.1.: Charakteristische Parameter des Joule-Thomson- und des Pulsrohrkühlers

Parameter	Joule-Thomson Kühler	Pulsrohrkühler
Leistungsaufnahme	500 W	2 kW (700 W optional)
Kompressorkühlung	Luftkühlung	Wasser-/Luftkühlung
Länge der Druckleitungen	3 m (bis zu 20 m)	4 m (bis zu 10 m)
Gewicht des Kaltkopfes	$\leq 2 kg$	$\leq 1,7 kg$
Minimaltemperatur	69 K	28 K
Kühlleistung	2 W bei 75 K (PT-13 Gas)	5 W bei 75 K
Abkühlzeit auf T_{min}	40 Minuten (ohne Belastung)	160 Minuten (ohne Belastung)
Temperaturfluktuationen	10 mK bei 69 K	$\leq 3,0 mK$ bei 28 K

Das Verhalten der Minimaltemperatur und die Bestimmung der Temperaturfluktuationen ist in Kapitel 6.1.2 wiedergegeben und ist für den hier verwendeten SS-PRK von der gleichen Größenordnung wie für den Titan-PRK. Ein Vergleich der Daten mit dem vibrationsgedämpften Aufbau des Titan-PRK erfolgt in Kapitel 8.2.

8.1.2. SQUID und Elektronik

Als empfindlicher Sensor für den Kühlervergleich wurde ein HTSL-rf-washer-SQUID mit koplanarem Resonator verwendet (*siehe Abbildung 8.2*). Die supraleitende Schicht besteht aus dem Material $YBa_2Cu_3O_{7-x}$ — kurz YBCO genannt — mit einer Dicke von etwa 200 nm und wird durch Laserablation auf ein Substrat aus Lantanaluminat ($LaAlO_3$) oder Strontiumtitanat ($SrTiO_3$) abgeschieden. Der Josephson-Kontakt ist als Stufenkontakt ausgeführt. Der SQUID-Ring hat eine

Größe von $100 \mu\text{m} \times 100 \mu\text{m}$ und eine Induktivität von $L_s \approx 150 \text{ pH}$. Der Washer mit einem Durchmesser von $3,5 \text{ mm}$ führt zu einer Fokussierung des magnetischen Flusses durch den SQUID, wodurch es zu einer Erhöhung der Feldempfindlichkeit des SQUID kommt. Der Resonator mit $8,0 \text{ mm}$ Durchmesser wird in Dünnschichttechnologie ausgeführt und in einer sogenannten „flip-chip Anordnung“ auf ein rf-SQUID-Magnetometer gelegt [17], [18], [19]. Abbildung 8.2 zeigt das Design des verwendeten SQUID und den koplanaren Resonator.

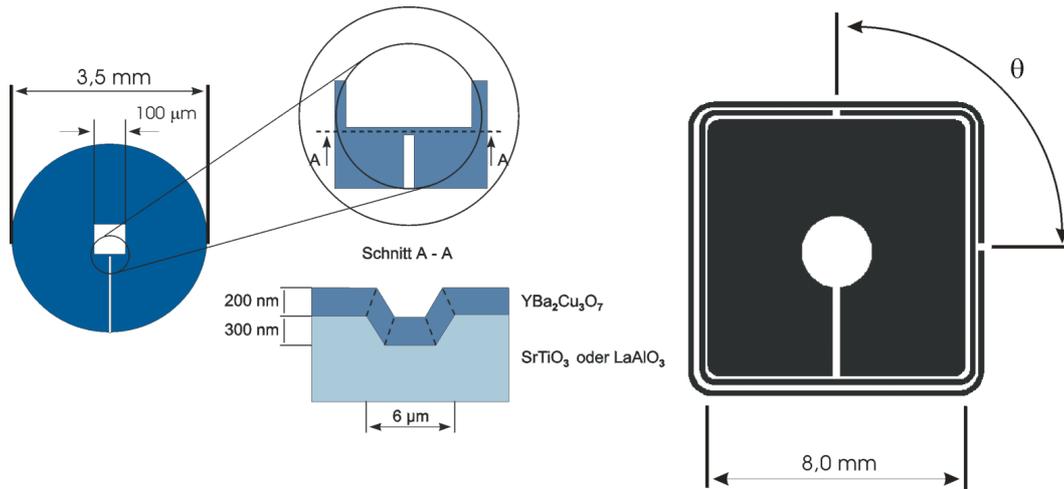


Abbildung 8.2.: rf-SQUID mit 3,5 mm Washer (links) und koplanarem Resonator mit integriertem Flusskonzentrator (rechts)

Die Resonanzfrequenz, welche über die relative Position der Schlitze (Winkel θ) in den Mikrostreifen bestimmt wird, lag im Betrieb bei etwa 1 GHz . Das SQUID wurde im sogenannten „flux-locked loop“-Modus mit einer modulationsfreien Elektronik betrieben. An diese Elektronik, welche näher in [19], [8] beschrieben ist, sind besondere Anforderungen zu stellen. Zu diesen Anforderungen zählen zum Beispiel eine ausgezeichnete Linearität und Phasenstabilität sowie eine besondere Rauscharmut. Der Feld- zu Fluss-Transformationskoeffizient betrug $\partial B/\partial\phi = 3,9 \text{ nT}/\phi_0$ mit einem im Betrieb gemessenen Spannungs- zu Fluss-Transformationskoeffizienten von $\partial V/\partial\phi = 3 \text{ V}/\phi_0$. Das SQUID System zeigt beim Betrieb in einem Stickstoffkryostat bei Frequenzen über 30 Hz ein weißes Feldrauschen von ca. $40 \text{ fT}/\sqrt{\text{Hz}}$, welches in Abbildung 8.5 wiedergegeben ist. In Tabelle 8.2 sind die charakteristischen Parameter des SQUID-Systems zusammengestellt.

8.1.3. Integration des SQUID in die Kühlsysteme

Für die vergleichenden Messungen zwischen Joule-Thomson- und dem Pulsrohrkühler war es notwendig, eine reproduzierbare und vor allem vergleichbare Montage von

Tabelle 8.2.: Eigenschaften eines HTSL-rf-washer-SQUIDs mit einlagigem Flusskonzentrator und integriertem, koplanarem Resonator. Die Rauschmessung erfolgte in einer 4-schaligen μ -Metall Abschirmtonne mit einer (analogen) 900 MHz-Elektronik.

Kennwerte eines rf-SQUIDs mit koplanarem Resonator	
Washer	3, 5 mm
SQUID-Ring	100 $\mu m \times 100 \mu m$
Abmessung Konzentrator	(einlagig) 8 mm \times 8 mm
Tankkreisfrequenz	600 – 950 MHz
Induktivität	150 pH
Feld-zu-Fluss-Transformationskoeffizient	3,9 nT/ ϕ_0
Feldempfindlichkeit bei 100 Hz	40 fT/ \sqrt{Hz}

ein und demselben SQUID in beide Kühlsysteme zu realisieren. Die Integration des SQUID in das System und die thermische Ankopplung an die Kaltfläche hat einen großen Einfluss auf das Betriebsverhalten des Sensors.

Um die Betriebstemperatur² des SQUIDs zu erreichen ist eine gute thermische Ankopplung des Sensors an die Kaltfläche nötig. Weiterhin sollte der Wärmeeintrag durch elektrische Zuleitungen bzw. HF-Kabel so gering wie möglich gehalten werden. Die Verwendung von metallischer Isolationsfolie zur Reduzierung der thermischen Strahlungsverluste sowie das thermische Abfangen der Zuleitungen ist bei Temperaturen von 30 – 70 K unverzichtbar.

Elektrische Leiter erzeugen ein thermisches Rauschen — bewegte Elektronen erzeugen elektrische und magnetische Felder — welches das Gesamtrauschen des SQUID-Systems erhöht. Insbesondere Materialien mit sehr hoher spezifischer elektrischer Leitfähigkeit³, wie z.B. Kupfer mit $\sigma_{Cu} = 64,51 \cdot 10^{-6} S/m$ oder Silber mit $\sigma_{Ag} = 66,66 \cdot 10^{-6} S/m$ [20], erzeugen bei niedrigen Temperaturen ein relativ hohes magnetisches Rauschen. Im Vergleich dazu hat Saphir eine spezifische elektrische Leitfähigkeit von $\sigma_{Saphir} \geq 10^{-12} S/m$ [21]. Unter anderem in den Arbeiten von Varpula [22] und Montsch [23] finden sich quantitative Untersuchungen dieses magnetischen Rauschens.

Für den in dieser Arbeit zur Untersuchung der kühlerinduzierten Störungen verwendeten SQUID mit einer Empfindlichkeit von 40 fT/ \sqrt{Hz} führt dieser Effekt zu einer nicht zu vernachlässigenden Verringerung der Empfindlichkeit. Da keine metallischen Bauteile aus den beiden Systemen entfernt werden können, muss versucht werden, einen gewissen Abstand zwischen SQUID und der metallischen

²Das SQUID-System ist normalerweise für den Betrieb im flüssigen Stickstoff bei 77 K optimiert.

³Die angegebene Werte gelten für 0°C.

Kaltfläche herzustellen, um so diesen Einfluss zu reduzieren. Hierzu wurde ein elektrisch nicht leitendes Material ausgesucht — in diesem Falle ein Zylinder aus einem Saphir-Einkristall (Al_2O_3) — welches bei tiefen Temperaturen von $10 - 80\text{ K}$ eine höhere Wärmeleitfähigkeit $\lambda(T)$ als Kupfer hat ($\max. \lambda_{Saphir} = 65\text{ W}/(\text{cm} \cdot \text{K})$ bei $T = 20 - 30\text{ K}$) [24].

Abbildung 8.3 zeigt die Anordnung des SQUIDs im Saphir-Zylinder und die Montage auf der Kaltfläche des Pulsrohrkühlers. Die Montage im Joule-Thomson-Kühler erfolgte analog zu dieser Darstellung und ist in [15] genauer beschrieben.

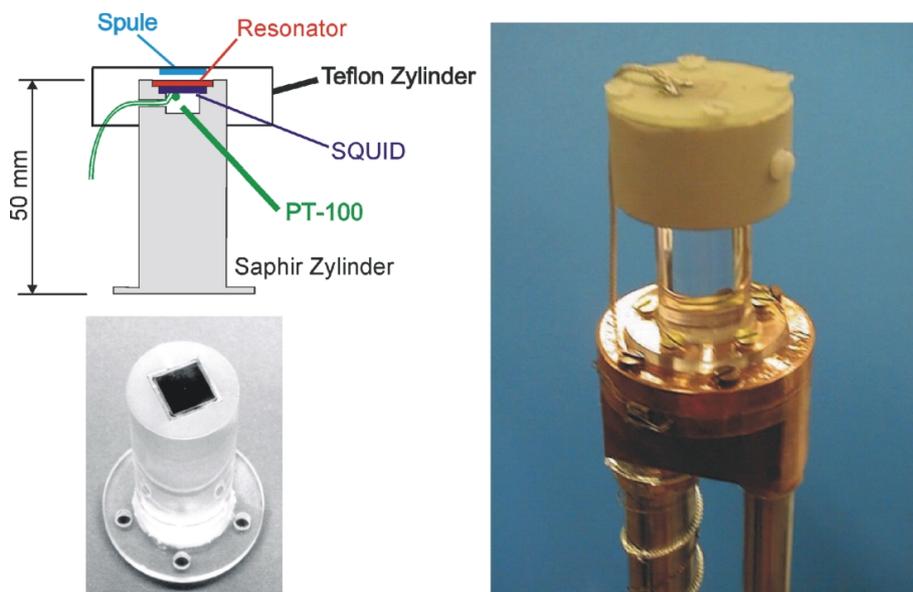


Abbildung 8.3.: Montage des SQUID-Systems im Saphir Zylinder (*links*) und Ankopplung an die Kaltfläche des Pulsrohrkühlers (*rechts*)

Der Saphir-Zylinder mit einer Länge von 50 mm wird über fünf Messing- oder Teflonschrauben auf die jeweilige Kaltfläche aufgeschraubt. Der SQUID sowie der koplare Resonator sind in einer in die Stirnfläche des Saphir-Fingers eingefrästeten Struktur (*Vertiefung*) eingebettet. Ein zusätzlich montierter PT-100 Sensor unterhalb der SQUID-Anordnung ermöglicht die Messung der Temperatur am Ort des SQUIDs und kann gleichzeitig bei laufendem Kühler zum kurzzeitigen Aufwärmen der Anordnung über die Sprungtemperatur T_c verwendet werden, um eventuell eingefrorene Flussfäden — dieser Effekt wird im englischen als „*pinning*“ bezeichnet — durch nochmaliges Abkühlen innerhalb der Abschirmung zu eliminieren. Die Kopplung zur Elektronik, welche sich auf Raumtemperatur und ausserhalb des Vakuumsystems befindet, erfolgt induktiv über eine gedruckte Spule, die sich oberhalb des Resonators befindet. Ein Teflon-Zylinder (*Polytetrafluorethylen, PTFE*), der zur Dämpfung von kurzzeitigen Temperaturfluktuationen dient, umschließt den oberen Teil des Saphir-Zylinders.

8.1.4. Ergebnisse und Diskussion der Messungen

8.1.4.1. Messung und Vergleich der mechanischen Vibrationen

Gemessen wurden die mechanischen Vibrationen der Kaltfläche von beiden Kühlsystemen mittels eines Beschleunigungssensors in den drei senkrecht zueinander stehenden Raumrichtungen. Die Beschreibung und Ergebnisse der Messungen für den Pulsrohrkühler sind in Kapitel 7, Abbildung 7.6, die Ergebnisse für den Joule-Thomson Kühler in [8] genauer beschrieben. Da die Vibrationen des JTK durch die Veränderung des Arbeitsgases stark von der Temperatur abhängig sind, wurden die Vibrationen der Kaltfläche mit einer aufwändigen thermischen Isolierung der Beschleunigungssensoren bei 77 K gemessen.

Abbildung 8.4 zeigt den Vergleich der gemessenen Beschleunigungen der Kaltfläche am PRK und am JTK in Z-Richtung.

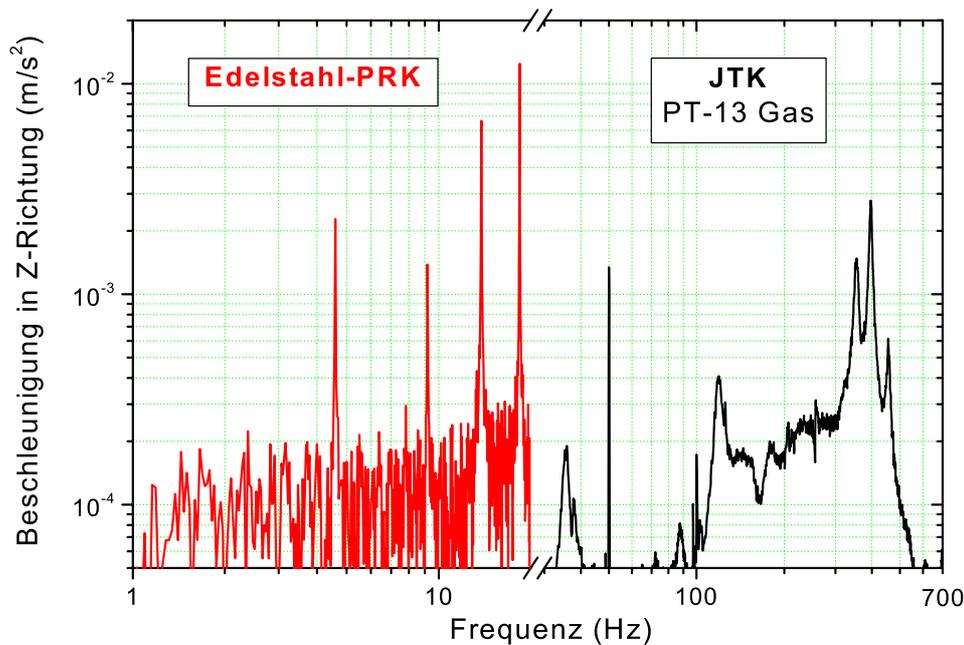


Abbildung 8.4.: Vergleich der Beschleunigung von den Kaltflächen des Joule-Thomson-Kühlers und des Edelstahl-Pulsrohrkühlers

Das Spektrum des Pulsrohrkühlers zeigt die aus Kapitel 7 schon bekannten diskreten Peaks bei Frequenzen, welche als die Arbeitsfrequenz von $f_{puls} = 4,6\text{ Hz}$ und deren Harmonischen identifiziert wurden. Die Amplitude der Beschleunigung am Kaltkopf in Z-Richtung beträgt ca. $2,5\text{ mm/s}^2$ bei $4,6\text{ Hz}$.

Das in Verbindung mit dem Joule-Thomson-Kühler gemessene Rauschspektrum gibt

eine etwas andere Charakteristik wieder. Der gesamte Frequenzbereich lässt weniger, dafür jedoch breitere Peaks erkennen. Die stärksten Vibrationen treten in einem breiten Frequenzband zwischen 100 Hz und 500 Hz mit einer maximalen Amplitude der Beschleunigung von ca. $3,0 \text{ mm/s}^2$ bei 400 Hz auf. Die gemessenen Vibrationen kommen zum einen über die Verbindungsleitungen des Kaltkopfes zum Kompressor zustande. Zum anderen erzeugt das Arbeitsgas im kalten Zustand beim strömenden Durchgang durch das Joule-Thomson-Ventil ein akustisches Rauschen, welches sich als breitbandiges Spektrum im magnetischen Rauschen bzw. im SQUID-Signal widerspiegelt. Teile des verwendeten Gasgemisches (*PT-13 Gas*) sind bei Temperaturen von unter 80 K nicht mehr vollständig im gasförmigen Aggregatzustand (*Anteile davon sind teilweise schon flüssig*). Hierdurch wird ein sauberer Durchfluss durch das Ventil verhindert. Die statistisch auftreffenden Tröpfchen erzeugen somit ebenfalls Vibrationen des Kaltkopfes.

8.1.4.2. Magnetische Feldgradienten in der μ -Metall Abschirmtonne

Da ein Großteil der Störsignale im SQUID-Rauschspektrum durch die Bewegung des Sensors in einem statischen, inhomogenen magnetischen Feld zustande kommt, ist es wichtig, die magnetischen Feldgradienten $\partial B_k / \partial k$ in der zu messenden Umgebung zu kennen. Die Bezeichnung k steht für jeweils eine der drei Raumrichtungen X, Y, Z . Eine Bewegung des SQUIDs in einem homogenen Magnetfeld erzeugt keine Änderung des Ausgangssignals der SQUID-Elektronik. Hierzu wurden mit einem 3-Achsen-Fluxgate-Magnetometer von BILLINGSLEY MAGNETICS (*Modell TFM100-LN*) [25] mit einer Empfindlichkeit von $10 \mu\text{T/V}$ die Gradienten in der vierfach μ -Metall Abschirmtonne am Ort des SQUIDs gemessen⁴. Das Gerät hat eine Genauigkeit von typischerweise 0,5% im gewählten Messbereich von $\pm 500 \text{ nT}$.

Tabelle 8.3 gibt die gemittelten Feldgradienten in den drei räumlichen Richtungen ($k \equiv X, Y, Z$) wieder.

Tabelle 8.3.: Werte der mit einem Fluxgate gemessenen magnetischen Feldgradienten $\partial B_k / \partial k$ ($k \equiv X, Y, Z$) in der 4-fach μ -Metall Abschirmung am Ort des SQUID

	X-Richtung (nT/m)	Y-Richtung (nT/m)	Z-Richtung (nT/m)
$\partial B_k / \partial k$	$186,6 \pm 2,5$	$204,3 \pm 2,5$	$251,3 \pm 2,5$

Eine lineare Bewegung von $10 \mu\text{m}$ in longitudinaler Z-Richtung würde in diesem Gradienten zu einer entsprechenden Magnetfeldänderung von etwa 2 pT führen.

⁴Die Messung dieser Magnetfelder erfolgte im März 1998. Diese Zeitangabe ist für die in Kapitel 8.2 zwei Jahre später erfolgten SQUID-Messungen in der gleichen Abschirmtonne von Bedeutung.

8.1.4.3. Vergleich der SQUID-Rauschmessungen

Die Messungen der SQUID-Rauschspektren wurden mit einem Spektrumanalysator von HEWLETT PACKARD (*Dynamic Signal Analyser, Modell 35670 A*) aufgenommen und erfolgten in der vierfachen μ -Metall Abschirmung, um die vorhandenen Umgebungsstörungen (*Laborrauschen*) auszuschließen. Die verwendete Schirmung ist in der Lage, die (*elektro-*)magnetischen 50 Hz Störungen im SQUID-Signal unter ein Niveau von etwa 1 pT abzuschwächen. Zu beachten war, dass sich der SQUID jeweils im eingebauten Zustand mit PRK und JTK an der gleichen Position und Orientierung in der Tonne befinden musste, denn der Feldgradient ist ortsabhängig. Um die Spektren bis zu Frequenzen von 12810 Hz mit einer ausreichenden Auflösung darstellen zu können, wurde der gesamte Frequenzbereich in drei Teilbereiche unterteilt. In jedem der drei Frequenzbereiche — $F1 = 0,09 - 100,09\text{ Hz}$, $F2 = 1 - 1601\text{ Hz}$ und $F3 = 10 - 12810\text{ Hz}$ — erfolgte die Aufnahme des Spektrums mit jeweils 800 Daten-Punkten. Durch das direkte Aneinandersetzen der drei Einzelspektren erhält man das in Abbildung 8.5 dargestellte Gesamtspektrum. Zu sehen ist ein Vergleich der gemessenen Feldempfindlichkeit von ein und demselben verwendeten SQUID, gekühlt in flüssigem Stickstoff (LN_2), und gekühlt in Verbindung mit dem Joule-Thomson- sowie dem Pulsrohrkühler.

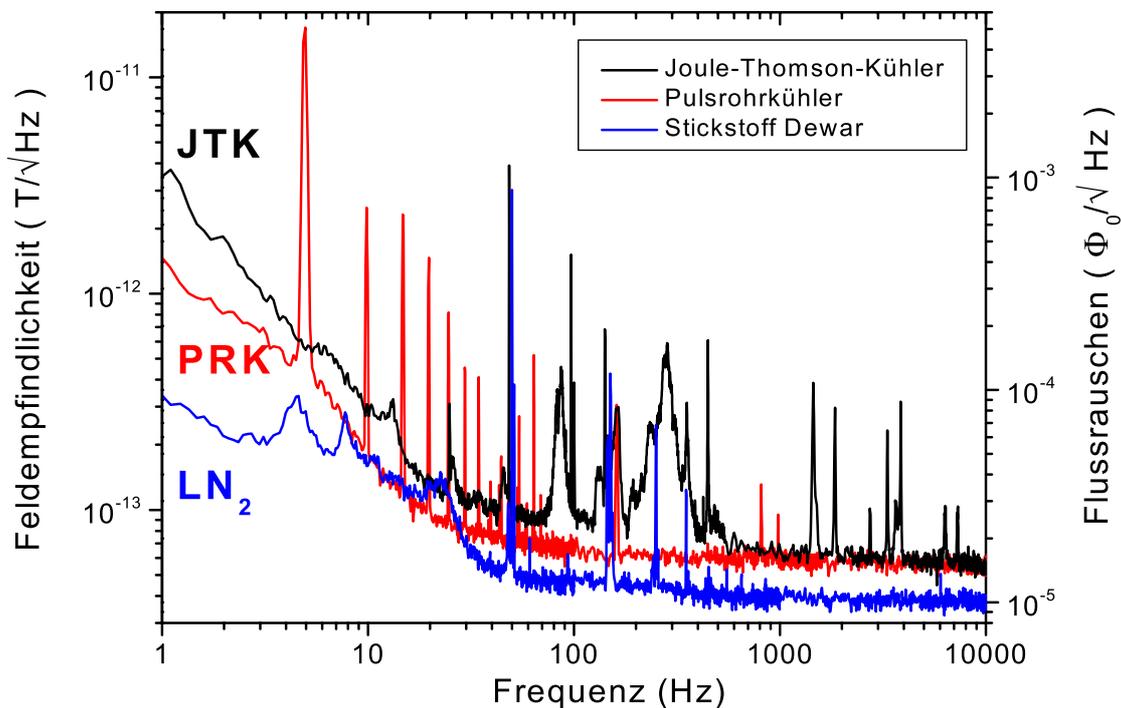


Abbildung 8.5.: Vergleich der Feldempfindlichkeit eines rf-SQUIDs bei direkter Kühlung mit einem Joule-Thomson- und einem Pulsrohrkühler

In Verbindung mit beiden Kühlern wird ein weißes Flussrauschen von etwa $15 \mu\phi_0/\sqrt{Hz}$ erreicht, was einer Feldempfindlichkeit von $60 fT/\sqrt{Hz}$ entspricht. Diese leichte Erhöhung des weißen Rauschens gegenüber den Messungen in flüssigem Stickstoff (siehe Kapitel 8.1.3, mit $40 fT/\sqrt{Hz}$) konnte mit der Anwesenheit der metallischen Superisulationsfolie in der Nähe des koplanaren Resonators und mit einer Verschlechterung der Einkopplung der Hochfrequenz in den koplanaren Resonator erklärt werden. Dadurch trägt das Eigenrauschen der SQUID-Elektronik etwas stärker zum Gesamtrauschen bei.

Der Joule-Thomson Kühler zeigt einen Einfluss auf das SQUID-Signal mit charakteristischen Störungen in einem breiten Frequenzband im Bereich von $100 Hz$ bis $500 Hz$.

Das Spektrum in Verbindung mit dem Pulsrohrkühler zeigt ein etwas geringeres Rauschen bei niedrigen Frequenzen von $f \leq 500 Hz$ und charakteristische, diskrete Peaks bei $4,6 Hz$ und deren Harmonischen. Bei der Fundamentalfrequenz von $4,6 Hz$ beträgt die Höhe des Peaks $16,8 pT/\sqrt{Hz}$.

In Verbindung mit beiden Kühlern wird ein leicht erhöhtes $1/f$ Rauschen gegenüber der Messung im LN_2 registriert. Dieser Anstieg des Niveaus ab Frequenzen unterhalb von $40 Hz$ begrenzt natürlich die Empfindlichkeit des Sensors in diesem Bereich. Die Hauptursache für das niederfrequente Zusatzrauschen ist die thermisch aktivierte Bewegung von Flussfäden in der supraleitenden Schicht des SQUIDs. Es ist sehr wahrscheinlich, dass bei den Messungen in Verbindung mit den Kühlsystemen während des Abkühlvorganges magnetischer Fluss im supraleitenden Material eingefangen wurde (engl.: *pinning*). In den Arbeiten von Selders et al. [26], oder Gail [27] werden Verfahren vorgestellt, die zur Reduzierung dieses Zusatzrauschens genutzt werden können.

8.1.4.4. Kreuzkorrelationsmessungen von SQUID- und Vibrationssignal

Um die Signale in den SQUID-Rauschspektren eindeutig zu identifizieren, wurden Kreuzkorrelationsmessungen zwischen dem SQUID-Signal und den Vibrationen der Kaltfläche mittels eines Beschleunigungssensors (siehe Kapitel 7.2) durchgeführt. Hierbei war der SQUID im System an der Kaltfläche und gleichzeitig der Beschleunigungssensor von außen an dem Vakuumgefäß montiert. Die Messungen über zwei unterschiedliche Eingangskanäle am Spektrumanalysator werden im sogenannten „*coherence mode*“ normiert, so dass dem Wert „1“ eine vollständige und dem Wert „0“ überhaupt keine Kohärenz zugeordnet werden kann. Eine Kohärenz von kleiner als eins signalisiert das Vorhandensein von externem Rauschen, Nichtlinearitäten im System oder unerwarteten Eingangssignalen [28].

Abbildung 8.6 zeigt die Korrelationsmessung von SQUID-Signal und Vibrationen in Z-Richtung für den Joule-Thomson- und den Pulsrohrkühler.

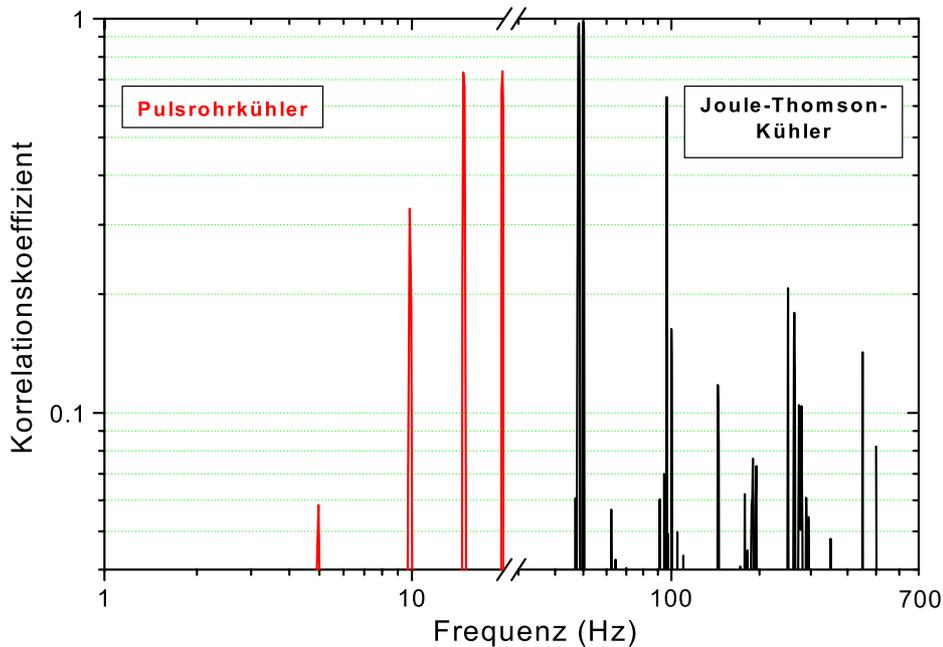


Abbildung 8.6.: Korrelation zwischen den Vibrationen in Z-Richtung (*sensitive SQUID-Richtung*) und dem SQUID-Signal in Verbindung mit dem Joule-Thomson- und Pulsrohrkühler

Die Messungen erfolgten im *rms*-Mode mit jeweils 100 Mittelungen. Es ist klar zu erkennen, dass die Vibrationen der Kühlsysteme die Quelle der Störungen im SQUID Rauschspektrum sind.

Die Reduzierung der Vibrationen des PRK erfolgte mittels der Methoden der passiven Vibrationsdämpfung nach Kapitel 7.5. Für den Joule-Thomson-Kühler könnte ein Austausch des verwendeten Arbeitsgases sinnvoll sein [29], welche das in Kapitel 8.1.4 beschriebene akustische Rauschen im Joule-Thomson-Ventil bei Temperaturen von ca. 77 K nicht entstehen lässt.

8.2. SQUID Messungen mit passiver Vibrationsdämpfung

Analog zu den Untersuchungen aus Kapitel 8 sollen die gleichen SQUID-Messungen mit dem in Kapitel 5 beschriebenen Titan-Pulsrohrkühler durchgeführt werden. Nachdem in Kapitel 8.1.4 aufgrund von Kreuzkorrelationsmessungen die Störsignale im SQUID-Rauschspektrum den Vibrationen des Kühlsystems zugeschrieben werden konnte, wurden die SQUID-Messungen mit der in Kapitel 7.6.4 beschriebenen passiven Vibrationsdämpfung durchgeführt. Aufgrund der in Abbildung 7.20 dargestellten reduzierten Vibrationsdaten — in Z-Richtung von $6,11 \mu\text{m}$ auf $0,69 \mu\text{m}$ — sollte sich auch eine Reduzierung der Störsignale im entsprechenden SQUID-Rauschspektrum verwirklichen lassen. Die Ergebnisse dieses Kapitels werden in [30] veröffentlicht.

8.2.1. Verwendeter SQUID und Integration in das vibrationsgedämpfte Titan-PRK-System

Das in Kapitel 8.1.2 und Tabelle 8.2 beschriebene SQUID war bedingt durch einen natürlichen Alterungsprozess während der zweijährigen Lagerung zu unempfindlich geworden. Für die im folgenden beschriebenen Messungen wurde ein ähnliches HTSL-rf-washer-SQUID mit den in Tabelle 8.4 beschriebenen Kennwerten verwendet.

Tabelle 8.4.: Eigenschaften des zweiten HTSL-rf-washer-SQUIDs mit einlagigem Flusskonzentrator und integriertem, koplanarem Resonator. Die Rauschmessung erfolgte in einer 4-schaligen μ -Metall Abschirmtonne mit einer (*analogen*) 900 MHz-Elektronik.

Kennwerte des zweiten rf-SQUIDs mit koplanarem Resonator	
Washer	$3,5 \text{ mm}$
SQUID-Loop	$150 \mu\text{m} \times 150 \mu\text{m}$
Abmessung Konzentrator	(<i>einlagig</i>) $8 \text{ mm} \times 8 \text{ mm}$
Tankkreisfrequenz	$600 - 950 \text{ MHz}$
Induktivität	250 pH
Feld-zu-Fluss-Transformationskoeffizient	$2,5 \text{ nT}/\phi_0$
Feldempfindlichkeit bei $f > 100 \text{ Hz}$	$45 \text{ fT}/\sqrt{\text{Hz}}$

Der Spannungs-zu-Fluss-Transformationskoeffizient betrug am Ausgang der Elektronik im flux-locked-loop $\partial V/\partial\phi = 1,9 \text{ V}/\phi_0$. Das im flüssigen Stickstoff (LN_2) aufgenommene Rauschspektrum ist in Abbildung 8.8 dargestellt.

Die Integration des SQUIDs und des koplanaren Resonators erfolgt auf die gleiche Weise wie in Kapitel 8.1.3 Abbildung 8.3 beschrieben, über die thermische

Ankopplung eines 50 mm langen Saphir-Zylinders. Abbildung 8.7 zeigt die Montage des Saphirs auf der zweiten Kaltfläche des vibrationsgedämpften Aufbaus nach Methode 4 (siehe Kapitel 7.6.4) an dem Titan-Pulsrohrkühler.

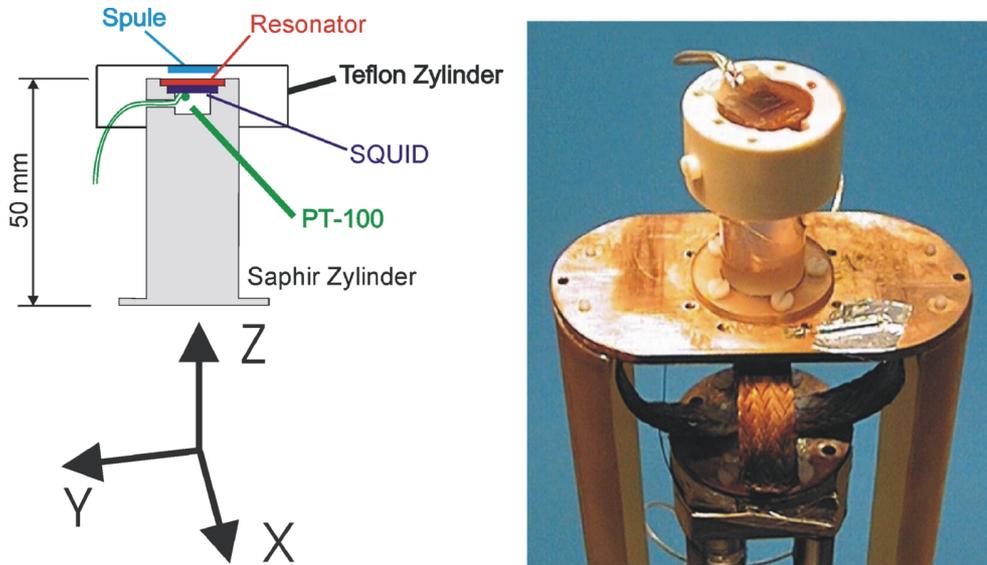


Abbildung 8.7.: Ankopplung des Saphir-Zylinders an die zweite, passiv vibrationsgedämpfte Kaltfläche (Methode 4) des Titan-Pulsrohrkühlers

Man erkennt auf dem rechten Foto die gedruckte Spule an der Stirnfläche des Saphir Zylinders zur induktiven Kopplung an die Elektronik, welche sich auf Raumtemperatur befindet. Das Hochfrequenzkabel wird während des gesamten Betriebs nicht an bestimmten Kaltteilen des PRK-Systems thermisch abgefangen, sondern hat eine lockere und flexible Verbindung direkt zum warmen Ende des PRK, wo es über eine vakuumdichte SMA-Buchse nach außen geführt wird. Der umschließende Teflon Zylinder dient wiederum zum Abfangen von kurzzeitigen Temperaturfluktuationen am Ort des SQUIDs.

In dieser Konfiguration — mit 10 Lagen Superisulationsfolie — erreicht das System beim Optimieren mit einer maximalen Druckamplitude von $\Delta p = 9,27 \text{ bar}$ am Haupteinlass eine Minimaltemperatur der ersten Kaltfläche von $T_{min,1} = 56 \text{ K}$. Auf der zweiten Kaltfläche wurden $T_{min,2} = 59 \text{ K}$ und direkt unterhalb des SQUIDs am Saphir 60 K gemessen. Dieser geringe Temperaturgradient von $\Delta T = 4 \text{ K}$ von der ersten Kaltfläche zum Ort des SQUIDs verdeutlicht die gute thermische Abkopplung der einzelnen Teile. Mit den Daten der Kupfer-Litze für Methode 4 aus Kapitel 7.6.4 ergibt sich dann nach [31] für diesen Temperaturbereich $\bar{\lambda} = 5,45 \text{ W}/(\text{cm} \cdot \text{K})$. Gleichung 7.10 liefert für den Wärmeeintrag auf die zweite Kaltfläche und den Saphir Zylinder einen Wert von $\dot{Q} \approx 0,8 \text{ W}$.

Die SQUID-Messungen in Kapitel 8.1.4 erfolgten bei $T = 75 \text{ K}$. Um vergleichbare Bedingungen zu den damaligen Untersuchungen herzustellen erfolgte eine Reduktion der Druckamplitude Δp über einen Bypass am Rotationsventil. Ein Druckhub von $\Delta p = 7 \text{ bar}$ reichte aus, um das System auf $T = 70 \text{ K}$ am Ort des SQUID abzukühlen.

8.2.2. Ergebnisse und Diskussion der vibrationsgedämpften SQUID-Messungen

Die Rauschmessungen erfolgten in der gleichen, vierfach geschirmten μ -Metall Abschirmung wie in Kapitel 8.1.4 beschrieben. Das Gesamtspektrum setzt sich wieder aus den Messungen in den drei Frequenzbereichen — $F1 = 0,09 - 100,09 \text{ Hz}$, $F2 = 1 - 1601 \text{ Hz}$ und $F3 = 10 - 12810 \text{ Hz}$ — mit jeweils 800 Daten-Punkten zusammen um eine ausreichende Auflösung zu erhalten. In Abbildung 8.8 ist ein Vergleich der gemessenen Feldempfindlichkeit von dem in Tabelle 8.4 beschriebenen SQUID zu sehen. Die Charakterisierung des SQUID durch die Kühlung an einem Probenhalter in Verbindung mit flüssigem Stickstoff ist mit LN_2 bezeichnet. Die beiden anderen Kurven stellen die Rauschmessungen bei direkter Kühlung in Verbindung mit dem Titan-Pulsrohrkühler dar, wobei einmal mit und einmal ohne vibrationsgedämpften Aufbau nach Methode 4 abgekühlt wurde.

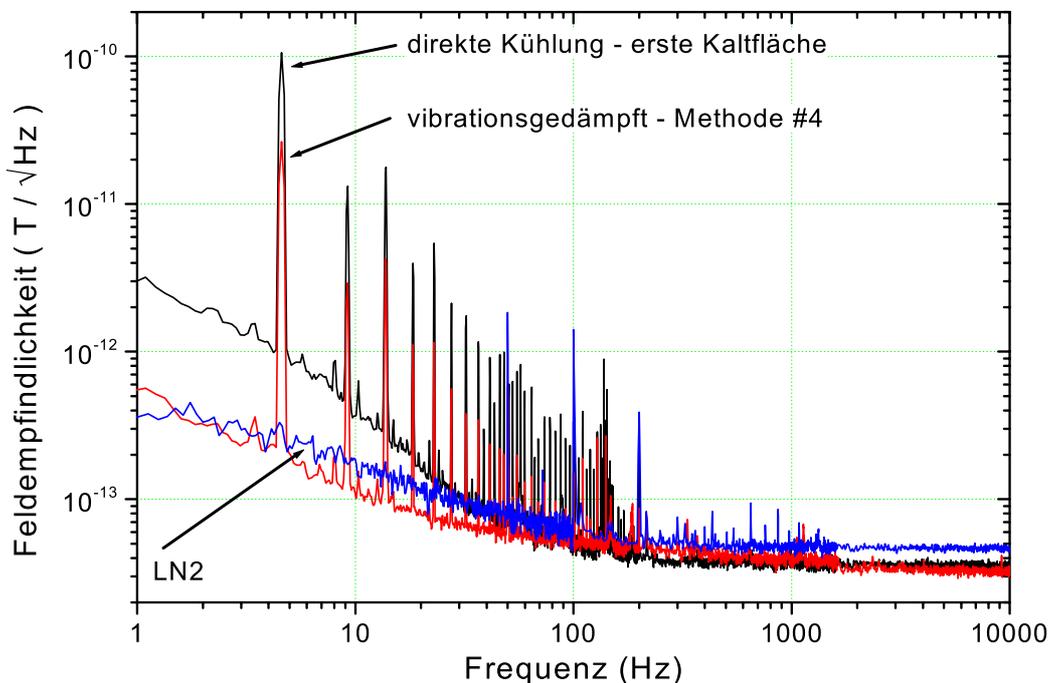


Abbildung 8.8.: Vergleich der Feldempfindlichkeit eines rf-SQUIDs bei direkter und vibrationsgedämpfter Kühlung (Methode 4) mittels des Titan-Pulsrohrkühlers

Die Kühlung in Verbindung mit dem Pulsrohrkühler auf 70 K zeigt eine Feldempfindlichkeit von $35\text{ fT}/\sqrt{\text{Hz}}$ ab Frequenzen oberhalb von 1 kHz , was einem weißen Flussrauschen von etwa $15\text{ }\mu\phi_0/\sqrt{\text{Hz}}$ entspricht. Dieses Rausch-Niveau ist etwas niedriger als das weiße Rauschen, welches in einem Flüssig-Stickstoffkryostaten bei $T_{LN_2} = 77\text{ K}$ mit $45\text{ fT}/\sqrt{\text{Hz}}$ erreicht wird. Diese Differenz kommt durch die etwas unterschiedlichen Arbeitstemperaturen von $\Delta T = 7\text{ K}$ zustande, da bei 70 K das thermische Rauschen nach Varpula et al. [22] und Montsch [23] insgesamt verringert ist.

Die beide gemessenen Spektren in Verbindung mit dem PRK (*mit und ohne passive Vibrationsdämpfung*) zeigen diskrete Peaks bei der Frequenz von $f = 4,6\text{ Hz}$ und deren Oberwellen. Bei der Fundamentalfrequenz von $f = 4,6\text{ Hz}$ beträgt die Höhe der Peaks bei direkter Kühlung $105,9\text{ pT}/\sqrt{\text{Hz}}$ und mit Vibrationsdämpfung $26,5\text{ pT}/\sqrt{\text{Hz}}$. Dies entspricht einer Reduktion der Peakhöhe um einen Faktor 4. Interessanterweise ist auch das niederfrequente $1/f$ Rauschen bei Frequenzen unterhalb von 40 Hz deutlich reduziert, was jedoch nach Ferrari et al. [32], Gail [27] oder Schöne [33] auch wieder durch das Einfangen von magnetischem Fluss während des Abkühlvorganges begründet sein kann.

8.3. Vergleich mit früheren Messergebnissen

Es ist (*leider*) nicht möglich, die gemessenen SQUID-Ergebnisse in Verbindung mit dem Edelstahl-PRK aus Kapitel 8.1.4 — gemessen im März 1998 — direkt mit den SQUID-Ergebnissen aus diesem Kapitel — gemessen im August 2000 mit dem Titan-PRK — zu vergleichen. Die Peakhöhe in dem Spektrum der Feldempfindlichkeit des Edelstahl PRK aus Abbildung 8.5 bei der Fundamentalfrequenz von $f = 4,6\text{ Hz}$ liegt mit $16,8\text{ pT}/\sqrt{\text{Hz}}$ geringfügig niedriger als der Peak von $26,5\text{ pT}/\sqrt{\text{Hz}}$, welcher mit dem vibrationsgedämpften Aufbau nach Abbildung 8.8 aufgenommen wurde, obwohl auf eine möglichst genaue Reproduzierbarkeit der Randbedingungen geachtet wurde.

Da nach Abbildung 7.20 die Vibrationen durch die Dämpfungsmethoden deutlich reduziert wurden und nach Abbildung 8.8 die Peaks der Spektren um einen Faktor 4 reduziert sind, kommt nur noch eine Veränderung der Magnetisierung bzw. der magnetischen Gradientenfelder innerhalb der verwendeten Abschirmtonne als Begründung in Betracht, warum die Peaks auf dem Rauschspektrum nicht in ihren Absolutwerten weiter reduziert sind. Eine Zeitspanne von über 2 Jahren erweist sich als zu lange, um direkt die Messdaten miteinander vergleichen zu können. Man hätte vor Beginn von beiden Messungen die Abschirmtonne nach einem standardisierten Verfahren entmagnetisieren und sich von der (*wenigstens annähernden*) Gleichheit der (*Rest-*)Magnetfelder innerhalb der Tonne überzeugen müssen.

Ein indirekter (*rechnerischer*) Vergleich ist jedoch möglich, wenn man die 1998 gemessenen Feldgradienten der Abschirmtonne nach Tabelle 8.3 und die unabhängig davon gemessenen Werte der Vibrationen des Edelstahl-PRK und des vibrationsgedämpften Titan-Pulsrohrkühlers nach Tabelle 7.3 zugrunde legt. Nach Gleichung 8.1 lässt sich der Wert einer magnetischen Feldänderung ΔB_{kk} berechnen, den der SQUID detektieren würde, wenn eine Bewegung um Δk in dem Gradientenfeld $\partial B_k / \partial k$ vollzogen wird. Dabei entspricht der Wert k jeweils einer der drei gemessenen Raumrichtungen X, Y und Z.

$$\Delta B_{kk} = \frac{\partial B_k}{\partial k} \cdot \Delta k \quad (8.1)$$

Der resultierende Wert der Änderung des magnetischen Feldes — bei einer ganz bestimmten Druckamplitude Δp — ist dann in einer Näherung durch die geometrische Überlagerung ΔB_{vib} der Einzelfelder ΔB_{kk} in jeder der gemessenen Raumrichtungen Δk nach Gleichung 8.2 gegeben als

$$\Delta B_{vib} = \sqrt{(\Delta B_{xx})^2 + (\Delta B_{yy})^2 + (\Delta B_{zz})^2} \quad (8.2)$$

In Tabelle 8.5 sind zum Vergleich der Ergebnisse des Edelstahl- und Titan-PRK die gemessenen und berechneten Werte der magnetischen Feldänderung für eine Druckamplitude von $\Delta p = 7 \text{ bar}$ und der Pulsfrequenz von $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ wiedergegeben.

Tabelle 8.5.: Indirekter Vergleich zwischen Edelstahl- und Titan-Pulsrohrkühler durch theoretische Berechnung der magnetischen Feldwerte aufgrund von Vibrationen im Gradientenfeld einer μ -Metall Abschirmtonne bei $\Delta p = 7 \text{ bar}$ und $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$

Richtung Δk	Feldgradient $\partial B_k / \partial k$ (nT/m)	Vibrationen SS-PRK (μm)	gedämpft Ti-PRK (μm)	Edelstahl ΔB_{kk} (Tesla)	Titan ΔB_{kk} (Tesla)
x	186.6	2.98	0.87	$5.56 \cdot 10^{-13}$	$1.62 \cdot 10^{-13}$
y	204.3	3.30	1.63	$6.74 \cdot 10^{-13}$	$3.33 \cdot 10^{-13}$
z	251.3	6.11	0.69	$1.53 \cdot 10^{-12}$	$1.73 \cdot 10^{-13}$
$\Delta B_{vib} = \sqrt{(\Delta B_{xx})^2 + (\Delta B_{yy})^2 + (\Delta B_{zz})^2}$				1,76 pT	0,41 pT

Aufgrund der gemessenen Vibrationen und der dadurch erzeugten Bewegung im Gradientenfeld wären nach dieser Abschätzung für den Edelstahl-PRK eine Magnetfeldänderung von $\Delta B_{vib}^{SS} = 1,76 \text{ pT}$ und für den vibrationsgedämpften

Titan-PRK $\Delta B_{vib}^{Ti} = 0,41 \text{ pT}$ zu erwarten. Dies entspricht einer Reduktion des erzeugten Magnetfeldsignals durch die passive Vibrationsdämpfung um einen Faktor $\Delta B_{vib}^{SS}/\Delta B_{vib}^{SS} = 4,3$. Abbildung 8.9 zeigt die Berechnung der Magnetfeldvariation aufgrund der gemessenen Vibrationen in Abhängigkeit des Druckhubes Δp am Haupteinlass für den Edelstahl-PRK und den passiv vibrationsgedämpften Titan-Pulsrohrkühler (*Methode 4*).

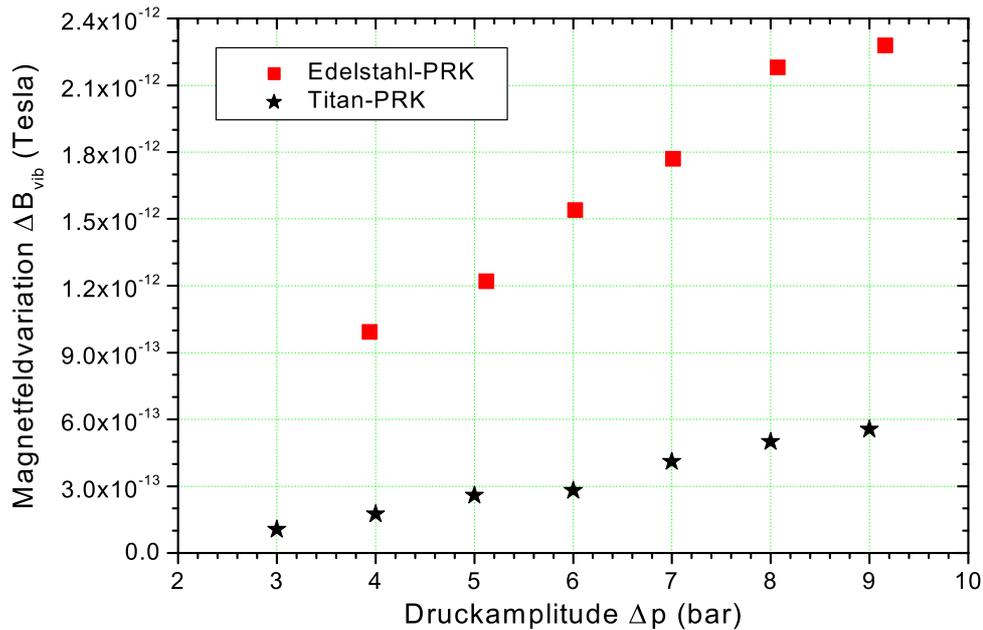


Abbildung 8.9.: Vergleich der theoretisch zu erwartenden Magnetfeldvariationen ΔB_{vib} aufgrund der gemessenen Vibrationen und der vorhandenen magnetischen Gradientenfelder in der 4-fach μ -Metall Abschirmtonne für den Edelstahl-PRK und den Titan-PRK

Es sollte erwähnt werden, dass in diesen theoretischen Vergleich nicht die magnetischen Gradientenfelder eingegangen sind, die von den Metallteilen der Kühlsysteme erzeugt wurden, da die genaue Größenordnung diese Werte nicht bekannt war. Diese Gradienten, die aufgrund einer leichten remanenten Magnetisierung der Edelstahlrohre erzeugt werden, treten durch die Verwendung der Rohre aus Titan-Legierung (*siehe Kapitel 5*) nicht mehr auf. Somit sollte die tatsächliche Reduzierung der kühlerinduzierten Störungen im SQUID-Signal noch etwas größer als ein Faktor von 4,3 sein, wie die in Abbildung 8.9 dargestellten Berechnungen zeigen.

Zur Identifizierung des Ursprungs der in Abbildung 8.8 noch verbleibenden Störungen hat man die verbleibenden Restvibrationen, vorhandenen Temperaturfluktuationen und oszillierenden Magnetfelder von evtl. anwesenden Wechselströmen in der Umgebung des SQUID zu berücksichtigen.

Literaturverzeichnis

- [1] B.B., Schwartz, and Foner, S., *Superconductor Applications: Squids and Machines*, Plenum Press, New York–London, (1977), p. 231
- [2] Silver, A.H., Zimmerman, J.E., *Phys. Rev.* 157, (1967), p. 317
- [3] Clarke, J., *SQUID Fundamentals*, in *SQUID Sensors: Fundamentals, Fabrication and Application*, edited by Harold Weinstock, NATO ASI Series E: Applied Sciences - vol. 329 (1996), p. 1–62
- [4] Clarke, J., *Superconductor Applications - SQUIDs and Machines*, B.B.Schwartz and S.Foner, Eds, Plenum Publishing Corp., New York, (1977), p. 67
- [5] Edited by W.Göpel, J.Hesse, J.N.Zemel, *Sensors — A Comprehensive Survey*, Volume 5 (Magnetic Sensors), VCH-Verlag (1989)
- [6] Barone, A., and Paterno, G., *Physics and Applications of the Josephson Effect*, John Wiley & Son, New York (1982)
- [7] Lienerth, C., *Untersuchung zur Optimierung eines Pulsröhrenkühler für den Betrieb von HTSL-Bauelementen*, Diplomarbeit, Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1997)
- [8] Hohmann, R., Lienerth, C., Zhang, Y., Bousack, H., Thummes, G., und Heiden, C., *Comparison of low noise cooling performance of a Joule-Thomson cooler and a pulse-tube cooler using a HT-SQUID*, Proceedings of the ASC'98, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 9, (1999), p. 3688–3691
- [9] Lienerth, C., Hohmann, R., Zhang, Y., Bousack, H., Thummes, G., und Heiden, C., *Vergleichende Untersuchungen zur vibrationsarmen Kühlung eines HT-SQUID mittels eines Joule-Thomson- und eines Pulsrohrkühlers*, Verhandlungen der DPG, Reihe VI, Band 34, (1999), S. 974
- [10] Ketchen, M. B. and Jaycox, J.M., *Appl. Phys. Lett.* 40, (1982), p. 736
- [11] Thummes, G., Landgraf, G., Mück, M., Klundt, K., and Heiden, C., *Operation of a High- T_c SQUID Gradiometer by Use of a Pulse Tube Refrigerator*, Proceedings of ICEC16/ICMC, Kitakyushu, Japan, 20th - 24th May 1996, T. Haruyama, T. Mitsui, and K.Yamafuji, eds., Elsevier Science, Oxford, New York, Tokyo, (1997), p. 283–286

- [12] Thummes, G., Landgraf, R., Giebeler, F., Mück, M., Heiden, C., *Pulse Tube Refrigerator for High T_c SQUID Operation*, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 41 (1996), p. 1463–1470
- [13] Hohmann, R., Krause, H.-J., Soltner, H., Faley, M. I., Zhang, Y., Copetti, C.A., Bousack, H., and Braginski, A.I., *HTS SQUID System with Joule-Thomson Cryocooler for Eddy Current Nondestructive Evaluation of Aircraft Structures* IEEE Trans. on Appl. Supercond. 7, (1997), p. 2860–2865
- [14] APD CRYOTIGER®, <http://www.apdcryogenics.com>, IGC-APD Cryogenics Inc., 1833 Vultee Street, Allentown, PA 18103-4783
- [15] Hohmann, R., *SQUID-System mit Joule-Thomson-Kühlung zur Wirbelstromprüfung von Flugzeugfelgen*, Dissertation, Institut für Schicht- und Ionentechnik, Forschungszentrum Jülich GmbH und Institut für Angewandte Physik, Justus-Liebig-Universität Gießen (1999)
- [16] LEYBOLD Vakuum, <http://www.leyboldvac.de>, Leybold Vakuum GmbH, Bonner Strasse 498, D-50968 Köln
- [17] Zhang, Y., Wolters, N., Zeng, X.H., Schubert, J., Zander, W., Soltner, H., Banzet, M., Rüdgers, F., and Braginski, A.I., *Washer rf SQUID Magnetometers with Coplanar Resonators at 77 K*, 6th International Superconductive Electronics Conference (ISEC '97), Berlin, Vol. 1, (1997), p. 51–53 (S1)
- [18] Zhang, Y., Soltner, H., Wolters, N., Zander, W., Schubert, J., Banzet, M., and Braginski, A.I., *HTS rf SQUIDS with Fully Integrated Planar Tank Circuits*, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 7, (1997), p. 2870–2873
- [19] Zhang, Y., Zander, W., Schubert, J., Rüdgers, F., Soltner, H., Banzet, M., Wolters, N., Zeng, Y.H., and Braginski, A.I., *Operation of High-Sensitivity Radio Frequency superconduction Quantum Interference Device Magnetometers with Superconducting Coplanar Resonators at 77 K*, Appl. Phys. Lett. 71 (5), (1997), p. 704–706
- [20] Kohlrausch, F., *Praktische Physik — Band 3 — Tafeln*, B. G. Teubner Stuttgart, 22. neubearbeitete und ergänzte Auflage, 1968
- [21] Goodfellow, *Produktkatalog für Metalle, Polymere, Keramiken und andere Materialien*, <http://www.goodfellow.com>, Goodfellow Deutschland, Postfach 13 43, D-61213 Bad Nauheim
- [22] Varpula, T., and Poutanen, T., *Magnetic field fluctuations arising from thermal motion of electric charge in conductors*, J. Appl. Phys. 55(11) (1984)
- [23] Montsch, A., *Rauschmessungen mit HTSL-SQUID-Systemen für biomagnetische und werkstoffuntersuchende Anwendungen*, Diplomarbeit, RWTH Aachen (1997)
- [24] Pobell, F., *Matter and Methods at low Temperatures*, Springer-Verlag (1992)

-
- [25] Billingsley, *Manual for Low Noise Miniature Triaxial Fluxgate Magnetometer, Specification Sheet* — <http://www.magnetometer.com>, Billingsley Magnetics, 2600 Brighton Damroad, Brokevill, Maryland, USA
- [26] Selders, P., and Wördenweber, R., *Low frequency noise reduction in $YBa_2Cu_3O_{7-\delta}$ superconducting quantum interference devices by antidots*, Appl. Phys. Lett. 76, (2000), p. 3277–3279
- [27] Gail, J.C., *Untersuchungen zur Reduzierung des niederfrequenten Zusatzrauschens von SQUIDs durch hochfrequente Entmagnetisierung*, Dissertation, Institut für Angewandte Physik, Justus–Liebig–Universität Gießen (1999)
- [28] Hewlett Packard, *Bedienungsanleitung zum Spektrumanalysator, Modell HP-35670A*, Key Reference, Kapitel 4-48
- [29] Gong, M.Q., Luo, E.C., Zhou, Y., Liang, J.T., and Zhang, L., *Optimum Composition Calculation for Multicomponent Cryogenic Mixture Used in Joule-Thomson Refrigerators*, Proceedings of the 1999 Cryogenic Engineering Conference, held July 12-15, 1999 in Montreal, Quebec, Canada, Advances in Cryogenic Engineering Vol. 45A, Edited by Shu et al., Kluwer Academic / Plenum Publishers, (2000), p. 283–290
- [30] Lienerth, C., Thummes, G., und Heiden, C., *Progress in Low Noise Cooling Performance of a Pulse-Tube Cooler for HT-SQUID Operation*, Proceedings of the ASC'2000, IEEE Trans. Appl. Supercond., Vol. 10, (2001)
- [31] PC-Computerprogramm, *Cryocomp V.2.0*, Eckels Engineering, 3322 Ebenezer Court Drive, Florence SC 29501
- [32] Ferrari, M.J., Johnson, M., Wellstood, F.C., Clarke, J., Rosenthal, P.A., Hammond, R.H., and Beasley, M.R., Appl. Phys. Lett., 53, (1999), p. 695
- [33] Schoene, S., *Untersuchungen über die Drift und das Rauschen des Ausgangssignals von DC-SQUIDs*, Dissertation, Institut für Angewandte Physik, Justus–Liebig–Universität Gießen (1996)

9. Zusammenfassung

Seit der Entdeckung der ersten hochtemperatur-supraleitenden Materialien im Jahre 1996 erfolgten beachtliche Fortschritte in der Entwicklung und Anwendung der supraleitenden Elektronik und Sensorik. Für diese Technologie ist eine Kühlung der Materialien bis zu Temperaturen unter $T = 120\text{ K}$ bislang unumgänglich. Eine breite Akzeptanz auf dem Markt wird erst dann stattfinden, wenn man von der bislang üblichen Kälteversorgung mittels flüssigem Kühlmittel zu anderen, kontinuierlich arbeitenden Kühlmethoden übergeht. Diese müssen zuverlässig und quasi unsichtbar im Hintergrund ihre Arbeit leisten (*siehe Kapitel 2*). Aus der Gruppe der regenerativ arbeitenden Gaskältemaschinen stellt der Pulsrohrkühler (*PRK*) ein Kühlsystem dar, welches aufgrund seines einfachen Aufbaues und seiner Arbeitsweise ohne jegliche bewegte Teile im Kaltteil (*siehe Kapitel 3*) eine zuverlässige und störarme Kühlung von empfindlichen Sensoren wie z.B. Infrarot- oder SQUID-Sensoren ermöglicht.

Im Rahmen dieser vorliegenden Arbeit wurde ein solcher flexibler, einstufiger Double-Inlet-Pulsrohrkühler in U-Rohr-Konfiguration für den Temperaturbereich bis hinab zu 30 K aufgebaut und getestet. Der wesentliche Bestandteil der Arbeit war neben den grundlegenden Untersuchungen zur Optimierung der allgemeinen Betriebsparameter die Charakterisierung und Reduzierung von vorhandenen mechanischen Vibrationen der Kaltfläche für eine möglichst störarme Kühlung von HTSL-SQUID-Sensoren. Den Einfluss dieser Vibrationen und die elektromagnetischen Störsignale des Kühlsystems wurden mit Hilfe eines direkt gekühlten hochempfindlichen HTSL-rf-washer-SQUID-Magnetometers in magnetisch abgeschirmter Umgebung gemessen und charakterisiert.

Zur Vermeidung von kühlerinduzierten (*elektro-*)magnetischen Störfeldern, welche die Messaufgabe der empfindlichen SQUIDs beeinträchtigen würden, wurden zum Aufbau des Kaltkopfes Materialien verwendet, die keine magnetische Remanenz aufweisen. Für die Rohre von Pulsrohr und Regenerator wurde eine Titan-Legierung ($Ti_{94.5}Al_3V_{2.5}$), für die Kaltfläche reines Titan verwendet. Die Regeneratormatrix besteht vollständig aus Phosphor-Bronze-Sieben der Mesh-Zahl 245. Betrieben wird das System mit einem 2 kW Helium Kompressor, welcher über 4 m lange AEROQUIP®-Leitungen mit einem Rotationsventil verbunden ist. Für den flexiblen Einsatz und zur Reduzierung der EM-Störsignale ist der Kaltkopf über eine 4 m lange, flexible Polyamid-Leitung mit dem Rotationsventil verbunden.

Das System erreicht mit einer Pulsfrequenz von $f_{puls} = 4,6 \text{ Hz}$ nach ca. 70 min seine Minimaltemperatur von $T_{min} = 31 \text{ K}$. Die Temperaturfluktuationen betragen dann $\Delta T = 2,37 \text{ mK}$. Eine Extrapolation der gemessenen Kühlleistung auf 80 K ergibt $4,60 \text{ W}$ bei ca. $1,6 \text{ kW}$ Eingangsleistung. Die Abhängigkeit der Minimaltemperatur vom Inklinationswinkel des Kaltkopfes im Gravitationsfeld der Erde zeigt bei $\vartheta = 135^\circ$ eine maximale Temperaturvariation von $\Delta T = 58 \text{ K}$. Wird das System im horizontalen Betrieb ($\vartheta = 90^\circ$) optimiert, so ergibt sich eine Minimaltemperatur von $T_{min} = 43 \text{ K}$ und eine maximale Temperaturvariation von $\Delta T = 34 \text{ K}$ bei $\vartheta = 135^\circ$.

Zur Optimierung des PRK wurde an einem vergleichbaren, älteren System das erst seit 1996 bekannte Problem des Gas-Gleichstromes (*DC-Fluss*) durch das „Double-Inlet-Ventil“ untersucht. Angetrieben wird dieser DC-Fluss — und der damit verbundene kontinuierliche dissipative Wärmeeintrag zum kalten Ende — durch einen unterschiedlichen Mitteldruck vor dem Regenerator und dem Ballastvolumen, welcher sich durch unsymmetrische Flussimpedanzen wie z.B. Nadelventile ausbilden kann.

Durch eine gezielte Veränderung der Druckwellenform über die Variation des Rotationskörpers zugunsten einer verlängerten Niederdruck- und verkürzten Hochdruckphase, konnte diese Mitteldruckdifferenz von anfänglich $|\Delta \langle p \rangle| = 0,16 \text{ bar}$ auf $0,004 \text{ bar}$ gesenkt werden. Durch diese DC-Fluss-Kompensation ließ sich die Minimaltemperatur von anfänglich $32,3 \text{ K}$ auf $T_{min} = 25,87 \text{ K}$ absenken und die Kühlleistung bei 50 K von $P(50\text{K}) = 1,70 \text{ W}$ auf $2,47 \text{ W}$ steigern.

Als weitere Methode der qualitativen Messung des DC-Flusses wurde an dem Titan-PRK das Temperaturprofil entlang Pulsrohr und Regenerator in Abhängigkeit der Druckwellenform untersucht. Mittels eines Schrittmotors und Indexsteuerung konnte eine nicht konstante Rotationsgeschwindigkeit des Drehventils bezüglich des Verhältnisses der Zeiten von Hoch- und Niederdruck in gewissen Grenzen frei programmiert werden. Über die Veränderung und Verschiebung der Temperaturprofile zum warmen oder kalten Ende konnte die Richtung des DC-Flusses (*positiv oder negativ*) beeinflusst bzw. kompensiert werden.

Die Dritte Methode der Optimierung erfolgte durch die Einführung einer gewissen „Totzeit“ in die Druckwellenform. Zwischen dem Umschalten von Hoch- und Niederdruck wurde mittels eines speziellen Rotationskörpers und der Schrittmotorsteuerung eine Zeitspanne gesetzt, in der der Kaltkopf nicht mit dem Kompressor verbunden ist. Hierdurch ließ sich die Minimaltemperatur des Ti-PRK von $T_{min} = 31 \text{ K}$ ohne Totzeit auf $T_{min} = 27,6 \text{ K}$, mit einer Totzeit von $W = \frac{t_{druck}}{t_{tot}} = 0,5$ senken. Die Kühlleistung bei 80 K konnte bei diesem System von $4,60 \text{ W}$ auf $7,52 \text{ W}$ gesteigert werden.

In Folge der periodischen Druckbelastung von Pulsrohr und Regenerator kommt es durch die axialen Spannungen und die Elastizität des Materials zu einer elastischen Längenänderung der Rohre und somit zu Vibrationen. Zur Untersuchung und Charakterisierung dieser mechanischen Vibrationen der Kaltfläche wurden mit einem empfindlichen Beschleunigungssensor die Beschleunigungsspektren in drei aufeinander senkrecht stehenden Raumrichtungen gemessen. In Abhängigkeit der Druckamplitude zeigten sich im aufgenommenen Frequenzbereich von $0 - 25 \text{ Hz}$ charakteristische Peaks bei Frequenzen von $f = 4,6 \text{ Hz}$ und deren Harmonischen, die eindeutig der Arbeitsfrequenz des PRK zuzuordnen sind. Die Umrechnung auf „Peak zu Peak“ Auslenkungen ergab, dass für einen charakteristischen Druckhub von $\Delta p = 7 \text{ bar}$ die Vibrationen in der Größenordnung von $3 \text{ }\mu\text{m}$ und $7 \text{ }\mu\text{m}$ in X- und Y-Richtung, sowie $5 \text{ }\mu\text{m}$ in axialer Z-Richtung liegen.

Zur Reduzierung dieser Vibrationen wurden vier Methoden einer passiven Vibrationsdämpfung realisiert. Das Prinzip besteht darin, in das bestehende System eine zweite, vibrationsgedämpfte Kaltfläche zu integrieren, auf der die stör- und vibrationsarm zu kühlende Applikation montiert wird. Diese Kaltfläche wird über verschiedene starre Verbindungen aus GFK (*Halbschalen oder Vollzylinder*) mit dem warmen Ende des Kühlers (*Basis-Flansch*) verbunden, welche gleichzeitig als stabile Stütze dient. Die zweite Kaltfläche steht über gut thermisch leitende, hoch flexible Verbindungen (*Kupfer-Litze oder spiralgewundenes Kupfer-Kabel*) mit der eigentlichen Kaltfläche des Kühlers in Verbindung. Die auftretenden Vibrationen an der ersten Kaltfläche werden durch die flexiblen Verbindungen abgefangen und machen sich damit im idealen Fall nicht an der zweiten Kaltfläche bemerkbar.

Die vergleichenden Untersuchung der Vibrationen von der zweiten Kaltfläche in Verbindung mit den vier realisierten Dämpfungsmethoden ergab folgendes Ergebnis: Es konnten die Werte der Vibrationen in jeder der drei Raumrichtungen bei einem Druckhub von $\Delta p = 7 \text{ bar}$ auf unter $0,7 \text{ }\mu\text{m}$ reduziert werden. Für keine der vier getesteten Methoden ergab sich, dass in alle Raumrichtungen die niedrigsten Werte gemessen wurden. Vielmehr ist es so, dass für die verschiedenen Raumrichtungen jeweils die eine oder die andere Dämpfungsmethode die geringsten Vibrationen der zweiten Kaltfläche liefert.

Zur weiteren Untersuchung und Charakterisierung des Einflusses von kühlerbedingten Störungen wurden Rauschmessungen mit einem empfindlichen HTSL-rf-washer-SQUID-Magnetometer (*Eigenrauschen von $\approx 40 \text{ fT}/\sqrt{\text{Hz}}$*) durchgeführt. Neben den Einflüssen der mechanischen Vibrationen wurden mit dem SQUID-System auch die elektromagnetischen Störungen des Kühlers untersucht.

Die Ergebnisse der Optimierung des Pulsrohrkühlers für eine störrarme SQUID-Kühlung wurden bei Vergleichsmessungen mit einer Joule-Thomson-Kältemaschine Modell CRYOTIGER® KC 100 von APD demonstriert. Hierbei wurde dasselbe rf-SQUID-Magnetometer nacheinander in beide Kühler integriert und innerhalb einer magnetischen Abschirmung betrieben. Die Empfindlichkeit des gekühlten SQUIDs lag in beiden Fällen mit $60 fT/\sqrt{Hz}$ nur unwesentlich oberhalb der Werte für eine Kühlung mit flüssigem Stickstoff. Dennoch wurden Störungen des SQUID-Signals beobachtet, die mittels Korrelationsmessungen auf die Restvibrationen der Kaltflächen zurückgeführt werden konnten. Beide Kühler unterscheiden sich hinsichtlich der Frequenzbereiche der Vibrationen. Die Störungen des PRK treten bei der Arbeitsfrequenz des Kühlers von $4,6 Hz$ und deren Harmonischen auf. Die Störungen des Joule-Thomson-Kühlers treten in Frequenzbanden oberhalb von $80 Hz$ auf und sind durch die Strömung des Flüssigkeits-Gas-Gemisches durch die Joule-Thomson-Engstelle bedingt. Die erzielten Ergebnisse der Integration eines hochempfindlichen rf-SQUID-Magnetometers in das Kühlsystem eines Joule-Thomson-Kühler und in einen Pulsrohrkühler und die durchgeführten Messungen der erreichbaren SQUID-Feldempfindlichkeit sind im internationalen Vergleich führend.

Weiterhin konnte gezeigt werden, dass die eingeführten passiven Vibrationsdämpfungen eine Möglichkeit bieten, durch die Reduzierung der mechanischen Vibrationen auch eine Reduzierung der kühlerinduzierten Störungssignale eines direkt gekühlten SQUIDs um einen Faktor 4 zu erreichen. Dieses Ergebnis bestätigt, dass die durch die Druckwellenform induzierten Vibrationen des Regenerators und Pulsrohres und die hieraus resultierende Bewegung innerhalb eines inhomogenen magnetischen Restfeldes, die Hauptquellen für Störungen im Rauschspektrum des SQUID sind.

Abschließend soll noch bemerkt werden, dass die Leistungsfähigkeit eines Refrigerator gekühlten SQUID-Messsystems abhängig ist von der jeweiligen Messaufgabe und mit der bloßen Angabe eines einzelnen Rauschspektrums nicht eindeutig charakterisiert werden kann. Grund dafür ist, dass das Rauschen bzw. die Störpeaks von verschiedenen Faktoren, wie z.B. Größe und Art der den Sensors umgebenden (*Rest-*)Magnetfelder, Betriebstemperatur, Messbandbreite des Spektrumanalysators, Sensortyp usw. abhängt. Die Folge davon ist, dass sich die Messergebnisse von verschiedenen Arbeitsgruppen (*vergl. Kapitel 2.2*) nur bedingt miteinander vergleichen lassen.

10. Ausblick

Die wachsende und fortschreitende Entwicklung — speziell im Bereich der Supraleitung und Infrarottechnologie — hat in den letzten Jahren zu einem starken Anstieg von kryogenen Anwendungen geführt. Gleichmaßen wachsen auch die Anforderungen an die in diesem Bereich kälteerzeugenden Kühlsysteme. Mit dem in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellten System des Double-Inlet-Pulsrohrkühlers konnte z.B. die erfolgreiche Integration einer HTSL-Empfangsantenne in das System eines Kernspintomographen oder die störarme Kühlung von empfindlichen HTSL-SQUID-Magnetometern demonstriert werden. Die Vorteile gegenüber anderen Kühlsystemen wurde in den Kapitel 1 - 3 hinreichend beschrieben.

Für die Weiterentwicklung und breitere Markteinführung des Pulsrohrkühlers sind jedoch noch weitere Optimierungen notwendig. Als Ansatzpunkte seien hier genannt:

- *Steigerung der Effektivität*

D.h. die Erhöhung der Kühlleistung bei Absenkung der Eingangsleistung: erstrebenswert wäre auch hier ein Übergang auf luftgekühlte Kompressoren, um unabhängig von der zur Zeit nötigen Wasserkühlung zu sein.

- *Gezielte Kontrolle bzw. Beherrschung der Gas-Gleichstrom-Verluste*

Da sich der DC-Fluss einer direkten Messung entzieht, ohne die Leistungsfähigkeit einzuschränken, sind diese Untersuchungen bzw. Optimierungen sehr zeitaufwändig. Wünschenswert wäre eine Einstellung des DC-Flusses unabhängig von den Ventilimpedanzen. Sollte es nicht gelingen, z.B. durch symmetrische Flussimpedanzen oder andere Ventil-Konstruktionen diese Art von Verlusten reproduzierbar in den Griff zu bekommen, so sollte man die Optimierung von Orifice- oder Inertance-Tube-PRK's verstärkt vorantreiben.

- *Reduzierung bzw. Unterdrückung des Tilteffektes*

Lediglich für Systeme mit hohen Pulsfrequenzen bzw. kleinen Durchmessern des Pulsrohres tritt dieser Verlustmechanismus aufgrund von Konvektion durch Dichteunterschiede des Arbeitsgases nicht zu Tage. Für alle anderen PRK mit niedrigen Frequenzen ist dies bei Anwendungen mit variabler Orientierung zur Zeit das größte ungelöste Problem z.B. bei Detektorkühlung in der Radioastronomie.

- *Reduktion der mechanischen Vibrationen*

Wie die theoretischen Berechnungen der Längenänderung von Edelstahl- und Titanrohre gezeigt haben lässt sich eine höhere Stabilität durch eine größere Wandstärke der Rohre erreichen. Aufgrund der axialen Wärmeleitung wird dies jedoch zu Lasten der erreichbaren Minimaltemperatur und Kühlleistung gehen. Bei der Materialauswahl der Rohre spielt der Quotient E/λ ($E = E\text{-Modul}$, $\lambda = \text{Wärmeleitfähigkeit}$) eine entscheidende Rolle.

- *SQUID Messungen*

Zur Identifizierung des Ursprungs der in Abbildung 8.8 noch verbleibenden Störungen im SQUID-Rauschspektrum hat man die verbleibenden Restvibrationen, vorhandenen Temperaturfluktuationen und oszillierenden Magnetfeldern von evtl. anwesenden Wechselströmen in der Umgebung des SQUID zu berücksichtigen. Trotz des nicht magnetischen Titan-Kaltteils gibt der metallische Werkstoff einen Ansatzpunkt für Wirbelstrom- und Induktionseffekte. Da die vom PRK induzierten Störungen jedoch sehr diskret und genau zu charakterisieren sind, kann man durch geeignete Anwendung von elektronischen Filtertechniken (z.B. *Kamm-Filter*) diese Störsignale vollständig eliminieren. Für Messaufgaben in magnetisch ungeschirmter Umgebung, wo SQUID-Gradiometer mit einer Empfindlichkeit von z.B. $500 \text{ fT}/(\text{cm} \cdot \sqrt{\text{Hz}})$ eingesetzt werden, wären die in Abbildung 8.8 detektierten Störsignale nicht sichtbar. Die Störpeaks des PRK (*auch ohne Vibrationsdämpfung*) liegen für diese Art von Anwendungen schon unterhalb des Rauschniveaus der Sensoren.

- *Langlebige Rotationsventile und Kompressoren*

Die einzigen bewegten und mit Verschleiß behafteten Komponenten eines PRK-Systems sind der Kompressor und das Rotationsventil. Um die Lebensdauer bzw. Wartungsintervalle weiter zu erhöhen sind in diesem Bereich noch einige Weiterentwicklungen nötig.

A. Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Tabelle A.1.: Verzeichnis der verwendeten Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
A	Fläche
$ADDA$	Analog-Digital, Digital-Analog
Al_2O_3	Saphir bzw. Aluminiumoxid (Korund)
A_{PR}	Querschnittsfläche des Pulsrohres
a, a_{rms}	Beschleunigung bzw. Effektivwert der Beschleunigung
a_{eff}	effektiver Akkommodationskoeffizient
B	magnetische Flussdichte
BMBF	Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie
ΔB_{kk}	magnetische Flussänderung in einer Raumrichtung k
ΔB_{vib}	geometrische Überlagerung der ΔB_{kk} Werte
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
CNC	Computer Numeric Control
DC_T	normierte Temperatur bei DC-Fluss Messungen
DC_p	Mitteldruckdifferenz beim DC-Fluss
DIPRK	Double-Inlet Pulsrohrkühler
d	Drahtdicke der Regeneratornetze
d_i	Durchmesser der flexiblen Polyamidleitung
E	Elastizitätsmodul
FVPRK	Vier-Ventil Pulsrohrkühler
f	Frequenz
f_{puls}	Pulsfrequenz
f_{opt}	optimale Pulsfrequenz
$GFK/G - 10$	glasfaserverstärkter Epoxydharz
h	Wandstärke
h	Zylinderhöhe der Wärmetauscher
HD	Hochdruck
He	Helium
HF	Hochfrequenz

Abkürzung	Bedeutung
<i>HTSL</i>	Hochtemperatursupraleiter
<i>Hz</i>	Hertz
$\langle \dot{H} \rangle$	mittlerer Enthalpiefluss
$\langle \dot{H}_{Reg} \rangle$	mittlerer Enthalpiefluss durch den Regenerator
ISI	Institut für Schicht- und Ionentechnik (Jülich)
I_{mes}	Messstrom
IPRK	Inertance-Tube-Pulsrohrkühler
JTK	Joule-Thomson-Kühler
k_f	Formfaktor
k_p	Produkt aus Scheitel- und Formfaktor
k_s	Scheitelfaktor
<i>K</i>	Kelvin
K_{opt}	Volumenverhältnis von Regenerator- zu Pulsrohrvolumen
<i>KWT</i>	kalter Wärmetauscher
f_{frei}	freie Länge der Kupfer-Litze
l_i	Leitungslänge der flexiblen Polyamidleitung
<i>LHe</i>	flüssiges Helium
<i>LNe</i>	flüssiges Neon
<i>LN₂</i>	flüssiger Stickstoff
<i>LaAlO₃</i>	Lanthanaluminat
<i>L</i>	Länge
L_s	Induktivität des SQUID-Ringes
ΔL	Längenoszillation
\dot{m}	Massenfluss
\dot{m}_k	Massenfluss am kalten Ende
\dot{m}_0	Massenfluss durch das Orifice-Ventil
\dot{m}_2	Massenfluss über dem zweiten Einlass
$\langle \dot{m} \rangle$	mittlerer Massenfluss
$\langle \dot{m}_0 \rangle$	Massenfluss in das Ballastvolumen
Δm	Massenänderung
<i>Mesh</i>	charakteristische Netzkonstante der Regeneratormatrix
MKG	Magnetokardiographie
MEG	Magnetoenzephalographie
MIPTR	Multi-Inlet Pulse Tube Refrigerator
MTBF	Mean Time Before Failure
$n_{\ddot{u}}$	Anzahl der Mikroschritte im Übergangsbereich von Hoch-/Niederdruck
<i>ND</i>	Niederdruck
<i>NDE</i>	Nondestructive Evaluation (<i>zerstörungsfreie Materialprüfung</i>)
<i>N₂</i>	Stickstoff

A. Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
O_2	Sauerstoff
OPRK	Orifice-Pulsrohrkühler
p	Druck
$p(t)$	zeitliche Druckwellenform
\bar{p}	manuell bestimmter Mitteldruck
$\langle p \rangle$	elektronisch gemessener Mitteldruck
\dot{p}	zeitliche Ableitung des Druckes
\hat{p}	Scheitelwert des Druckes
$\hat{\dot{p}}$	Scheitelwert der Ableitung des Druckes
p_{vac}	Vakuumdruck
p_h	Hochdruck
p_l	Niederdruck
Δp	Druckhub — Differenz zwischen max. Hoch- und Niederdruck
Δp_V	Druckhub am Rotationsventil
$\Delta p_{v.Reg.}$	Druckhub vor dem Regenerator
Δp_B	Druckhub im Ballastvolumen
p_V	Momentandruck am Ventil
$p_{v.Reg.}$	Momentandruck vor dem Regenerator
p_B	Momentandruck im Ballastvolumen
p_{eff}	Effektivwert des Druckes
Pa	Pascal
PTFE	Polytetrafluorethylen
PRK	Pulsrohrkühler
PTR	Pulse Tube Refrigerator
$P(T)$	Nettokühlleistung
dP/dT	Steigung der Kühlleistungsgeraden
$P_{loss}(T)$	temperaturabhängige Verluste
$P_{loss}(0)$	approximierte Verluste auf $T = 0\ K$
P_{ideal}	ideale Kühlleistung
$P_{konv}(\vartheta)$	neigungsabhängige Konvektionsverluste
\dot{Q}	Wärmeeintrag durch Strahlung
Q	Wärmemenge
Q_K	Kühlleistung am kalten Ende
$Q_{K,ideal}$	ideale Kühlleistung am kalten Ende
r	Radius
rf	radio frequency
rms	root mean square (Effektivwert von Wechselgrößen)
r_m	Durchmesser des Mittelsteiges vom Wärmetauscher
R	allgemeine Gaskonstante

Abkürzung	Bedeutung
R	Verhältnis von Kompressions- zu Expansionszeit
R_s	spezifische Gaskonstante
R	Ohmscher Widerstand
s	Steigung der Kühlleistungsgeraden
s_1	effektive Steigung
s_2	Verluststeigung
$s(t)$	zeitliche Auslenkung der Kaltfläche
s_0	Amplitude der Auslenkung der Kaltfläche
s_b	Schlitzbreite des WT
s_a	Schlitzabstand des WT
s_t	Schlittiefe des WT
Δs	Peak to Peak Auslenkung der Kaltfläche
SQUID	Superconducting Quantum Interference Device
$SrTiO_3$	Strontiumtitanat
t	Zeit
T	Temperatur
T_c	Sprungtemperatur von Supraleitern
T_k	Temperatur am kalten Ende
T_w	Temperatur am warmen Ende
T_{min}	Minimaltemperatur
T_B	Temperatur im Ballastvolumen
ΔT	Temperaturdifferenz
$v_{\ddot{u}}$	Drehzahl im Übergangsbereich von Hoch- zu Niederdruck
v_h	Drehzahl im Hochdruckbereich
v_n	Drehzahl im Niederdruckbereich
v_d	Drehzahl in der Druckphase
v_{tot}	Drehzahl in der Totzeitphase
\bar{v}	mittlere Geschwindigkeit
v	Geschwindigkeit bzw. Strömungsgeschwindigkeit
V	Verhältnis der Winkel $\varphi_{HD}/\varphi_{ND}$
V_B	Volumen des Reservoirs bzw. Ballastvolumen
V_{Puls}	Pulsrohrvolumen
V_{Reg}	Regeneratorvolumen
V_{tot}	Totvolumen
W	Verhältnis von Kompressions- zu Totzeit
WWT	warmer Wärmetauscher
w	Maschenweite der Regeneratornetze
$YBCO$	Yttrium-Barium-Kupfer-Oxid
Z	Anzahl der Bohrungen auf der Ventilplatte

A. Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Tabelle A.2.: Verzeichnis der verwendeten Symbole

Symbol	Bedeutung
α	Temperaturleitfähigkeit bzw. thermische Diffusivität
ϑ	Phasenwinkel zwischen \hat{m}_k und \hat{m}_0 bzw. v und p
ϑ	Neigungswinkel bzw. Inklinationswinkel des PRK gegen die Vertikale
γ	Adiabatenkoeffizient
δ	Phasenlage des Massenflusses durch das Double-Inlet Ventil
δ_{th}	thermischen Eindringtiefe
Δ	Differenz von zwei Werten
ϵ	Emissionsgrad
ε	Dehnung bzw. relative Längenänderung
η_{Reg}	Effektivität des Regenerators
λ	Wärmeleitfähigkeit
$\langle \lambda \rangle$	Wärmeleitungsintegral
$\bar{\lambda}$	mittlere Wärmeleitung
λ_{Saphir}	Wärmeleitfähigkeit von Saphir
λ_{Kupfer}	Wärmeleitfähigkeit von Kupfer
$\lambda(T)$	temperaturabhängige Wärmeleitfähigkeit
ν	Eigenfrequenz
ξ	Korrekturfaktor für die Wärmeleitung entlang eines Regenerators
ρ	Dichte eines Stoffes
σ	Stefan-Boltzmann-Konstante
σ	Normalspannung
σ_{Cu}	spezifische elektrische Leitfähigkeit von Kupfer
σ_{Saphir}	spezifische elektrische Leitfähigkeit von Saphir
τ	Periodendauer
ϕ	Durchmesser
ϕ	magnetischer Fluss
ϕ_i	Innendurchmesser
ϕ_0	magnetisches Flussquantum
φ_{HD}	Winkel für die Aussparung des Hochdruckes auf dem Rotationskörper
φ_{ND}	Winkel für die Aussparung des Niederdruckes auf dem Rotationskörper
ω	Kreisfrequenz
Φ	Durchmesser

B. Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand zwischen 1997 und 2000 während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Angewandte Physik der Justus-Liebig-Universität Gießen. Das persönliche Umfeld ist wesentlich für die Freude am wissenschaftlichen Arbeiten und dessen Erfolg. Deshalb möchte ich all denen danken, die mich im Verlauf dieser Arbeit unterstützt und zum Gelingen beigetragen haben.

Besonders möchte ich mich bedanken bei

- Herrn Prof. Dr. C. Heiden für die Anregung zu dieser Arbeit und die Bereitstellung der dazu nötigen Mittel, sowie für sein Interesse am Fortgang der Untersuchungen. Leider verstarb Prof. Dr. C. Heiden am 23. März 2000.
- Herrn Prof. Dr. G. Thummes für die stetige Unterstützung, vielen Ratschläge und Hilfen zu allen im Laufe der Arbeit anfallenden Problemen,
- den Herrn Dr. Rainer Hohmann und Dipl.-Phys. Marcel Bick und Marco Banzet stellvertretend für die Mitglieder des Instituts für Schicht- und Ionentechnik des Forschungszentrums Jülich für die zahlreichen Hilfestellungen und die flexible Zusammenarbeit bei den meist nächtlichen SQUID-Messungen,
- Herrn Dr. J. J. Gerster von der Physikalischen-Astronomischen Fakultät der Friedrich-Schiller-Universität Jena für den Austausch und Diskussionen über unsere Messergebnisse,
- Frau Dr. Almut v. Schneidemesser und Herrn Dr. Kai Klundt stellvertretend für alle Mitglieder des Instituts für Angewandte Physik der Universität Gießen für die Unterstützung und angenehme Zusammenarbeit,
- den Herren Manfred Wagner, Martin Wagner und Herrn Michaelangelo Lopez, stellvertretend für die Mitarbeiter der Feinmechanischen Werkstatt, für die Anfertigung und die nötigen Umbauten und Veränderungen an den Pulsrohrkühlern,
- meinen Eltern und Großeltern für die finanzielle Unterstützung und den Rückhalt während des Studiums und der Promotionszeit.

C. Versicherung

Hiermit versichere ich, dass ich diese Arbeit selbständig angefertigt und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet habe.

Gießen den, 11. April 2001

(Christian Lienerth)

D. Lebenslauf

PERSÖNLICHE DATEN

Name: Lienerth
Vorname: Christian
Anschrift: Birkenweg 59, D-35435 Wettenberg
Geburtstag: 22. Juni 1971
Geburtsort: Ehringshausen
Familienstand: ledig
Staatsangehörigkeit: deutsch

SCHULBILDUNG

1978 - 1982: Grundschule Wetzlar
1982 - 1983: Grundschule Hermannstein
1983 - 1988: Integrierte Gesamtschule Aßlar-Hermannstein
1988 - 1991: Theodor-Heuss-Gymnasium Wetzlar
Juni 1991: Allgemeine Hochschulreife

ZIVILDienst

1991 - 1992: Rettungsdienst beim Malteser-Hilfsdienst e.V. in Wetzlar

HOCHSCHULAUSSBILDUNG

1992 - 1997: Studium der Physik an der Justus-Liebig-Universität Gießen
1996 - 1997: Diplomarbeit im Institut für Angewandte Physik der JLU-Gießen „Untersuchungen zur Optimierung eines Pulsröhrenkühlers für den Betrieb von HTSL-Bauelementen“, Studienabschluss zum Diplomphysiker
August 1997
seit August 1997: Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Angewandte Physik der JLU-Gießen
1997 - 2000: Fernstudium der Medizinischen Physik und Technik an der Universität Kaiserslautern
Juni 1999: Abschluss des Kurses „Grundkurs im Strahlenschutz - Medizin - für Nichtmediziner“
August 1999: Abschluss in der Fachrichtung „Medizinische Bildverarbeitung“
April 2000: Abschluss des Kurses „Medizinische Anwendung von Lasern - Laserschutzbeauftragter für medizinische Lasersysteme“
September 2000: Abschluss in der Fachrichtung „Medizinische Anwendung von Lasern“

Gießen den, 11. April 2001