

Gasbetriebene Wärmepumpe zur monovalenten Raumbeheizung und Trinkwassererwärmung

Ein greifbarer Beitrag zur Reduktion der CO₂-Emissionen

K. Heikrodt

R. Heckt

BVE Thermolift GbR
Dennewartstr. 27
52068 Aachen

Aachen, 1999

Vorwort

Das Bundesministerium für Bildung, Wissenschaft, Forschung und Technologie hat unter dem Förderkennzeichen 0326947E das Vorhaben "Regeneratives Heizen und Kühlen II" im Zeitraum vom 1.11.1996 bis 31.1.1999 gefördert.

Ziel des Vorhabens war die Entwicklung einer Vuilleumier-Wärmepumpe zur Raumbeheizung und deren experimentelle Untersuchung als Wärmeerzeuger für ein Heizungssystem in Ein- und Mehrfamilienhäusern. Als Rahmenbedingungen wurden neben einer monovalenten Betriebsweise auch die mögliche Anbindung an bestehende Heizungssysteme, sogar Radiatorheizungen mit $75^{\circ}\text{C} / 60^{\circ}\text{C}$, Trinkwassererwärmung und Luft als Wärmequelle festgelegt. Leistungszahl, Herstellkosten, Wartungsfreiheit und Lebensdauer wurden in Konzeption, Auslegung und Konstruktion berücksichtigt.

Die Projektleitung und Koordination des Vorhabens hatte die BVE Thermolift GbR, Aachen, die mit dem Lehrstuhl für Thermodynamik, Fachbereich Chemietechnik der Universität Dortmund die Auslegung, Entwicklung und Erprobung der Wärmepumpen durchführte. Konstruktion und Bau der Versuchs- und Dauerlaufmuster und der Dauerlaufprüfstände sowie die umfassenden experimentellen Untersuchungen der Vuilleumier-Wärmepumpen wurden von BVE Thermolift GbR durchgeführt. Die thermodynamische Auslegung, Prozeßsimulation, das Finden von Regeneratormaterialien und die Optimierung der Regeneratoren waren die Hauptaufgaben des Lehrstuhls für Thermodynamik der Universität Dortmund. Als Partner haben die Viessmann Werke GmbH & Co, Allendorf, die Entwicklung, den Bau und die Erprobung der schadgasarmen Brenner mit Luftvorwärmung übernommen. Der Schwerpunkt der Arbeiten der Robert Bosch GmbH, Stuttgart, waren die Erstellung einer PC-basierten Regelung für den Funktionsprüfstand und der Aufbau eines Steuer-schranks für den Dauerlaufprüfstände. Das Dansk Teknologisk Institut (DTI), Arhus, übernahm die Überprüfung von Aluminiumprofilen auf ihre Tauglichkeit als Helium/Wasser-Wärmeübertragerkomponente unter schwellender Belastung. Die systematischen Untersuchungen von geradführenden Getriebevarianten für die Vuilleumier-Wärmepumpe wurde in Zusammenarbeit mit dem Institut für Fertigungsautomatisierung und Handhabungstechnik der Technischen Universität Braunschweig durchgeführt. Das Fraunhofer Institut für Angewandte Materialforschung, Dresden, erprobte die Möglichkeiten, Drahtfasern für Regeneratoren aus schmelzextrudierten Metallfasern herzustellen.

Der vorliegende Bericht ist die Zusammenfassung der Forschungs- und Entwicklungsergebnisse dieses Forschungsvorhabens. Es konnte in diesem Vorhaben nachgewiesen werden, daß eine Vuilleumier-Wärmepumpe alle Anforderungen an einen Wärmeerzeuger zur monovalenten Wohnraumbeheizung mit Trinkwassererwärmung in Verbindung mit einer Pumpenwarmwasserheizung erfüllen kann. Als Wärmequelle wurde dabei die Außenluft verwendet. In Anlehnung an den Norm-Nutzungsgrad nach

DIN 4702 Teil 8 wurden unter Berücksichtigung der Wärmequelle Außenluft eine Norm-Leistungszahl zwischen 1,5 für Radiator-Heizungssysteme mit einer maximalen Vor-/Rücklauftemperaturspreizung von 75°C / 60°C und 1,7 für Fußboden-Heizungssysteme mit einer maximalen Vor-/Rücklauftemperaturspreizung von 40°C / 30°C gemessen. Die beiden Dauerläufer mit einer Heizleistung bis zu 33 kW und die 4 kW Wärmepumpe erreichten jeweils bis Ende dieses Vorhabens Laufzeiten von mehr als 6.000 Betriebsstunden, die kumulierte Laufzeit der Wärmepumpen addiert zu den Laufzeiten der Funktionsmuster ergeben einen gesamte Versuchserfahrung von mehr als 20.000 Betriebsstunden.

Allen Mitarbeitern und den studentischen Hilfskräften sei an dieser Stelle herzlichst für ihre Arbeit, ihr Interesse und ihr großes Engagement gedankt. Unser spezieller Dank gilt:

Herrn Dipl.-Ing. Th. Koch, *BVE Thermolift GbR, Aachen,*

Herrn Dipl.-Ing. M. Graaf, *BVE Thermolift GbR, Aachen,*

Herrn Dipl.-Ing. H. Dykmann, *BVE Thermolift GbR, Aachen,*

Herrn Dipl.-Ing. A. Hölscher, *BVE Thermolift GbR, Aachen,* und

Herrn Dr.-Ing. H.-D. Kühl, *Lehrstuhl für Thermodynamik,
Universität Dortmund,*

für ihre zielgerichtete und engagierte Projektarbeit und als Autoren von Teilberichten, die als Grundlage in diesen Abschlußbericht eingeflossen sind.

Dank möchten wir auch Herrn Dr. Lawitzka vom Bundesministerium für Wirtschaft und den Herren Dr. Boerner, Schacht, Donath und Dresia vom Forschungszentrum Jülich, BEO für die stets aufmerksame und freundliche Unterstützung aussprechen.

Das diesem Bericht zugrundeliegende Vorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft unter dem Förderkennzeichen 0326947E gefördert.

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren:

K. Heikrodt¹

R. Heckt²

¹Dr.-Ing. Klaus Heikrodt:

Leiter der BVE Thermolift GbR
Projektleiter des Forschungsvorhabens

² Dipl.-Ing. Roman Heckt:

Laborleiter und Leiter der Berechnungsabteilung
der BVE Thermolift GbR

heute:

Viessmann Werke GmbH & Co.
Viessmannstr. 1
35107 Allendorf (Eder)

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
2. Grundlagen.....	5
2.1. Vuilleumier-Prozeß.....	6
2.1.1. Idealer Prozeß.....	6
2.1.2. Realer Prozeß	8
2.1.3. Stand der Technik.....	10
2.2. 4 kW-Versuchsmaschinen.....	11
2.2.1. Gesamtkonstruktion.....	11
2.2.2. Meßergebnisse.....	15
2.3. Vuilleumier-Wärmepumpe zur Wohnraumbeheizung.....	18
3. 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe.....	25
3.1. Thermodynamische Auslegung	25
3.1.1. Ziele und Vorüberlegungen	26
3.1.2. Optimale Erhitzerkopftemperatur.....	26
3.1.3. Auswahl eines geeigneten Brenners	30
3.1.4. Untersuchungen zur Wahl von Druck, Drehzahl und Hubvolumen...	32
3.1.5. Optimierung von Drehzahl und Totvolumen	36
3.1.6. Auslegungsdaten.....	38
3.2. Gesamtkonstruktion.....	39
4. Experimentelle Untersuchungen	47
4.1. Wärmepumpen-Prüfstände	47
4.1.1. Aufbau	47
4.1.2. Datenerfassung und Fehlerbetrachtung	51
4.2. Inbetriebnahme der ersten 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe	54
4.2.1. Vorbemerkungen	54
4.2.2. Bewegungsapparat.....	54
4.2.3. Wärmetechnische Aggregate.....	60
4.3. Dauerlaufuntersuchungen	61
4.3.1. Laufzeiten	62
4.3.2. Dichtigkeit	68
4.3.3. Getriebeverschleiß.....	70

5.	<i>Vergleich der Versuchsergebnisse mit anderen Heizsystemen.</i>	73
5.1.	Wohnraumbeheizung	73
5.1.1.	Ableitung der Norm-Leistungszahl aus dem Norm-Nutzungsgrad	73
5.1.2.	Fußbodenheizung (40°C / 30°C)	74
5.1.3.	Niedertemperaturheizung (55°C / 45°C)	77
5.1.4.	Radiatorheizung (75°C / 60°C)	78
5.1.5.	Vergleich mit konventionellen Heizgeräten	80
5.1.6.	Vergleich mit anderen Wärmepumpen	81
5.2.	Trinkwassererwärmung	84
6.	<i>Erhitzerkopf</i>	87
6.1.	Aufgaben, Begriffsbestimmung	87
6.2.	Stand der Technik	87
6.2.1.	Rohrbündel-Erhitzerkopf	88
6.2.2.	Ringspalt-Erhitzerkopf	90
6.2.3.	Sonderbauformen	91
6.3.	Nachteile der bisherigen Erhitzerköpfe	92
6.4.	Der ‘Comferral’-Ring-Erhitzerkopf	93
6.4.1.	Werkstoffauswahl	95
6.4.2.	Wärmetechnische Auslegung	102
6.4.3.	Festigkeitsauslegung	105
6.4.4.	Gesamtanordnung	112
6.4.5.	Temperaturverteilung am Erhitzerkopf	114
6.5.	Geeignete Fertigungsverfahren	123
6.5.1.	Urformverfahren	123
6.5.2.	Fügeverfahren	126
6.5.3.	Fazit	126
7.	<i>Wärmeübertrager</i>	127
7.1.	Anforderungen	127
7.2.	Optimierung	128
7.2.1.	Konvektiver Wärmeübertragung	128
7.2.2.	Wärmeleitung durch die drucktragende Wand	130
7.2.3.	Konstruktive Zielsetzung	131
7.3.	Sternprofil-Wärmeübertrager	132
7.4.	Aluminium-Kammerprofil-Wärmeübertrager	137
7.5.	Aluminium-Korrosionsuntersuchungen	138
7.5.1.	Konzeption	139
7.5.2.	Versuchsaufbau	139
7.5.3.	Versuchsdurchführung	141
7.5.4.	Ergebnisse	142
7.5.5.	Fazit	144

8. Regenerator	145
8.1. Auslegung und Dimensionierung der Regeneratoren	146
8.2. Die experimentelle Umsetzung	148
8.2.1. Die Meßtechnik	148
8.2.2. Die Herstellung der Regeneratormatrizen	150
8.3. Versuchsergebnisse.....	152
8.3.1. Homogenitätsuntersuchungen	152
8.3.2. Experimentell ermittelte Temperatur- und Druckverlustverläufe.....	154
8.3.3. Vergleich der experimentell ermittelte Temperatur- und Druckverlustverläufe mit Simulationsrechnungen	157
8.3.4. Der Regeneratorwirkungsgrad.....	162
8.3.5. Der Druckverlustbeiwert	165
8.4. Bewertung der unterschiedlichen Regeneratorkonzepte.....	168
8.5. Herstellverfahren für schmelzextrahierte Fasern	170
8.5.1. Zielsetzung	171
8.5.2. Verbesserung der Temperaturkontrolle an der Extraktionsstelle.....	171
8.5.3. Extraktionsversuche	172
8.5.4. Zusammenfassung und Ausblick.....	181
9. Getriebe.....	183
9.1. Anforderungen.....	183
9.2. Kreuzschubkurbelgetriebe	185
9.3. Massenausgleich des Kreuzschubkurbelgetriebes.....	186
9.4. Lenkergeradföhrung.....	193
10. Dynamische Dichtungen.....	199
10.1. Funktionen und Anforderungen	200
10.2. Auswahl	202
10.2.1. Positionierung.....	202
10.2.2. Materialauswahl	203
10.2.3. Konstruktive Gestaltung.....	204
10.3. Experimentelle Ergebnisse.....	205
10.3.1. Verschleißuntersuchung	206
10.3.2. O-Ring hinterlegter Gleitring	208
10.3.3. Twinring	209
10.3.4. Lippendichtring	210

11. Seriennahe 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe.....	211
11.1. Prozeßauslegung und Gehäusemaße.....	213
11.2. Erhitzerkopf	217
11.3. Regeneratoren	218
11.4. Getriebe.....	218
11.5. Verdränger	221
11.6. Dynamische Dichtungen	221
11.7. Gesamtanlage	221
12. Zusammenfassung	223
13. Literatur.....	225
14. Anhang.....	231

1. Einleitung

Die Bundesregierung hat sich das Ziel gesteckt, die anthropogenen CO₂-Emissionen bis zum Jahre 2005 gegenüber dem Stand von 1990 um 25% zu reduzieren. Die Analyse der in der Bundesrepublik Deutschland verursachten CO₂-Emissionen zwischen 1990 und 1998 zeigt, daß bisher lediglich eine Reduktion von 13 % erreicht wurde /1/. Die temperaturbereinigte Betrachtung - eine Kompensation des milden Winters im Jahre 1990 - ergibt immerhin eine Reduktion um 14 %. Diese Erfolge lassen sich durch den Rückgang des Primärenergieverbrauchs im selben Zeitraum um 5 % /1/ als Folge der veränderten Industrieregion in Ostdeutschland und im wesentlichen durch die Substitution kohlenstoffreicher Energieträger, wie z.B. der Kohle, durch kohlenstoffarme Energieträger, wie dem Erdgas erklären, welches im Augenblick noch reichlich verfügbar ist /2/. Langfristig wird man aber allein aus Ressourcengründen wieder auf die Kohle zurückgreifen müssen, so daß eine echte Minderung der CO₂-Emissionen nur durch eine nachhaltige Verbrauchsminimierung möglich ist und das von der Bundesregierung der Bundesrepublik Deutschland gesteckte Ziel so nicht nachhaltig erreicht wird.

Die Struktur des Energieverbrauchs in Deutschland weist für 1997 nach /3/ einen Primärenergieverbrauch von 14.458 Petajoule aus, demgegenüber steht ein Endenergieverbrauch von 9.470 Petajoule, der sich in die vier Gruppen Industrie mit 25,9 %, Haushalt mit 30,0 %, Verkehr mit 27,9 % und Kleinverbraucher mit 16,2 % aufteilt. Eine Aufschlüsselung nach Bedarfsarten zeigt, daß zur Raumbeheizung von den Haushalten 23,3 %, von Kleinverbrauchern 7,8 % und von der Industrie 2,6 % des gesamten Endenergieverbrauchs aufgewandt wird. Für Prozeßwärmern unter 100 °C - wie Warmwasser - wenden die Haushalte 4,4 %, die Kleinverbraucher 4,0 % und die Industrie 7,5 % der Endenergie auf. In Summe resultiert daraus, daß in der Bundesrepublik Deutschland von den 9.470 Petajoule jährlichem Endenergieverbrauch die Hälfte (49,6 %) in Wärmern unterhalb von 100 °C umgewandelt wird.

Eine nachhaltige Reduktion des Endenergieverbrauchs und der damit verbundenen anthropogenen CO₂-Emissionen in dem großen Bereich der Niedertemperaturwärmern ist auf zwei Wegen denkbar. Der erste Weg verlangt nach einer nennenswerten Reduktion des Bedarfs an Niedertemperaturwärmern durch aufwendigere Isolationen und intelligenteres Energiemanagement im Wohnungsbestand. Da 1996 in Deutschland 82,0 Millionen Menschen in einem Wohnungsbestand von ca. 36,5 Millionen Wohnungen lebten, von denen jährlich nur ca. 1,5% durch neue Wohnungen mit einen verbesserten Energiestandard ersetzt werden, führt dieser Weg jedoch erst in ferner Zukunft zu einer feststellbaren Reduktion der anthropogenen CO₂-Emissionen. Auf dem zweiten Weg kann bei konstantem Bedarf an Niedertemperaturwärmern durch eine nennenswerte Steigerung der Effizienz bei der Energieumwandlung der Endenergie-

verbrauch und damit die anthropogenen CO₂-Emissionen maßgeblich reduziert werden. Aufgrund der im Vergleich zum Wohnungsbestand kurzen Lebensdauer der energiewandelnden Aggregate, kann auf diesem Weg in kürzester Zeit die geforderte Reduktion der CO₂-Emissionen erreicht werden.

Die Steigerung der Energieeffizienz der Heizgeräte, die auch maßgeblich an der Trinkwassererwärmung beteiligt sind, führt in diesem Bereich der Niedertemperaturwärmen ohne Komforteinbußen zu der geforderten Reduktion der CO₂-Emissionen.

Eine thermodynamische Betrachtung der bestehenden Heizungstechnologie, in der fossile Energieträger verbrannt werden, um Niedertemperaturwärme zu erzeugen, zeigt, daß dort das große Arbeitspotential der durch die fossilen Energieträger erwärmten Rauchgase ungenutzt bleibt. Im Gegensatz dazu nutzen thermisch getriebene Wärmepumpen das Arbeitspotential der heißen Rauchgase (Exergie) um einen Umgebungswärmestrom (Anergie) auf ein höheres und somit für die Erstellung der Niedertemperaturwärme nutzbares Temperaturniveau zu transformieren. Dadurch ist die bereitgestellte Niedertemperaturwärme (der Nutzen) derartiger Anlagen größer als die mit dem Brennstoff zugeführte chemisch gebundene Energie (dem Aufwand).

In dem Forschungsvorhaben "Regeneratives Heizen und Kühlen I" /4/ konnte gezeigt werden, daß aus der Gruppe der regenerativen Gaskreisprozesse sich der Vuilleumier-Prozeß am besten für die Umsetzung in einer thermisch getriebenen Wärmepumpe für die Hausheizung eignet.

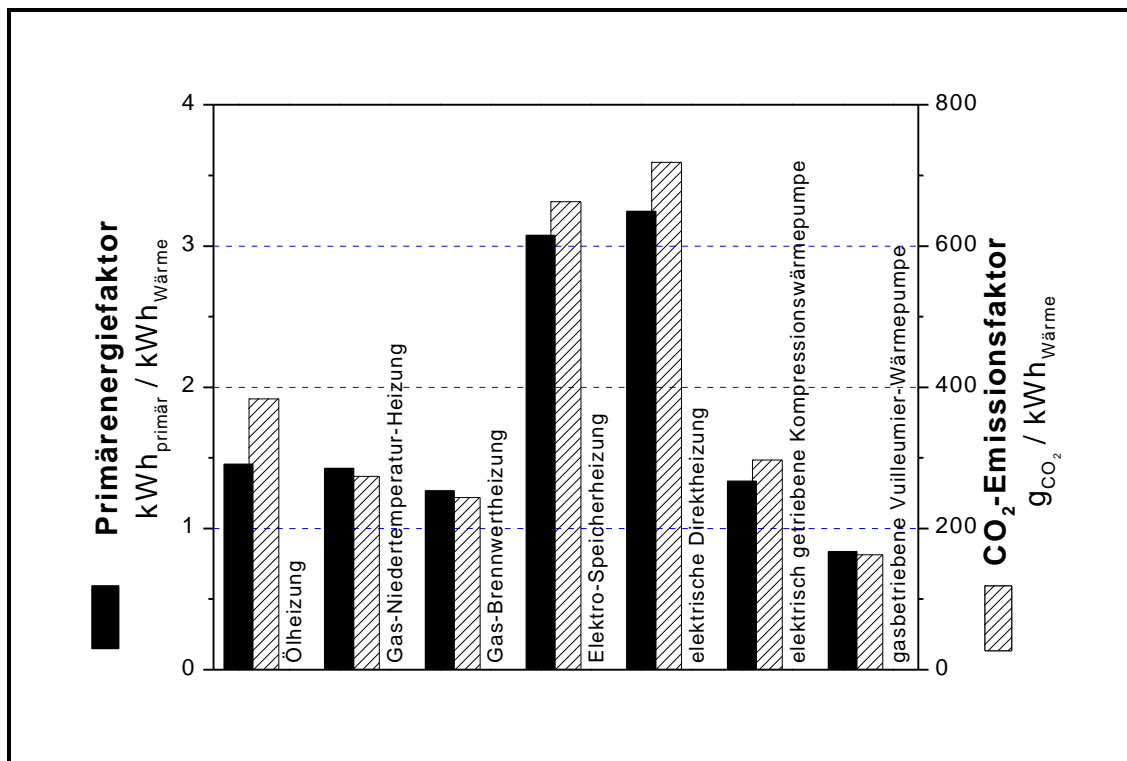


Abb. 1.1: Primärenergieverbrauchs-faktoren verschiedener Heizungssysteme (/5/, Vuilleumier-Wärmepumpe: $e_{ges} = 1,5$, Verteilungsverluste 10%)

Ein Vergleich des Primärenergieverbrauchs und der damit verbundenen CO₂-Emissionen der bestehenden Heizungstechnologie mit einer Vuilleumier-Wärmepumpe ist in Abb. 1.1 dargestellt. Die Werte sind aus /5/ entnommen und um eine gasbetriebene Vuilleumier-Wärmepumpe mit einer realisierbaren Leistungszahl von $\epsilon = 1,5$ ergänzt. Der dargestellte Primärenergiefaktor ist das Verhältnis von erzeugter Wärme zu eingesetzter Primärenergie. Mit der Vuilleumier-Wärmepumpe kann der Primärenergieverbrauch gegenüber einem Brennwertgerät um 34 % und gegenüber einer elektrisch angetriebenen Kompressions-Wärmepumpe um 37 % senken werden. Das spiegelt sich auch bei den CO₂-Emissionen wider. Eine mit Erdgas betriebene Vuilleumier-Wärmepumpe ist mit 163 g/kWh deutlich unterhalb den Werten für Brennwertgeräte mit 244 g/kWh und elektrisch getriebenen Kompressions-Wärmepumpen mit 297 g/kWh. Eine Reduktion der CO₂-Emissionen um 33 % bzw. 45 % ist somit mit dieser Technologie erreichbar und damit auch die Ziele der Bundesregierung.

Um einen flächendeckenden Einsatz dieser neuen Technologie im Wohnungsbestand in Deutschland zu erreichen, muß dieses Aggregat neben den thermodynamischen Kriterien auch eine Reihe weiterer Anforderungen erfüllen. Im Regelfall befinden sich in Ein- und Mehrfamilienhäusern Pumpenwarmwasserheizungsanlagen und für die Trinkwassererwärmung ein entsprechender Speicher. Konventionelle Heizgeräte erzeugen die Heizenergie überwiegend in monovalenter Betriebsweise. Eine Vuilleumier-Wärmepumpe für den Wohnungsbestand muß daher in der Lage sein, in monovalenter Betriebsweise Vorlauftemperaturen von bis zu 75 °C für Radiatorheizung und Trinkwassererwärmung bereitzustellen. Die erforderliche Heizleistung wird in den überwiegenden Fällen im Bereich zwischen 18 kW und 35 kW liegen. Als sekundäre Wärmequelle muß die Außenluft verwendet werden; damit muß die Wärmepumpe bei Außenlufttemperaturen zwischen - 15 °C und +15 °C konstante Heizleistung erbringen. Vergleichbar zu konventionellen Heizgeräten muß eine wartungsarme und sichere Betriebsweise von mehr als 20.000 h gewährleistet sein. Darüber hinaus müssen die Kosten für die Wärmepumpe so gering sein, daß sich für den Betreiber die Anschaffung aus wirtschaftlicher Sicht lohnt.

Es konnte in diesem Forschungsvorhaben nachgewiesen werden, daß eine Vuilleumier-Wärmepumpe die genannten Anforderungen erfüllen kann. Der vorliegende Abschlußbericht faßt die Ergebnisse dieses Forschungsvorhabens zusammen. Die Auslegung und Konstruktion der Versuchsmaschinen mit Nennleistungen zwischen 20 kW und 33 kW wird detailliert beschrieben und die Funktionsergebnisse und erreichten Leistungszahlen in Anlehnung an die für konventionelle Heizgeräte maßgebliche Richtlinie DIN 4702 Teil 8 dargestellt. Die bisher erreichten Dauerlaufergebnisse an Versuchsmustern und Komponenten werden ebenso dargestellt wie ein möglicher Serientwurf, der die gesteckten Kostenziele erreicht.

2. Grundlagen

Wärmepumpen sind Maschinen, in denen thermodynamische Prozesse verwirklicht sind, die Wärme von einem niedrigen Temperaturniveau auf ein höheres Temperaturniveau pumpen. Sie bieten den großen Vorteil, kostenlose, nicht nutzbare Umweltwärmen durch die Erhöhung des Temperaturniveaus nutzbar zu machen. Dieser thermodynamische Prozeß ist ein linksläufiger Kreisprozeß und benötigt demzufolge Antriebsenergie. Diese Energie wird bei mechanisch getriebenen Wärmepumpen in Form mechanischer Leistung zugeführt; bei thermisch getriebenen Wärmepumpen wird thermische Energie, z.B. durch einen Gasbrenner, eingekoppelt.

Zu den thermisch getriebenen Wärmepumpen zählen:

- Absorptions-Wärmepumpen, in denen Wärme durch die Aufnahme eines Stoffes in einer Lösung und bei der Kondensation des Arbeitsmitteldampfes im Kondensator freigesetzt wird.
- Adsorptions-Wärmepumpen, die Wärme durch die Adsorption an einem Feststoff freisetzen.
- gasmotorisch betriebenen Kompressions-Wärmepumpen als Kombination aus zwei getrennten Systemen, einem Gasmotor und einer Wärmepumpe, die durch den Gasmotor betrieben wird.
- Wärmepumpen, die auf regenerativen Gaskreisprozessen basieren, die im folgenden genauer untersucht und typisiert werden.

In der ersten Projektphase wurden verschiedene thermodynamische Prozesse für den Einsatz als Wärmepumpe zur Raumbeheizung bewertet. Dieser Bewertung ergab, daß regenerative Gaskreisprozesse aufgrund der fehlende Einschränkung bezüglich der maximalen Arbeitsmediumtemperatur, die beste Voraussetzungen bieten für einen erfolgreichen Einsatz als Wärmepumpe.

Ein charakteristisches Merkmal der thermisch getriebenen regenerativen Gaskreisprozesse ist, daß die benötigte Antriebsleistung der Wärmepumpe in Form von Wärme eingekoppelt wird. Demnach gilt:

$$\oint p dV_{ges} = 0 \quad \text{Gl. 2-1}$$

Diese Forderung kann über drei verschiedene Wege erfüllt werden:

Der erste Weg, die Gl. 2-1 zu erfüllen, ist gegeben, wenn die Druck- und die Volumenänderung gleichphasig (0°) oder gegenphasig (180°) oszillieren. Dies kann durch die Verknüpfung zweier Ericsson-Prozesse erreicht werden. Diese sogenannte Duplex-Ericsson-Wärmepumpe wurde erstmals von Benson /6/ vorgeschlagen und praktisch getestet /7/. Die von Cooke-Yarborough /8/, /9/ vorgeschlagene Wärmepumpen-Anord-

nung funktioniert analog. Sie reduziert die Anzahl der freischwingenden Bauteile durch die Verwendung eines Stufenkolbens auf zwei.

Gl. 2-1 kann auf einem zweiten Weg erfüllt werden, wenn die benötigte Volumenänderungsarbeit der Kältemaschine gleich der produzierten Volumenänderungsarbeit der Antriebsmaschine ist, d.h. es gilt:

$$\left(\oint p dV_{ges} \right)_{Kältemaschine} = - \left(\oint p dV_{ges} \right)_{Antriebsmaschine} \quad \text{Gl. 2-2}$$

Durch die Verknüpfung eines Stirling-Motors mit einer Stirling-Wärmepumpe kann dieser Weg realisiert werden. Der Motor liefert in diesem Fall die mechanische Leistung zum Antrieb der Wärmepumpe. Die Verbindung der beiden Stirling-Maschinen kann in einfacher Weise durch einen gemeinsamen Arbeitskolben realisiert werden. Die Firma Sunpower Inc. hat Anfang der sechziger Jahre derartige Maschinen unter der Bezeichnung Duplex-Stirling-Maschinen als Kältemaschine wie auch als Wärmepumpe entwickelt /10/, /11/.

Die dritte Möglichkeit, die Gl. 2-1 zu erfüllen, ist der isochor ablaufende Vuilleumier-Prozeß in dem $dV = 0$ ist. Die entscheidenden periodischen Druckschwankungen des Arbeitsgases werden allein durch die Temperaturänderungen im Arbeitsgas hervorgerufen. Der Vuilleumier-Prozeß wurde unter Berücksichtigung verschiedenster Aspekte, die in /4/ nachgelesen werden können als der vielversprechendste Prozeß ausgewählt.

2.1. Vuilleumier-Prozeß

Der Vuilleumier-Prozeß beruht auf einem 1918 an Rudolph Vuilleumier in Amerika erteilten Patent /12/ für eine ‘Methode und Maschine zur induzierten Wärmetransformation’. Es handelt sich um einen geschlossenen Kreisprozeß, dem durch Wärmeübertrager Wärme zugeführt bzw. entzogen wird.

2.1.1. Idealer Prozeß

Der Vuilleumier-Prozeß gehört zu Gruppe der geschlossenen Gaskreisprozessen. Durch zwei Verdränger wird ein konstantes Arbeitsvolumen in drei veränderliche Einzelvolumen unterteilt. Die Verdränger schieben das Arbeitsgas periodisch zwischen den drei Zylinderräumen, die sich auf den charakteristischen Temperaturniveaus kalt, warm und heiß befinden, hin und her. Zwischen den Zylinderräumen durchströmt das Arbeitsgas Regeneratoren, die als Wärmespeicher dienen und gewährleisten, daß das in die Zylinderräume eintretende Gas auf das entsprechende Temperaturniveau abgekühlt oder erwärmt wird.

Die Bewegung der Verdränger benötigt, sofern sie reibungsfrei ist, keine mechanische Antriebsenergie, da der Druck des Arbeitsgases unter der Vernachlässigung der Strö-

mungsdruckverluste auf beiden Seiten des Verdrängers gleich ist. Die Zylinderräume stehen über die Wärmeübertrager mit äußeren Medien in thermischem Kontakt.

Zur Beschreibung der thermodynamischen Abläufe kann der Vuilleumier-Prozeß idealisiert in vier Phasen unterteilt werden, wobei vereinfachend angenommen wird, daß sich in einer Phase nur ein Verdränger bewegt. In Abb. 2.1 sind die Verdrängerpositionen in den vier Phasen dargestellt.

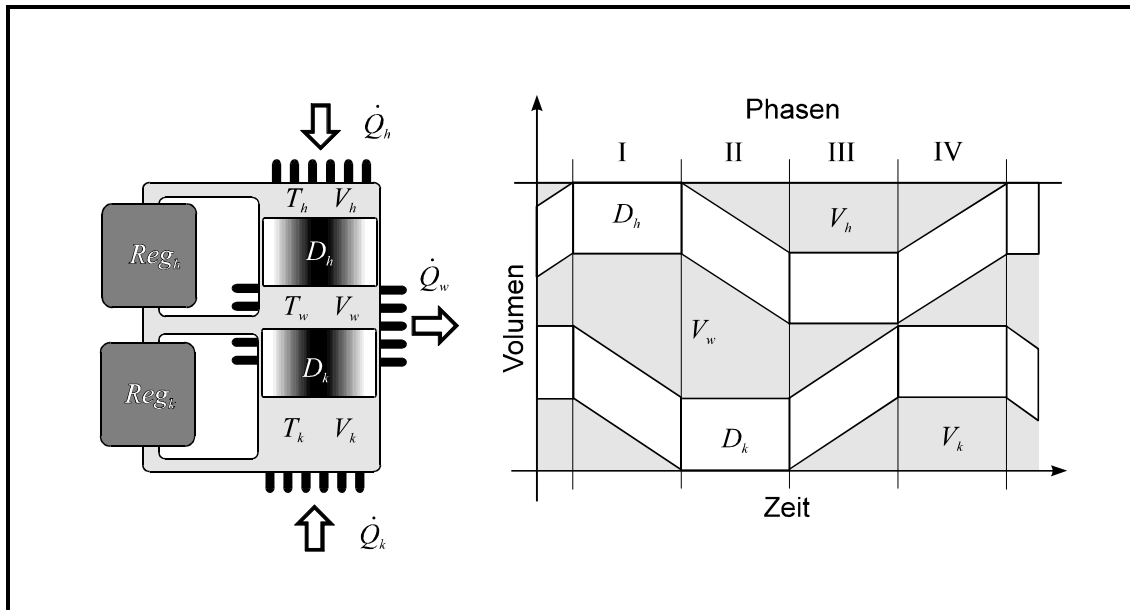


Abb. 2.1: Prinzipbild des Vuilleumier-Prozesses aus /13/

In der ersten Phase wird der kalte Verdränger D_k vom oberen in den unteren Totpunkt bewegt, während der heiße Verdränger D_h im oberen Totpunkt verharrt. Dadurch wird das Arbeitsgas aus dem kalten Zylinderraum in den warmen Raum verschoben. Beim Durchströmen des kalten Regenerators Reg_k erwärmt sich das Arbeitsgas auf die Temperatur des warmen Raumes. Die mittlere Temperatur und somit der Druck des Arbeitsgases steigen in dieser Phase an. Die entstehende Kompressionswärme \dot{Q}'_w wird zum größten Teil im warmen Zylinderraum bzw. warmen Wärmeübertrager abgegeben, da sich das Gas während dieser Phase überwiegend in diesem Raum befindet.

In der zweiten Phase steigt der Druck des Arbeitsgases weiter an. Durch das Verharren des kalten Verdrängers in seiner Position und die Bewegung des heißen Verdrängers von oben nach unten wird ein Teil des Arbeitsgases vom warmen in den heißen Raum verschoben. Das Arbeitsgas tritt durch die Wärmeaufnahme im heißen Regenerator Reg_h mit der Temperatur des heißen Raumes in diesen ein. Die Kompressionswärme, die durch das Ansteigen der mittleren Gastemperatur frei wird, wird als \dot{Q}''_w an den warmen Raum bzw. Wärmeübertrager, in dem sich das meiste Gas befindet, abgegeben.

In der dritten Phase laufen die Verdränger in die Gegenrichtung. Das restliche Arbeitsgas aus dem warmen Zylinderraum wird durch die Bewegung des kalten Verdrängers in den kalten Raum verschoben. Die Speichermatrix des kalten Regenerators Reg_k wird durch das durchströmende Arbeitsgas erwärmt. Beim Eintritt in den kalten Zylinderraum hat das Gas die Temperatur des kalten Raumes. Die Senkung der mittleren Tempe-

ratur des Arbeitsgases verursacht eine Druckreduktion. Die Entwärmung wird durch einen Wärmestrom \dot{Q}_h in den heißen Zylinderraum kompensiert.

In der letzten Phase des Kreisprozesses bewegt sich der heiße Verdränger wieder nach oben. Das Arbeitsgas strömt vom heißen Zylinderraum durch den heißen Regenerator, in dem es sich auf die warme Temperatur abkühlt, in den warmen Raum. Durch die Reduktion der mittleren Gastemperatur wird der Gasdruck weiter gesenkt. Dies führt zu einer Wärmezufuhr \dot{Q}_k im kalten Raum. Am Ende dieser vierten Phase sind die Verdränger wieder in der Position wie vor der ersten Phase, so daß der Kreisprozeß geschlossen ist.

Durch diese vereinfachte Darstellung der Vorgänge im Vuilleumier-Prozeß werden zwei wesentliche Eigenschaften deutlich. Einerseits wird erkennbar, warum man den Vuilleumier-Prozeß auch als zweistufigen thermischen Verdichter bezeichnen kann: Die periodische Druckschwingung des Arbeitsgases entsteht ohne die Einkopplung mechanischer Antriebsenergie. Andererseits wird die Eignung des Vuilleumier-Prozesses als Wärmepumpen-Prozeß deutlich. Denn die Fähigkeit einen Umweltwärmestrom auf der kalten Seite und einen Antriebswärmestrom auf der heißen Seite zu einer Heizleistung auf der warmen Seite zusammenzufassen, bezeichnet man auch als thermisch getriebenen Wärmepumpen-Prozeß.

Unter der Voraussetzung isothermer Zustandsänderungen in den Arbeitsvolumina, vollständig regenerativer Wärmeübertragung in den beiden Regeneratoren, Druckgleichheit in allen Volumina sowie Reibungsfreiheit ist der ideale Vuilleumier-Prozeß reversibel /14/. Es muß somit beim idealen Prozeß keine mechanische Arbeit zum Antrieb der Maschine zugeführt werden.

Das Verhältnis aus der warmen ‘Nutz-Wärmemenge’ und der heißen ‘Antriebswärmemenge’, die Leistungszahl ϵ , ergibt sich für den idealen Vuilleumier-Prozeß unter der Berücksichtigung der Hauptsätze der Thermodynamik folgendermaßen:

$$e_{id} = \frac{|\dot{Q}_{w,id}|}{\dot{Q}_{h,id}} = \frac{T_h - T_k}{T_w - T_k} \cdot \frac{T_w}{T_h} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Gemäß Gl. 2-3 ist die Leistungszahl maximal bei maximaler Temperaturdifferenz zwischen ‘heiß’ und ‘kalt’ und minimaler Temperaturdifferenz zwischen ‘warm’ und ‘kalt’. Bei typischen Temperaturen der Heizungstechnik von 500 °C heißer, 10 °C kalter und 50 °C warmer Temperatur wäre idealerweise eine Leistungszahl von 5,12 erreichbar.

2.1.2. Realer Prozeß

Der reale Vuilleumier-Prozeß weist gegenüber dem idealen Vergleichsprozeß eine Vielzahl von teilweise prinzipbedingten Verlustmechanismen auf, die im folgenden erläutert werden.

Im Hinblick auf ideale isochore und isotherme Zustandsänderungen wäre eine diskontinuierliche Kolbenbewegung, wie sie im Vier-Phasen-Modell beschrieben wurde, wünschenswert. Berücksichtigt man jedoch die Angemessenheit des Aufwandes, läßt sich technisch nur eine harmonische Kolbenbewegung durch den Einsatz eines Kurbel- oder Exzentergetriebes realisieren. Auch in freischwingenden Systemen lassen sich ohne weiteres nur harmonische Schwingungen erreichen.

Wie in jedem realen Prozeß treten auch im realen Vuilleumier-Prozeß Verluste durch Reibung auf. Einerseits sind dies die mechanischen Reibungsverluste, die durch die Bewegung der Verdränger verursacht werden. Bei der getriebegesteuerten Variante zählt dazu auch die im Getriebe dissipierte mechanische Energie. Andererseits verursacht die Bewegung eines Gases durch die Wärmeübertrager und Regeneratoren viskose Reibung. Im Gegensatz zum idealen Prozeß muß dem realen Prozeß zur Kompensation der Reibungsverluste mechanische Antriebsenergie zugeführt werden. Die mechanische Antriebsenergie kann durch ein beliebiges Hilfsaggregat, beispielsweise durch die Integration eines Elektromotors, im Getriebe eingekoppelt werden. Dieser Weg wurde in den älteren Versuchsmaschinen realisiert /15/, /16/. Es ist jedoch auch möglich, die erforderliche Antriebsenergie aufzubringen, ohne das Konzept eines thermisch getriebenen Aggregates zu verlassen. Da die Kolbenstangen getriebegesteuerter Vuilleumier-Wärmepumpen aus konstruktiven Gründen verschiedene Durchmesser aufweisen, kann durch geeignete Auslegung erreicht werden, daß durch die Bewegung der Kolben eine kleine Änderung des Gesamtvolumens über dem Kurbelwinkel verursacht wird. Es kann somit analog zu einem Stirling-Motor eine Nettoarbeit W gewonnen werden.

$$W = - \oint p dV_{ges} \quad \text{Gl. 2-4}$$

Die Erzeugung der erforderlichen mechanischen Antriebsenergie durch den integrierten Stirling-Motor ist aus zwei Gründen vorteilhaft. Zum einen wird zum Antrieb eines solchen Aggregates nur eine Energieform benötigt und zum anderen führt es im Hinblick auf ein Aggregat zur Wohnraumbeheizung zu einem günstigen Teillastverhalten.

Da die Wärmeübertragungsflächen in den Zylinderräumen bei leistungsdichten Aggregaten nicht ausreichend groß sind, werden in einer realen Vuilleumier-Wärmepumpe zusätzliche Wärmeübertrager benötigt. Diese zusätzlichen Wärmeübertrager reduzieren einerseits die zum Wärmetransport erforderliche Temperaturgrädigkeit, andererseits dämpfen sie die Druckamplitude, da ihr inneres Volumen zeitlich nicht veränderlich ist. Die inneren Volumina einer Vuilleumier-Wärmepumpe, die zeitlich nicht veränderlich sind, sind sogenannte Totvolumina. Sie dämpfen die Druckschwingung und führen zu einer Verringerung der Leistungsdichte. Neben den inneren Volumina der Wärmeübertrager zählen auch die freien Volumina in den Regeneratoren, die Überströmkanäle zwischen den Aggregaten und die Restvolumina in den Zylinderräumen zum Totvolumen.

Die Verlagerung der Wärmeübertragung aus den Zylinderräumen in die Wärmeübertrager hat zur Folge, daß die Zustandsänderung in den Zylinderräumen eher adiabat als isotherm abläuft. In dem nicht isothermen Zylinderraum induziert die periodische Druck-

schwingung eine Temperaturschwingung um die Wandtemperatur. Die Vermischung des in den Zylinderraum eintretenden Gases mit dem dort befindlichen verursacht somit einen Vermischungsverlust. Zusätzlich verursacht die Temperaturschwingung einen wechselseitigen, irreversiblen Wärmeübergang zwischen Arbeitsgas und Zylinderwand. Diese Verluste werden zusammen als sogenannte adiabate Verluste bezeichnet.

Da in einer realen Vuilleumier-Wärmepumpe viele meist metallische Bauteile von zwei benachbarten Temperaturniveaus berührt werden, kommt es zu Wärmeleitungsverlusten zwischen den Zylinderräumen. Darüber hinaus werden durch die Bewegung der Verdränger sogenannte Shuttle-Verluste verursacht. Der Verdränger taucht periodisch wechselnd in die Zylinderräume verschiedener Temperatur ein und erzeugt dadurch einen Wärmetransport.

Die größten Verluste werden jedoch von den Bauteilen verursacht, die den Prozeß thermodynamisch charakterisieren, den Regeneratoren. Die Regeneratorverluste setzen sich aus verschiedenen Anteilen zusammen. Das den Regenerator verlassende Gas hat aufgrund der endlichen Speicherkapazität der Regeneratormatrix und der für den Wärmeübergang erforderlichen Grädigkeit nicht die Temperatur des angrenzenden Zylinderraums. Durch die Vermischung des Gases auf dem Weg durch den Regenerator treten Dispersionsverluste auf. Längs des Regenerators treten zusätzlich noch Wärmeleitungsverluste auf. Die Summe der Regeneratorverluste verursacht eine Differenz zwischen der Temperatur des in den Zylinderraum einströmenden Gases und der Zylinderraumtemperatur, die durch eine zusätzliche Wärmeübertragung mit der Umgebung ausgeglichen werden muß. Die Regeneratorverluste wirken auf den Vuilleumier-Prozeß wie Wärmeleitungsverluste zwischen den Zylinderräumen.

Da die Regeneratoren die Bauteile einer realen Vuilleumier-Wärmepumpe sind, die die Leistungsfähigkeit maßgeblich beeinflussen, wurde zur Quantifizierung ihrer Güte ein spezieller Regeneratorwirkungsgrad definiert.

$$h_{Reg} = \frac{\dot{Q}_{Reg,real}}{\dot{Q}_{Reg,ideal}} \quad \text{Gl. 2-5}$$

Er setzt die real ausgetauschte Wärme ins Verhältnis zu der ideal gespeicherten Wärme, die eine vollständige Regeneration des Gases zur Folge hätte.

2.1.3. Stand der Technik

Die theoretische Basis des Vuilleumier-Prozesses ist das Patent von 1918. Es ist jedoch bis heute unklar, ob der Erfinder Rudolph Vuilleumier selber eine Maschine gebaut hat /17/. Erst viel später, in den sechziger Jahren, wurde das Patent von Rudolph Vuilleumier wieder aufgegriffen. Zur Kühlung von Infrarotsensoren wurden u.a. von der Firma Philips und der Firma Hughes Aircraft Tieftemperatur-Vuilleumier-Kältemaschinen entwickelt, die bei Temperaturen unter 100 K noch eine Kälteleistung von einigen Watt aufwiesen.

Noch später, erst zu Beginn der achtziger Jahre, wurde von mehreren Forschungseinrichtungen der Vuilleumier-Prozeß zur Klimatisierung und Beheizung von Wohnräumen untersucht. Die Entwicklung von Prototypen und deren Untersuchung wurde u.a. von der Firma Philips in den Niederlanden /17/, an der Technischen Universität München /16/, an der Dänischen Technischen Hochschule in Lyngby /18/, bei der Firma Sanyo in Japan /19/, /20/ und an der Universität Dortmund /21/, /22/ durchgeführt.

Die Konstruktionsprinzipien dieser Prototypen sind einander sehr ähnlich. Zur Realisierung der optimalen Phasenverschiebung von 90° zwischen den beiden Verdrängern /23/ sind die Zylinder bei allen Maschinen in einer V 90° -Anordnung um das Kurbelgehäuse angeordnet. Die Maschinen sind alle hermetisch gekapselt. Der zum Starten und teilweise zur Drehzahlanpassung erforderliche Elektromotor ist in dem drucktragenden Behälter untergebracht. Als Arbeitsgas wird ausschließlich Helium verwendet.

Die für den Heizungsbetrieb konzipierten Maschinen produzieren bei heißen Temperaturen von 500°C bis 700°C , warmen Temperaturen von 25°C bis 55°C und kalten Temperaturen von -15°C bis $+10^\circ\text{C}$ eine Heizleistung von 4 kW bis 20 kW, bei Leistungszahlen zwischen 1,3 und 1,7.

2.2. 4 kW-Versuchsmaschinen

Im Jahr 1993 hat die Fa. BVE Thermolift GbR mit der Entwicklung einer Vuilleumier-Wärmepumpe zur Wohnraumbeheizung begonnen. In einem ersten Forschungsprojekt sollte die Eignung des Vuilleumier-Prozesses als Wärmequelle zur Wohnraumbeheizung untersucht werden. Zu diesem Zweck wurde eine Vuilleumier-Wärmepumpe entwickelt und optimiert, die eine Heizleistung von 4 kW bereitstellt. Die Heizleistung von 4 kW wurde in gewählt, da für den Funktionsnachweis die Leistung der Vuilleumier-Wärmepumpe nur am Rand relevant ist jedoch eine kleinere Maschine bei der experimentellen Untersuchung bezüglich des apparativen Aufwands und der Handhabung große Vorteile bietet. Im folgenden werden die Gesamtkonstruktion und markante Versuchsergebnisse beschrieben, über die bereits ausführlich in /4/ berichtet wurde.

2.2.1. Gesamtkonstruktion

Bei der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe, wie sie im Schnittbild in Abb. 2.2 dargestellt ist, sind die beiden Verdränger, ähnlich dem Prinzipbild in Abb. 2.1 auf Seite 7 linear übereinander angeordnet. Dadurch entstehen die drei Zylinderräume mit den charakteristischen Temperaturen T_k , T_w und T_h . Im Gegensatz zu freischwingenden Vuilleumier-Wärmepumpe, bei denen die lineare Anordnung üblich ist, wird die Verdrängerbewegung bei der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe von einem Getriebe synchronisiert. Dadurch ergibt sich die Notwendigkeit die Stangen der Verdränger durch den kalten Zylinderraum konzentrisch zu führen. Die Bewegung der Verdränger verläuft sinus-

förmig und mit einer Phasenverschiebung von 90° . Der kalte Verdränger eilt dabei in der Bewegungsrichtung dem heißen voraus.

Die Verdränger haben einen Durchmesser von 113 mm und sind zur Minimierung der trägen Massen hohl ausgeführt. Die Verdränger stellen eine Verbindung zwischen den Zylinderräumen dar und werden demnach zur Minimierung der Wärmeleitungsverluste aus Werkstoffen mit geringen Wärmeleitfähigkeiten und kleinen Wandquerschnitten ausgeführt. Aufgrund der großen Temperaturdifferenz über den heißen Verdränger sind in ihm Blechteller eingeschweißt, die den Wärmetransport durch Strahlung reduzieren.

Zur Überwindung der Reibungsverluste dient in der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe ein sogenannter Reststirling. Wie bereits oben erwähnt, kann über die Volumenänderung analog zum Stirling-Motor mechanische Energie produziert werden. Erreicht wird dies durch die unterschiedlichen Durchmesser der Verdrängerstangen in den drei Zylinderräumen. Da die so bereitgestellte mechanische Antriebsleistung der Vuilleumier-Wärmepumpe abhängig von den Temperaturen der Zylinderräume ist, weist die Wärmepumpe keine konstante Drehzahl auf. Es stellt sich stets ein stabiler Betriebszustand ein.

Das Getriebe, das innerhalb des Druckbehälters unter der in den kalten Flansch eingelegten Getriebegrundplatte montiert ist, ist ein Kurbelschlaufenge triebe. Auf der zweifach gekröpften Kurbelwelle mit einer Exzentrizität von 25 mm sitzen zwei Laufrollen, die innerhalb der beiden Kurbelschlaufen abrollen. Die Linearführung der Kurbelschlaufen erfolgt jeweils über Rundstangen, die ihrerseits von Linearlagern aufgenommen werden. Die Kurbelwelle ist so unter der Vuilleumier-Wärmepumpe positioniert, daß die Laufrolle in der Kurbelschlaufe, die mit dem heißen Verdränger verbunden ist, zentrisch unter den Stangen der Verdränger sitzt. Die kalte Kurbelschlaufe sitzt außermittig und wird über eine weitere Kröpfung mit der Verdrängerstange verbunden. Gegenüberliegend der kalten Kurbelschlaufe ist auf die Kurbelwelle eine Schwungscheibe aufgepreßt. Diese reduziert die Drehungleichförmigkeiten auf unter $\pm 15\%$. Zusätzlich ist auf dem Außenradius der Schwungscheibe ein Zahnkranz angeordnet, in den der Starter mit seinem Schwenkhebel im Startvorgang eingreift. Da die Vuilleumier-Wärmepumpe ihre notwendige mechanische Antriebsleistung selber aufbringt, genügt es, den Prozeß durch eine Anregung der Verdrängerbewegung zu starten. Der Startermechanismus schwenkt dabei während des Startvorgangs in den Zahnkranz ein und nach erfolgreichem Start durch Drehrichtungsumkehr wieder aus.

Da die Arbeitsweise der Vuilleumier-Wärmepumpe maßgeblich von der thermische induzierten Druckschwingung abhängt, werden alle Hohlräume und Zylinderräume durch Dichtungen voneinander getrennt. Als statische Dichtungen werden in der Vuilleumier-Wärmepumpe zwischen einer Vielzahl von Bauteilen O-Ringe eingesetzt, wie Abb. 2.2 zeigt. Die dynamische Dichtungen, die die Zylinderräume voneinander trennen und den Getrieberaum und den Hohlraum des kalten Verdrängers vom eigentlichen Prozeßraum trennen, sind aus einem trockenlaufenden PTFE-Dichtring mit hinterliegendem O-Ring ausgeführt. Der Trockenlauf ist erforderlich, da ansonsten die Gefahr bestünde, daß die Schmierfette sich in den fein strukturierten wärmetechnischen Aggregaten der Vuilleumier-Wärmepumpe niederschlagen und zu Verstopfungen führen.

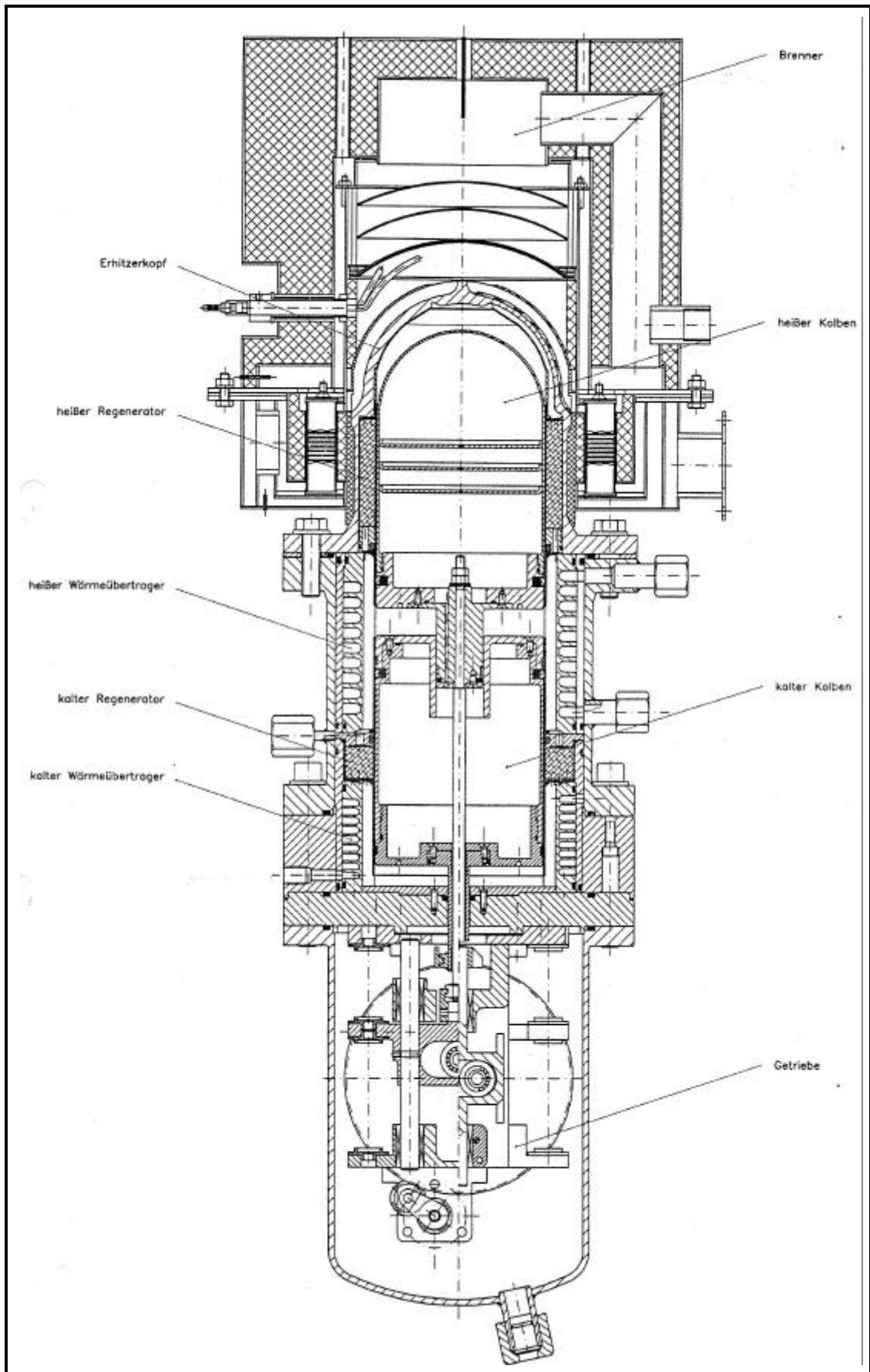


Abb. 2.2: Schnittzeichnung der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe aus [4].

Konzentrisch um die Verdränger sind die wärmetechnischen Aggregate der Vuilleumier-Wärmepumpe angeordnet. Im einzelnen sind das in Richtung steigender Temperatur der kalte Wärmeübertrager, der kalte Regenerator, der warme Wärmeübertrager, der heiße Regenerator sowie der Erhitzerkopf.

Die Regeneratoren sorgen dafür, daß das Arbeitsgas unter idealen Bedingungen beim Eintritt in die Zylinderräume die Temperatur der Zylinderräume besitzt. In der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe sind die Regeneratoren aus einem Drahtvlies aus Chrom-Nickel-Stahl gefertigt. Die Drähte haben einen Durchmesser von 22 μm bzw. 40 μm und sind so verpreßt, daß sie über eine Porosität von etwa 80 % verfügen. Zur Vermeidung von Leckageströmen an der Regeneratormatrix sind die verpreßten Drähte in dünne Blechhülsen eingefast.

Über die Wärmeübertrager steht das Arbeitsgas der Vuilleumier-Wärmepumpe mit äußeren Wärmeträgermedien in Kontakt. Sie müssen der hohen Druckdifferenz zwischen dem Arbeitsmedium und dem Wärmeträgermedium standhalten. Um den Wärmeübertragungswiderstand gering zu halten sollte die drucktragende Wand bezüglich der Wanddicke minimiert werden. In der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe sind die beiden Wärmeübertrager als Spaltwärmeübertrager aus Aluminium realisiert. Auf der Arbeitsgasseite ist der zylinderförmige Aluminiumblock mit feinen axial laufenden Spalten versehen, die durch eine Blechhülse teilweise zu Kanälen verschlossen sind. Auf der äußeren Seite ist in den Aluminiummantel eine offene eingängige Kanalwendel für das Wärmeträgermedium eingebracht. Der Wärmeübertrager wird in der Vuilleumier-Wärmepumpe innerhalb der drucktragenden Außenwand so angeordnet, daß sich die stirnseitig geschlossene Kanalwendel an der inneren Wand des Druckbehälters abstützt. Dadurch wird die drucktragende Funktion der Wand zwischen den Wärmeträgermedien teilweise auf die Außenwand übertragen. Zusätzlich erlaubt die gewölbte Struktur der Kanalwendel dünne Wandungen zwischen dem Arbeitsgas und dem Wärmeträgermedium.

Ein spezieller Wärmeübertrager in der Vuilleumier-Wärmepumpe ist der Erhitzerkopf, die Baugruppe in der der Antriebswärmestrom von dem Rauchgas an das Arbeitsgas übertragen wird. Die Besonderheit liegt dabei in der der Druckbelastung überlagerten Temperaturbeaufschlagung, die neben dem Einsatz von Hochleistungswerkstoffen auch die Entwicklung einer speziellen drucktragenden Struktur erforderlich macht. In der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe ist eine berippte halbkugelförmige Sandwich-Bauweise gewählt worden.

Der Antrieb erfolgt über einen Gas-Strahlungsbrenner auf Basis des MatriX-Brenners der Fa. Viessmann. Zur Maximierung des Wirkungsgrades wird die Antriebswärme auf einem möglichst hohen Temperaturniveau dem Vuilleumier-Prozeß zur Verfügung gestellt und der Brenner demzufolge mit Luftvorwärmung betrieben. In dem im unteren Teil des Brenners ringförmig angeordneten Faltblechluftvorwärmer wird die zugeführte Verbrennungsluft vom abgeführten Rauchgas auf Temperaturen von ca. 450 °C erwärmt. Der Brenner ist als Vormischbrenner konzipiert, die Verbrennung findet mit einem kleinen Abstand zur Drahtgewebeoberfläche statt. Angepaßt an die Kontur des Er-

hitzerkopfes bildet das Drahtgewebe eine konkave Brennfläche. Da das Rauchgas beim Verlassen des Luftvorwärmers unter Nennlastbedingungen noch Temperaturen über 200 °C aufweist, wird in einem nachgeschalteten Rauchgas-*Rest*-Wärmeübertrager (in Abb. 2.2 nicht dargestellt) das Rauchgas nahezu auf die Rücklauf­temperatur des Heizkreises abgekühlt. Die entsprechende Wärmemenge wird hier direkt an den Heizkreislauf abgegeben. Bei Unterschreitung des Taupunktes wird analog zur Brennwerttechnik, die Kondensationsenthalpie als weiterer Wärmestrom an den Heizkreis übertragen.

Um die Montagearbeiten an der Laborausführung des 4 kW-Prototypen zu vereinfachen, ist der drucktragende Mantel mit zwei Flanschen versehen worden. Der eine Flansch trennt die Maschine zwischen dem heißen Regenerator und dem warmen Wärmeübertrager. Der andere Flansch unterhalb des kalten Wärmeübertragers fixiert die Zwischenplatte, die das Getriebe trägt. Zur Abdichtung der Flansche sind O-Ringe als Dichtelemente eingesetzt.

Die Gesamthöhe der in Abb. 2.2 dargestellten Versuchsmaschine beträgt 0,9 m; das Gewicht beträgt ca. 60 kg.

2.2.2. Meßergebnisse

Um im folgenden einen kurzen Überblick über die mit der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe experimentell erreichten Ergebnisse zu geben, wird die Energieeffizienz der Anlage unter den Randbedingungen beschrieben, unter denen die Anlage als Wärmequelle einer Fußbodenheizung im Jahresmittel betrieben wird. Als Sekundärwärmequelle wird dabei die Umgebungsluft angenommen, da diese zum einen unter allen Aufstellbedingungen sicher zur Verfügung steht und zum anderen im Vergleich mit anderen Sekundärwärmequellen wie Grundwasser oder Erdboden aus thermodynamische Sicht den ungünstigsten Fall darstellt. Für die 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe führen die geometrische Mittelung der Jahreswärmemenge unter diesen Randbedingungen zu einer mittleren warmen Kreislauf­temperatur von 35,7 °C und einer mittleren kalten Kreislauf­temperatur von -2,5 °C.

In Abb. 2.3 sind Versuchsergebnisse der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe unter diesen Betriebsbedingungen dargestellt. Bei einer mittleren Erhitzerkopftemperatur am oberen Punkt des halbkugelförmigen Erhitzerkopfes von 608 °C arbeitet die Vuilleumier-Wärmepumpe hier mit einer Druckamplitude von 9,52 bar bzw. 8 % bezogen auf den Prozeßmitteldruck von 119,2 bar. Die Drehzahl beträgt 422 Umdrehungen pro Minute. Im warmen Wärmeübertrager wird vom Wärmepumpen-Prozeß in diesem Zustand ein warmer Wärmestrom $\dot{Q}_{\text{warm,Prozeß}}$ von 3,29 kW abgegeben. Auf der kalten Seite nimmt er einen Sekundärwärmestrom \dot{Q}_{kalt} von 1,26 kW auf. Aufgrund der geringen Oberflächentemperaturen sowie der guten Isolierung sind die Isolationsverluste des eigentlichen Wärmepumpen-Prozesses ohne Antriebsbrenner und Rauchgas-*Rest*-Wärmeübertrager zu vernachlässigen. Es folgt somit aus der Energiebilanz

$$\dot{Q}_{\text{heiß}} = \dot{Q}_{\text{warm,Prozeß}} - \dot{Q}_{\text{kalt}} \quad \text{Gl. 2-6}$$

ein Antriebswärmestrom für den Nukleus $\dot{Q}_{\text{heiß}}$ von 2,03 kW. Die Leistungszahl bzw. das Wärmeverhältnis des Wärmepumpen-Prozesses $e_{\text{Pr ozeß}}$ ergibt sich zu

$$e_{\text{Pr ozeß}} = \frac{\dot{Q}_{\text{warm, Pr ozeß}}}{\dot{Q}_{\text{heiß}}} = \frac{\dot{Q}_{\text{warm, Pr ozeß}}}{\dot{Q}_{\text{warm, Pr ozeß}} - \dot{Q}_{\text{kalt}}} \quad \text{Gl. 2-7}$$

und erreicht damit einen Wert von 1,62. Es konnte somit erreicht werden, daß zusätzlich zu der Wärmemenge des Antriebswärmestrom noch einmal 62 % als Umgebungswärmestrom dem Heizungssystem zugeführt wurde.

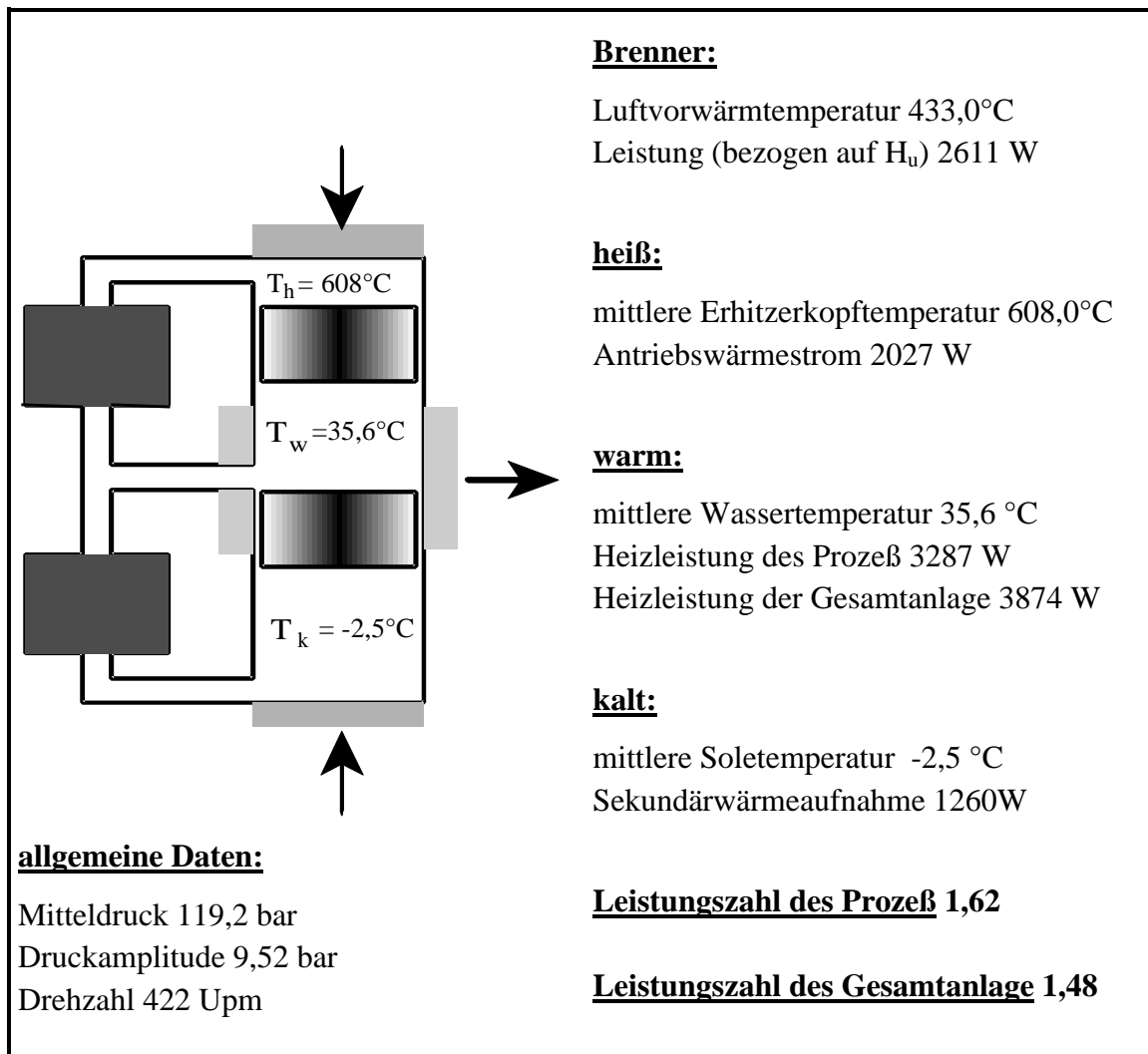


Abb. 2.3: Meßergebnisse beim Betrieb der 4 kW-Maschine im mittleren Betriebspunkt einer Fußbodenheizung

Der Brenner mit einer auf den unteren Heizwert H_u des eingesetzten Erdgases bezogenen Leistung $\dot{Q}_{Br} = \dot{m}_{Br} H_u$ von 2611 W arbeitet mit einer Luftvorwärmtemperatur von 433 °C. Trotz der damit hohen Verbrennungstemperaturen betragen die Schadgasemissionen nur 10 ppm CO und 8 ppm NO_x . Die Rauchgase werden durch die Wärmeübertragung an die Verbrennungsluft im Luftvorwärmer auf ca. 210° C abgekühlt. Die im Luftvorwärmer nicht an die Verbrennungsluft übertragene Wärme gibt das Rauchgas im Rauchgas-*Rest*-Wärmeübertrager direkt an den Heizkreislauf ab. Analog zur Brenn-

werttechnik wird hier durch Abkühlung bis auf eine Rauchgasaustrittstemperatur von $31,5^\circ\text{C}$ auch die Kondensationswärme des im Rauchgas enthaltenen Wasserdampfes \dot{Q}_{lat} in Höhe von $0,17\text{ kW}$ genutzt. Die Rauchgasverluste \dot{Q}_{RG} spielen daher eine untergeordnete Rolle. Im Rauchgas-*Rest*-Wärmeübertrager wird damit eine Wärmeleistung $\dot{Q}_{warm,Rest-WÜ}$ von $0,59\text{ kW}$ übertragen. Die von der gesamten Vuilleumier-Wärmepumpe abgegebene Heizleistung $\dot{Q}_{warm,ges}$ ist die Summe der vom Wärmepumpen-Prozeß abgegebene Wärmeleistung und der Wärmeleistung des Rauchgas-*Rest*-Wärmeübertragers. Aus der Bilanz aller an der Vuilleumier-Wärmepumpe gemessenen Wärmeströme folgen die Isolationsverluste:

$$\dot{Q}_{iso} = \dot{Q}_{Br} + \dot{Q}_{lat} + \dot{Q}_{kalt} - \dot{Q}_{warm,Prozeß} - \dot{Q}_{warm,Rest-WÜ} - \dot{Q}_{Kamin} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Die gesamt Leistungszahl der Vuilleumier-Wärmepumpe e_{gesamt} ist das Verhältnis des insgesamt abgegebenen Wärmestroms zum aufgenommenen Feuerungswärmestrom.

$$e_{gesamt} = \frac{\dot{Q}_{warm,Prozeß} + \dot{Q}_{warm,Rest-WÜ}}{\dot{Q}_{Br}} \quad \text{Gl. 2-9}$$

Mit dem Feuerungswirkungsgrad des Brenners bei der Beheizung des Wärmepumpen-Prozesses

$$h_{Br} = \frac{\dot{Q}_{heiß}}{\dot{Q}_{Br}} \quad \text{Gl. 2-10}$$

kann die gesamt Leistungszahl dargestellt werden als:

$$e_{gesamt} = h_{Br} \cdot e_{Prozeß} + \left(1 + \frac{\dot{Q}_{lat}}{\dot{Q}_{Br}} - h_B - \frac{\dot{Q}_{iso} - \dot{Q}_{Kamin}}{\dot{Q}_{Br}} \right) \quad \text{Gl. 2-11}$$

Bedingt durch die beim Versuchsmuster mit $0,15\text{ kW}$ bzw. 6% relativ großen Isolationsverluste hat der Brenner statt dem bei den erreichten Luftvorwärmtemperaturen zu erwartenden Brennerwirkungsgrad von 87% nur einen Wirkungsgrad von 78% . Die Leistungszahl des Gesamtsystems, die sich anderenfalls nur um 4% von der des reinen Wärmepumpen-Prozesses unterscheiden würde, liegt daher lediglich bei $1,48$.

Die Untersuchung der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe hat gezeigt, daß eine Steigerung der Energieeffizienz im Bezug auf die bestehenden konventionelle Heizungstechnik von 50% und mehr bezogen auf den Primärenergieverbrauch erreichbar ist. Selbst bei der Nutzung der Umgebungsluft als Sekundärwärmequelle ist ein monovalenter Betrieb der Anlage zur Wohnraumbeheizung möglich. Möglich wird dies durch die spezielle Leistungscharakteristik der Vuilleumier-Wärmepumpe. Im Gegensatz zu Kompressions- und Sorptionswärmepumpen, bei denen aufgrund des Phasenwechsels mit abnehmender Sekundärquellentemperatur die Heizleistung abnimmt, bleibt die Heizleistung der Vuilleumier-Wärmepumpe über dem gesamten Einsatzfeld weitgehend konstant.

Um diese positiven und vielversprechenden Ergebnisse zu erhärten und die Eignung der Vuilleumier-Wärmepumpe zur flächendeckenden Wohnraumbeheizung weiter zu unter-

suchen, wird im Rahmen dieses Projektes eine Vuilleumier-Wärmepumpe mit einer für den bestehenden Gebäudebestand der Bundesrepublik Deutschland relevanten Heizleistung von 15 bis 35 kW entwickelt, konstruiert und im Bezug auf die Energieeffizienz, die Dauerlaufeigenschaften und die Herstellkosten untersucht.

2.3. Vuilleumier-Wärmepumpe zur Wohnraumbeheizung

Die Auslegung eines Heizungssystems ist in Deutschland maßgeblich durch Normen und Vorschriften bestimmt. Wichtig für die Wohnraumbeheizung sind die *Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden* in DIN 4701 /24/, die neben der Heizgrenztemperatur und der kältesten Normaußentemperatur den Norm-Wärmebedarf, d. h. die Summe aus dem Norm-Transmissionswärmebedarf und dem Norm-Lüftungswärmebedarf, festlegt. Für ein System, welches auch der Brauchwasserbereitung dient, ist zusätzlich die VDI-Richtlinie 2067 Blatt 4 zur *Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen, Warmwasserversorgung* /25/ anzuwenden.

Speziell für Wärmepumpen, meist elektrisch betriebene Kompressions-Wärmepumpen, erlassene Normen berücksichtigen weniger den realen Bedarf der Gebäude als vielmehr die Charakteristika der Wärmepumpe. Sie dienen nur zum Vergleich der Wärmepumpen untereinander und nicht der Bewertung der Einsatzmöglichkeit zur Wohnraumbeheizung im Vergleich mit herkömmlicher Technik.

Für eine Vuilleumier-Wärmepumpe als alleinigem Wärmeerzeuger in einem Heizsystem nach obigen Normen ergeben sich somit folgende allgemeine Randbedingungen:

Die Bereitstellung von Wärme zur Wohnraumbeheizung und Brauchwasserbereitung muß bei Heizmitteltemperaturen von 20 °C bis 75 °C erfolgen. Die Sekundärwärmequelle, die eine Wärmepumpe im Vergleich mit der herkömmlichen Technik zusätzlich benötigt, muß während der gesamten Betriebszeit der Wärmepumpe zur Verfügung stehen. Prinzipiell ist eine Vielzahl von Sekundärwärmequellen denkbar. In der Praxis haben sich zwei Quellen, die Umgebungsluft und die Erdwärme als praktikabel herausgestellt. Die Erdwärme kann in Form von unterirdischen, meanderförmig verlegten Rohrschlangen oder durch sogenannte Erdsonden, senkrecht ins Erdreich eingebrachte Doppelrohre, gewonnen werden. Aus der Umgebungsluft kann die Sekundärwärme durch freie Konvektion oder mittels Ventilatoren erzwungener Konvektion in einem Lamellen-Wärmeübertrager gewonnen werden. Die letzte Variante weist den großen Vorteil auf, daß sie an jedem Aufstellungsort anwendbar ist. Die anderen Wege benötigen freie Bebauungen mit großen umgebenden Freiflächen und sind darum nur bei Neubauten anwendbar. Um die Vuilleumier-Wärmepumpe auch im Baubestand einsetzen zu können, wird sie so konzipiert, daß sie mit der Sekundärwärmequelle Umgebungsluft betrieben werden kann. Die Sekundärwärmequelle Umgebungsluft weist von allen Quellen die größte Temperaturspreizung auf, so daß die Vuilleumier-Wärmepumpe bei der Konzeption in Verbindung mit allen Sekundärwärmequellen eingesetzt werden kann.

Die Vuilleumier-Wärmepumpe ist für die Sekundärwärmequelle Luft so auszulegen, daß sie bei Umgebungslufttemperaturen von -15 °C bis $+15\text{ °C}$ Heizwärme und von -15 °C bis 35 °C Wärme zur Brauchwassererwärmung bereitstellt. Die Nennleistung eines Heizsystems ist die Heizleistung, die es bei der kältesten Umgebungstemperatur - der Normaußentemperatur - von -15 °C und einer mittleren Heizungswassertemperatur von 35 °C bei Fußbodenheizung, 50 °C bei Niedertemperaturheizung und $67,5\text{ °C}$ bei Radiatorheizung produziert.

Aus dem nach DIN 4701 /24/ berechneten Wärmebedarf eines Gebäudes ergeben sich für ein Beheizungsaggregat jährlich 1650 Vollastbetriebsstunden. Unter Voraussetzung einer für Beheizungsaggregate üblichen Lebensdauer von 12 Jahren ergibt sich somit die Anforderung, eine Vuilleumier-Wärmepumpe auf minimal 20.000 Betriebsstunden auszulegen.

Bei thermisch getriebenen Wärmepumpen, wie der Vuilleumier-Wärmepumpe, ist der eigentliche Wärmepumpen-Prozeß nur eine der energiewandelnden Komponenten. Der zum Antrieb erforderliche Brenner stellt ebenso eine solche dar. Ein optimiertes Gesamtaggregate erfordert neben einem optimierten Wärmepumpen-Prozeß auch eine optimale Bereitstellung des heißen Wärmestroms sowie ein optimales Zusammenwirken der beiden Komponenten. Die Bereitstellung des heißen Wärmestroms erfolgt idealerweise mit einem Brenner mit Luftvorwärmung, da dann ein Teil des Enthalpiestroms des heißen Rauchgases, welches den Erhitzerkopf verläßt, wieder der Verbrennungszone in der Form vorgewärmter Verbrennungsluft zugeführt wird. Heute übliche Werte der Schadstoffemissionen bei der Verbrennung sind jedoch nur mit einem vormischenden Brenner zu erreichen, so daß die maximale Luftvorwärmtemperatur auf 450 °C begrenzt ist, da sonst unter den Einsatzbedingungen der Grenzgas ein Flammenrückschlag unvermeidlich wäre. Aufgrund der höheren spezifischen Wärmekapazität des Rauchgases gegenüber der Luft ist ein vollständiger Austausch der Enthalpieströme ohnehin nicht möglich, so daß ein weiteres Aggregat zur Nutzung der restlichen Rauchgaswärme erforderlich ist, welches der Rauchgas-*Rest*-Wärmeübertrager ist. Das Heizungswasser wird hier durch das den Luftvorwärmer verlassende Rauchgas zusätzlich erwärmt. Sofern die Oberflächentemperatur im Rauchgas-*Rest*-Wärmeübertrager den Taupunkt des Rauchgases unterschreitet, kommt es außerdem analog zur Brennwertechnik, dem derzeitigen Stand der Technik bei der Wohnraumbeheizung, zur Nutzung der latenten Wärme des Rauchgases.

Abweichend von der Nomenklatur in der herkömmlichen Heizungstechnik wird für den Brenner einer Vuilleumier-Wärmepumpe ein Brennerwirkungsgrad definiert, der den Antriebswärmestrom des Wärmepumpen-Prozesses ins Verhältnis zur Brennerleistung setzt. Analog zur Heizungstechnik wird im Rahmen dieser Arbeit die Brennerleistung mit dem unteren Heizwert des Brennstoffes gebildet. Für den Brennerwirkungsgrad gilt somit:

$$h_{Br} = \frac{\dot{Q}_h}{\dot{m}_{Br} \cdot H_u} \quad \text{Gl. 2-12}$$

Da nur der vom Brennerwirkungsgrad beschriebene Anteil der Brennerleistung in dem Wärmepumpen-Prozeß veredelt wird, sollte dieser Wirkungsgrad bei der Anlagenoptimierung maximiert werden. Er berücksichtigt nur die Wärmeabgabe an das Arbeitsgas und nicht die an das Heizungswasser, so daß selbst bei einer Luftvorwärmung bis 450 °C im Gegensatz zur bestehenden Heizungstechnik Brennerwirkungsgrade von bestenfalls 85 % erreichbar sind.

Die Energieeffizienzen der beiden energiewandelnden Komponenten, die mit den Gleichungen Gl. 2-3 und Gl. 2-12 formuliert werden können, sind gegenläufig abhängig von der Temperatur des heißen Zylinderraums, so daß ein optimiertes Zusammenspiel der Komponenten, wie in Kapitel 3.1.2 ausgeführt, nur durch eine Gesamtbetrachtung möglich ist.

Zuvor ergibt sich jedoch zur Ermittlung der Optimierungskriterien die Notwendigkeit, die wirklichen Anforderungen an ein System zur Wohnraumbeheizung über eine gesamte Heizperiode weiter zu analysieren. Dabei beeinflußt die Veränderung der Außentemperatur neben dem Wärmebedarf des Gebäudes auch die Temperatur der Sekundärwärmequelle. Die aus dem veränderten Wärmebedarf des Gebäudes und den Wetterdaten abgeleitete Häufigkeitsverteilung der Auslastungszustände des Wärmeerzeugers, der zur Deckung des maximalen Wärmebedarfs bei kältester Außentemperatur dimensioniert ist, ist in Abb. 2.4 dargestellt. Es ist beispielsweise daraus ablesbar, daß nur 4 % der jährlichen Heizwärmemenge bei einer Auslastung des Wärmeerzeugers über 75 % benötigt werden. Demzufolge muß ein zur Wohnraumbeheizung genutztes Aggregat nicht nur unter Vollastbedingungen, sondern vor allem in Teillastzuständen über eine hohe Energieeffizienz verfügen.

Dieser speziellen Teillastanforderung unterliegen zwar einerseits alle Aggregate zur Wohnraumbeheizung, andererseits verursachen taktende Betriebsweisen, wie sie bei heutigen direkt beheizten Thermen oder Kesseln im Normalfall gefahren werden, bei Anlagen mit zwischengeschalteten Komponenten - wie z.B. Wärmepumpen - größere Stillstandsverluste, da sie über größere thermisch träge Massen verfügen. Demnach muß speziell bei Wärmepumpen auf diesen Aspekt ein besonderes Augenmerk gelegt werden. In der Praxis werden bei Wärmepumpen zwei verschiedene Konzepte verfolgt: Einerseits wird zwischen dem Wärmeerzeuger und dem Wärmeverteilungssystem ein Pufferspeicher geschaltet, der, während der Wärmeerzeuger in optimaler Betriebsweise läuft, die Wärme speichert und dann nach Bedarf an das Wärmeverteilungssystem abgibt. Dadurch können bei elektrisch getriebenen Kompressions-Wärmepumpen bestimmte von den Energieversorgungsunternehmen vorgeschriebene Stillstandszeiten überbrückt werden. Andererseits werden bivalente Systeme vertrieben, bei denen das Wärmepumpenaggregat nur auf etwa ein Drittel der Nennleistung ausgelegt wird und die fehlende Wärmemenge von einem zweiten Wärmeerzeuger, meist einem herkömmlichen Kessel, erzeugt wird. Aus Abb. 2.4 ist zu entnehmen, daß dann mit der Wärmepumpe in monovalenter Betriebsweise immerhin etwa ein Drittel der Jahreswärmemenge und anteilig im bivalenten Betrieb ein Drittel von der übrigen Jahreswärmemenge er-

zeugt werden kann, so daß in Summe die Wärmepumpe mehr als 55 % der Jahreswärmemenge beisteuert.

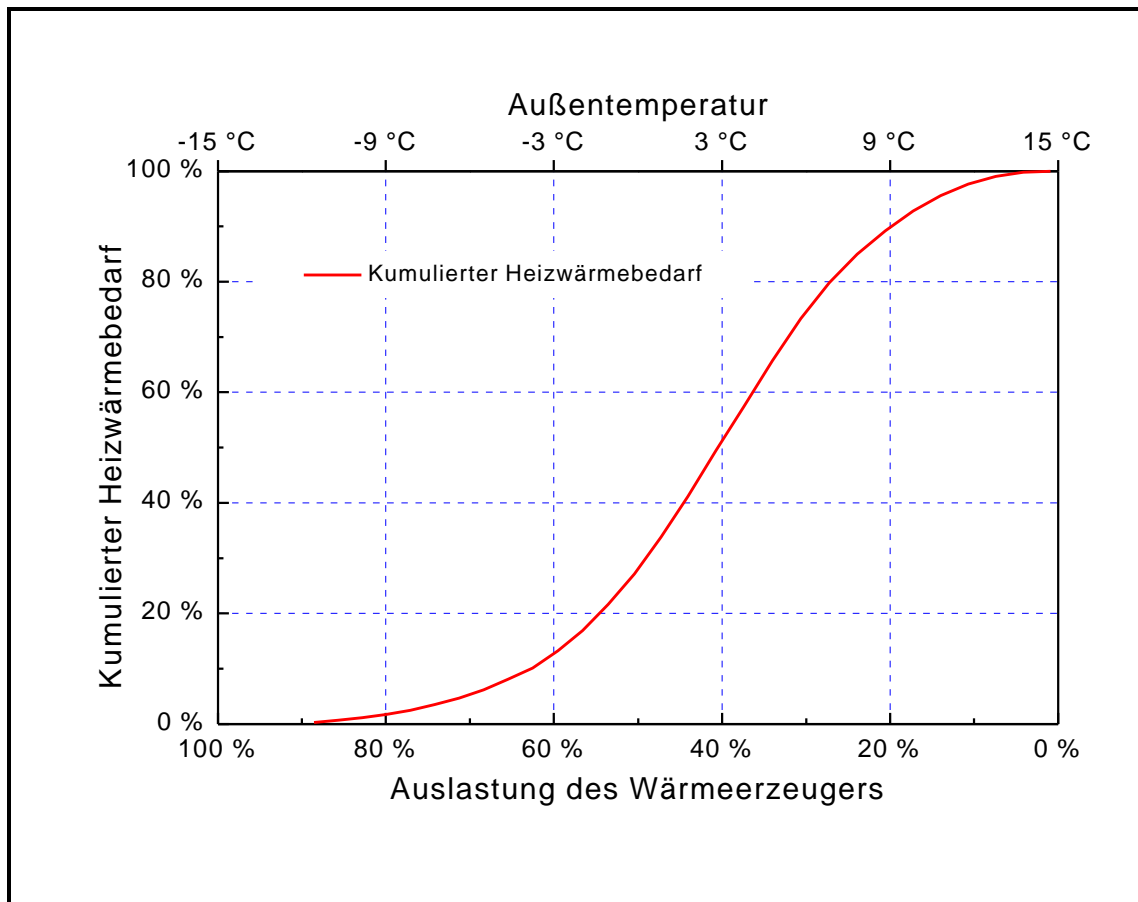


Abb. 2.4: Häufigkeiten der Auslastungen eines Beheizungsaggregates

Beide Verschaltungen weisen einen gravierenden Nachteil auf. Sie benötigen neben der Wärmepumpe noch zusätzliche Anlagenkomponenten. Aus diesem Grund ist ein rein wirtschaftlich motivierter Betrieb derartiger Anlagen und damit eine flächendeckende Markteinführung nur schwer möglich.

Eine Teillastregelung der Vuilleumier-Wärmepumpe kann im Gegensatz dazu nicht nur durch eine taktende Betriebsweise, sondern prinzipiell auch über die Temperatur des heißen Zylinderraumes erfolgen. Eine Reduktion der Temperatur des heißen Zylinderraumes führt zu einer Reduktion der Amplitude der Druckschwingung und somit zu einer Verringerung der ausgetauschten Wärmemenge. Zusätzlich werden die ausgetauschten Wärmemengen durch den bei Abnahme der heißen Temperatur reduzierten mittleren Prozeßdruck kleiner. Bei der Betrachtung des Teillastverhaltens erweist sich auch die Erzeugung der im Prozeß erforderlichen mechanischen Energie durch den Reststirling als günstig, da bei Reduktion der heißen Temperatur auch die produzierte mechanische Energie und somit die Drehzahl abnimmt, was dann zu einer weiteren Verringerung der warmen Wärmemenge führt. Da jedoch die Leistungszahl der Vuilleumier-Wärmepumpe maßgeblich an die Temperatur des heißen Zylinderraumes gekoppelt ist, wie aus Gl. 2-3 hervorgeht, bedeutet ein Teillastzustand automatisch auch eine Reduktion der unter den Randbedingungen maximal möglichen Leistungszahl.

Das Teillastverhalten der Vuilleumier-Wärmepumpe kann in Anlehnung an den bivalenten Betrieb durch eine einfache und somit kostengünstige Verschaltungsvariante verbessert werden, die im folgenden erläutert wird. Die Analyse der Energieflüsse um den Brenner zeigt, daß in die Brennkammer des vormischenden Brenners mit Luftvorwärmung zwei Enthalpieströme einströmen: Einerseits die chemische Energie des Brennstoffstroms und andererseits die Enthalpie der den Luftvorwärmer verlassenden warmen Verbrennungsluft. Beide Enthalpieströme zusammen bilden unter idealen Bedingungen den Enthalpiestrom, der die Brennkammer in Form des heißen Rauchgases verläßt. Alternativ kann derselbe heiße Rauchgas-Enthalpiestrom auch ohne Luftvorwärmung gebildet werden, indem ein größerer Brennstoffstrom in die Brennkammer einströmt. Diese Alternative ermöglicht nun den 'bivalenten' Betrieb der Vuilleumier-Wärmepumpe.

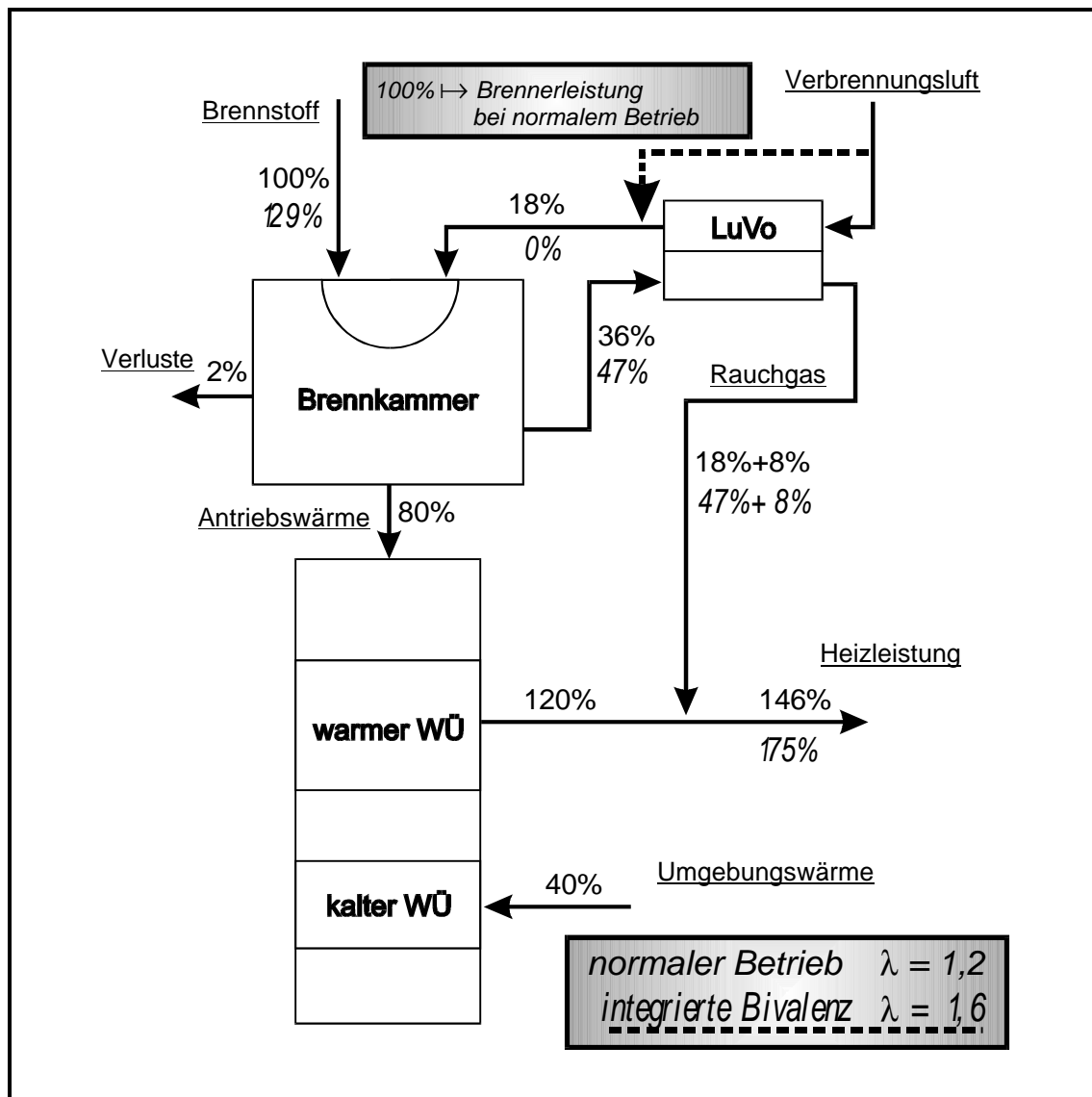


Abb. 2.5: Vergleich der prozentualen Energieströme bezogen auf die Brennennennleistung zwischen dem normalen Betrieb und der integrierten Bivalenz aus /26/.

In Abb. 2.5 ist zur Verdeutlichung ein Schaubild der Enthalpieströme dargestellt. Es ist zu erkennen, daß bei einer Luftzahl von $I = 1,2$ und einer Luftvorwärmtemperatur von 450 °C zu der chemischen Energie des Brennstoffs (100 %) mit der Luft ein Enthalpiestrom von 18 % bezogen auf die Brennstoffenergie in die Brennkammer einströmt. Unter Berücksichtigung der reduzierten Verbrennungstemperatur ist im alternativen bivalenten Betriebsmodus ohne Luftvorwärmung und einer erhöhten Luftzahl von $I = 1,6$ eine Brennstoffmenge von 129 % erforderlich, um denselben Antriebswärmestrom zur Verfügung zu stellen. Es ist somit möglich, die Nennleistung einer Vuilleumier-Wärmepumpe durch den Einbau einer einfachen luftseitigen Klappe, die den Bypass des Luftvorwärmers ermöglicht, um 20 % zu erhöhen. Die bei einer derartigen Leistungssteigerung erforderliche Anhebung der Luftzahl von $I = 1,2$ im normalen Betriebsmodus auf $I = 1,6$ im bivalenten Betrieb ist aus der Sicht der Verbrennungskinetik auch unter der Betrachtung der Grenzgase möglich.

Da die im normalen Betrieb maximal bereitgestellten 83 % der Nennwärmeleistung gemäß Abb. 2.4 über 97 % der Jahreswärmemenge abdecken, hat diese Verschaltung nur geringen Einfluß auf die über ein Jahr betrachtete Energieeffizienz. Positiv wirkt sich die Tatsache aus, daß infolge dieser Verschaltung die Vuilleumier-Wärmepumpe nicht nur im Nennlastfall der Heizungsanlage bei maximaler heißer Zylinderraumtemperatur betrieben wird, sondern auch bis zu Auslastung des Heizungssystems von 83 %. Die heiße Zylinderraumtemperatur ist damit bereits bei den niedrigeren Auslastungen höher, wodurch die Energieeffizienz in allen Teillastfällen verbessert wird. Für diese Verschaltungsvariante wurde der Begriff der „integrierten Bivalenz“ eingeführt, da es sich analog zu bisherigen Wärmepumpenschaltungen um eine Leistungssteigerung handelt, jedoch kein zusätzlicher Wärmeerzeuger benötigt wird.

Den Teillastanforderungen an die Vuilleumier-Wärmepumpe wird noch in einer weiteren Weise Rechnung getragen, indem die Optimierung des Wärmepumpen-Prozesses bzw. seiner wärmetechnischen Aggregate nicht für den Maximallastfall durchgeführt wird, sondern für den in der realen Anwendung am häufigsten auftretenden Teillastfall. Auf diese Weise soll erreicht werden, daß die Leistungszahl der Vuilleumier-Wärmepumpe in weiten Bereichen der Teillastzustände auf einem hohen Niveau liegt. Diese Zusammenhänge und Vorgehensweisen werden im nächsten Kapitel ausführlich erörtert.

3. 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe

Aufbauend auf den Erfahrungen, die sowohl im konstruktiven als auch im experimentellen Bereich mit der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe im Rahmen des vorangegangenen Verbundvorhabens erarbeitet wurden, erfolgte die Entwicklung und Konstruktion von Versuchsmaschinen mit einer Leistung von 18 bis 35 kW.

Die große Bandbreite bei der Beschreibung der Leistung einer Wärmepumpe ist auf Nutzung des Arbeitspotentials der heißen Rauchgase zurückzuführen. Abhängig von dem Heizungssystem (Fußboden, Niedertemperatur oder Radiatorheizung) und der Sekundärwärmequelle (Außenluft, Erdboden oder Grundwasser) kann mit dem Arbeitspotential der Rauchgase ein abweichender Sekundärwärmestrom transformiert werden. Im folgenden wird die Vuilleumier-Wärmepumpe mit einer Leistungsbezeichnung von 20 kW ausgelegt und entwickelt. Dabei wird die Leistungsdimensionierung für den ungünstigsten Fall (Außenluft und Radiatorheizung) vorgenommen. Für die anderen Anwendungsfälle ergeben sich dann teilweise erheblich größere Nennleistungen. Um die Maschine eindeutig zu bezeichnen wird sie durchgehend mit 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe bezeichnet.

Im folgenden Abschnitt werden die detaillierte Auslegungen und Optimierungen, auf deren Basis die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe entstanden sind, dargelegt. Danach erfolgt die Darstellung der konstruktiven Umsetzung der Versuchsmaschinen. Auf die Randbedingungen, Auslegungen und Optimierungen einzelner charakteristischer Bauteile und typischer Komponenten wird in den anschließenden Kapiteln näher eingegangen.

3.1. Thermodynamische Auslegung

Am Anfang der Entwurfsplanung für die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe stand neben der Festlegung der maximalen Heizleistung der prinzipiellen Bauart, die der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe entsprechen sollte. Bevor im folgenden die thermodynamische Auslegung des regenerativen Gaskreisprozesses beschrieben wird, werden nach einigen Vorüberlegungen noch die optimale Erhitzerkopftemperatur und die Frage nach einem geeigneten Brenner diskutiert.

3.1.1. Ziele und Vorüberlegungen

Die Entwicklung der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe wurde im wesentlichen unter folgenden Zielsetzungen betrieben:

- Reduktion des Primärenergiebedarfs um minimal 30 % gegenüber der Brennwerttechnik
- Einbindungsmöglichkeit in bestehenden Heizungsanlagen
- Nutzung der Umgebungsluft als Sekundärwärmequelle
- Konstruktion unter der Berücksichtigung serientechnischer Fertigungsverfahren

Die speziellen Randbedingungen eines Heizungssystems in der Bundesrepublik Deutschland, wie sie in erläutert wurden, macht noch eine Überlegung zu den Optimierungsstrategien erforderlich. Die wesentliche Jahresheizwärmemenge wird von dem Heizsystem unter Teillastbedingungen erbracht, so daß diese auch bei der Optimierung Berücksichtigung finden müssen. Die Teillastregelung einer Vuilleumier-Wärmepumpe, die über die Höhe der Erhitzerkopftemperatur erfolgt, senkt neben der Heizleistung auch die Leistungszahl des Vuilleumier-Prozesses. Um diesem Umstand Rechnung zu tragen wird bei der thermodynamische Auslegung bei maximaler Erhitzerkopftemperatur und die Optimierung der Anlage bei reduzierter Erhitzerkopftemperatur, also im Teillastzustand, durchgeführt. Zuvor wird jedoch die optimale Erhitzerkopftemperatur für eine Vuilleumier-Wärmepumpe untersucht.

3.1.2. Optimale Erhitzerkopftemperatur

Die Temperatur des Erhitzerkopfes prägt das Verhalten der Vuilleumier-Wärmepumpe in verschiedener Weise. Um aus den gegenläufigen Effekten zu einem Optimum zu gewinnen werden diese im folgenden, analog zu den Analysen von /26/, dargestellt und optimiert. Wie schon in Gl. 2-3 gezeigt wurde, ist die Temperatur des heißen Volumens maßgeblich für das Wärmeverhältnis im Vuilleumier-Wärmepumpen-Prozeß verantwortlich. Im Betrieb zur Wohnraumbeheizung an einem Niedertemperaturheizsystem und der Umgebungsluft als Sekundärwärmequelle sind die am häufigsten auftretenden kalten und warmen Zylinderraumtemperaturen $-2,5\text{ °C}$ und $35,7\text{ °C}$. Für diesen Fall ist der Zusammenhang zwischen der Leistungszahl nach Carnot und der Temperatur des heißen Volumens in Abb. 3.1 dargestellt. Zur Optimierung der Leistungszahl des Wärmepumpen-Prozesses ist demnach die Temperatur des heißen Zylinderraums und somit die des Erhitzerkopfes zu maximieren.

Aus der Tatsache, daß die Wärmezufuhr auf der heißen Seite durch einen Gasbrenner erfolgen soll, ergibt sich ein gegenläufiger Zusammenhang. Die fossile Energie des Gases wird dem Erhitzerkopf hauptsächlich in Form eines erwärmten Rauchgases vom Brenner zur Verfügung gestellt. Dieses Rauchgas kann jedoch seine Energie nur teilweise an den Erhitzerkopf abgeben, da es nur maximal bis zur rauchgasseitigen Wand-

temperatur des Erhitzerkopfes abgekühlt werden kann. Die restliche thermische Energie des Rauchgases kann zwar zur Luftvorwärmung genutzt werden und somit wieder der Verbrennungszone zugeführt werden, jedoch ist die Höhe der Luftvorwärmung auf maximal 450 °C begrenzt. Diese Begrenzung hängt ursächlich mit der Selbstentzündungstemperatur und der erhöhten Rückschlagneigung des Brenners zusammen. Da das Rauchgas über eine größere spezifische Wärmekapazität im Vergleich zur Verbrennungsluft verfügt, verläßt das Rauchgas den Luftvorwärmer unter keinen Umständen auf dem Temperaturniveau der Umgebung. Die übrige sensible Wärme des Rauchgases kann mit seiner latenten Wärme direkt ins Heizungswasser eingekoppelt werden. Sie wird auf diesem Weg jedoch nicht durch den Wärmepumpen-Prozeß ‘veredelt’, sondern maximal mit dem Faktor eins eingekoppelt. Die Maximierung der Leistungszahl des Gesamtaggregates aus Vuilleumier-Prozeß und Antriebsbrenner verlangt somit nach einem möglichst großen Brennerwirkungsgrad. Der in Abb. 3.1 dargestellte Zusammenhang zwischen der rauchgasseitigen Oberflächentemperatur des Erhitzerkopfes und dem Brennerwirkungsgrad zeigt, daß dieser mit wachsender Erhitzerkopftemperatur abnimmt, sich also gegenläufig zur Leistungszahl verhält.

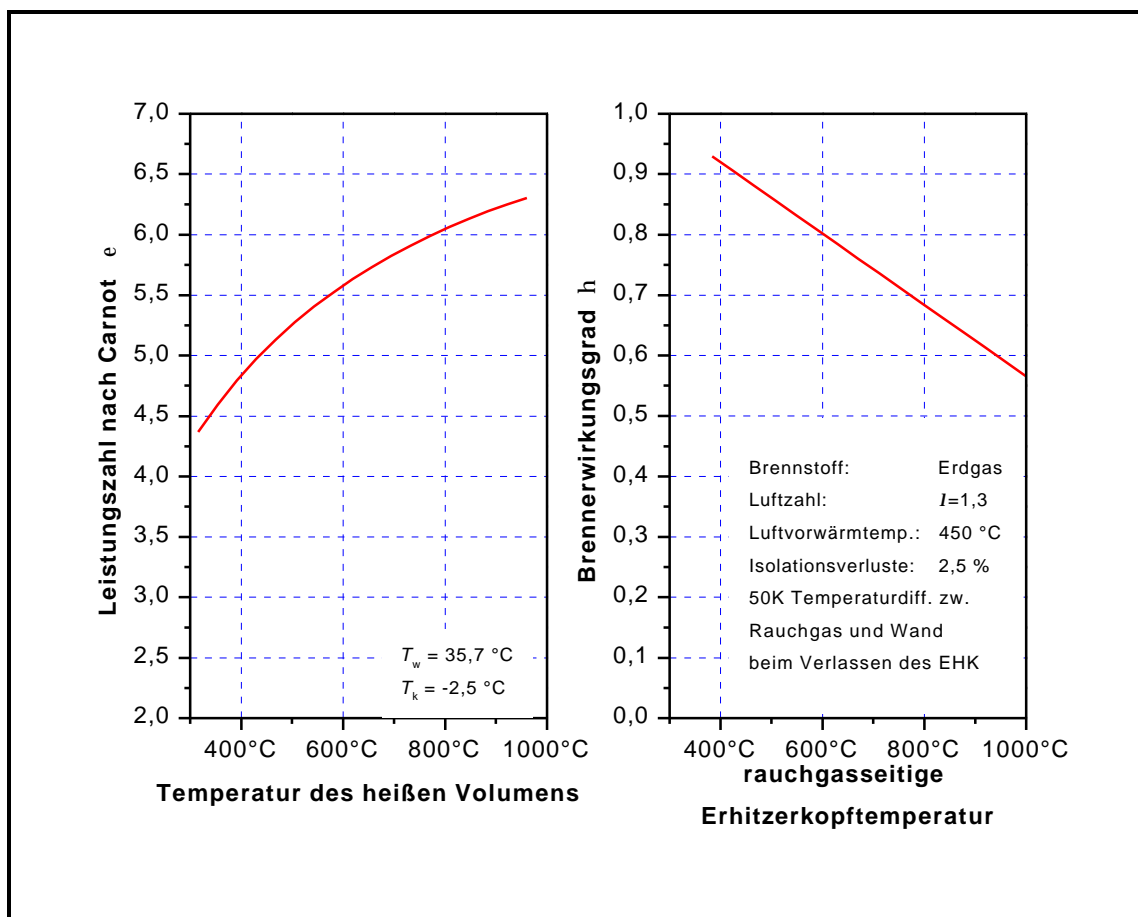


Abb. 3.1: Leistungszahl der Vuilleumier-Wärmepumpe nach Carnot über der Temperatur des heißen Volumens und der Brennerwirkungsgrad über der rauchgasseitigen Wandtemperatur des Erhitzerkopfes aus /26/.

Durch eine Betrachtung der Energieströme des Wärmepumpen-Aggregates ist es möglich, diese beiden gegenläufigen Zusammenhänge zu koppeln, eine Beziehung für

die Leistungszahl des Gesamtapparates zu bestimmen und über die optimale Erhitzerkopftemperatur zu maximieren. Die Leistungszahl für das Gesamtapparat der Vuilleumier-Wärmepumpe ist folgendermaßen definiert:

$$e_{ges} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_{warm,ges}}{\dot{Q}_{Brenner}} = \frac{\dot{Q}_{warm} + \dot{Q}_{RG,Rest}}{\dot{Q}_{Brenner}} \quad \text{Gl. 3-1}$$

Aus dem Energieflußbild um die Vuilleumier-Wärmepumpe in Abb. 3.2 ergibt sich für die Gesamtleistungszahl folgende Beziehung:

$$e_{ges} = (e_{prozeß} - 1) \cdot h_{Br} + 1 + h_{lat} - h_{iso} - h_{Kamin} \quad \text{Gl. 3-2}$$

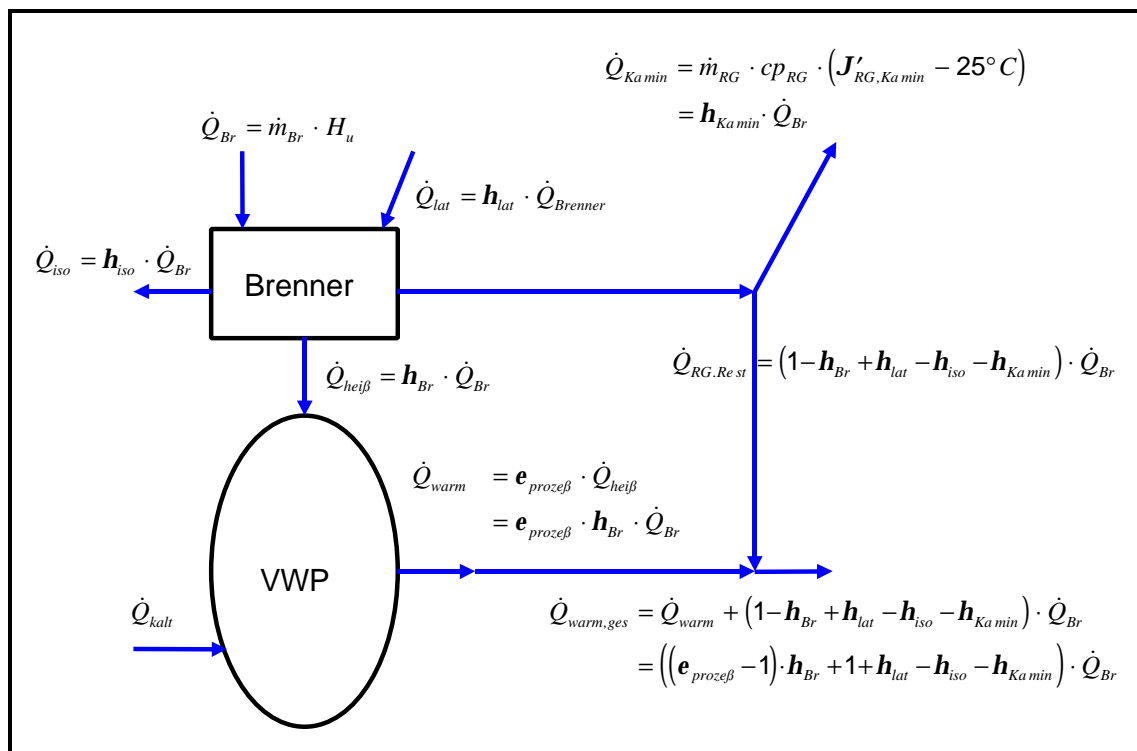


Abb. 3.2: Energieflußbild um die Vuilleumier-Wärmepumpe aus /26/.

In Gl. 3-2 steht $e_{prozeß}$ für die Leistungszahl des Vuilleumier-Prozesses, η_{Br} für den Brennerwirkungsgrad, η_{lat} für den Anteil der latenten Wärme bezogen auf die Brennerleistung, η_{iso} für das Verhältnis des Isolationsverluststroms zur Brennerleistung und η_{Kamin} für den auf die Brennerleistung bezogenen Verlustwärmestrom in den Rauchgaskamin. Die letzten drei Summanden in Gl. 3-2 sind unabhängig von der Temperatur des Erhitzerkopfes. Der Wert für h_{lat} kann aus der bestehenden Brennwerttechnik in Abhängigkeit von der Temperatur des Heizungswassers ermittelt werden. Für eine mittlere Wassertemperatur von $35,7^\circ C$ beträgt er 7,2 %. Die Isolationsverluste können mit 2 % der Brennerleistung abgeschätzt werden. Der Wert für h_{Kamin} ist auch abhängig von der Heizungswassertemperatur, da diese die Entwärmung beschränkt. Er beträgt bei heutigen Brennwertgeräten bis zu 1 % der Brennerleistung.

Die beiden übrigen Variablen in Gl. 3-2 sind, wie in Abb. 3.1 schon gezeigt, abhängig von der Temperatur des heißen Zylinderraums bzw. der rauchgasseitigen Erhitzer-

kopfwand. Der mathematische Zusammenhang zwischen der Leistungszahl des Vuilleumier-Prozesses nach Carnot und der Temperatur des heißen Raums wurde schon in Gl. 2-3 erläutert. Obwohl natürlich auch für die Vuilleumier-Wärmepumpe ein Gütegrad von eins, dem Verhältnis der realen Leistungszahl zur Leistungszahl nach Carnot, unmöglich zu erreichen ist, ist auf jeden Fall der qualitative Verlauf der Leistungszahl über der heißen Temperatur für eine Bewertung zulässig.

Durch eine reaktionskinetische Betrachtung der Enthalpieströme um den Brenner ist es möglich, für die Abhängigkeit des Brennerwirkungsgrades von der rauchgasseitigen Erhitzerkopftemperatur eine Geradengleichung zu entwickeln. Bei einer festen Differenz zwischen der rauchgasseitigen Erhitzerkopftemperatur und der Austrittstemperatur des Rauchgases von 50 K, einer konstanten Luftvorwärmtemperatur und einer Luftzahl von 1,3 ergibt sich aus der Verbrennungstemperatur der Brennerwirkungsgrad. Die Nutzung dieser Geradengleichung ist nur in den Fällen zulässig, in denen die Austrittstemperatur des Rauchgases die Luftvorwärmtemperatur unterschreitet. Mit Hilfe von Gl. 2-3 kann somit die Gesamtleistungszahl in Abhängigkeit von der rauchgasseitigen Erhitzerkopftemperatur formuliert werden.

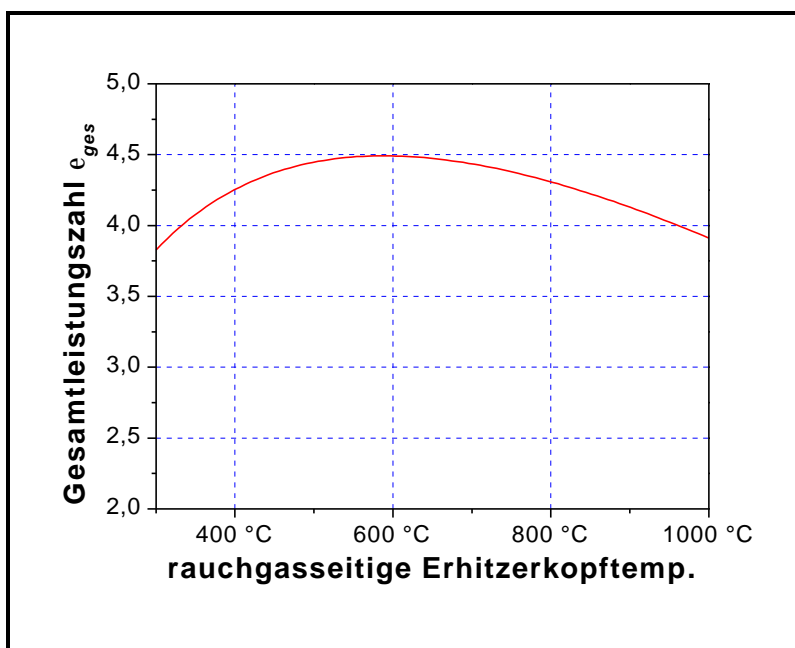


Abb. 3.3: Gesamtleistungszahl einer idealen Vuilleumier-Wärmepumpe mit Einbeziehung der Wirkungsweise des antreibenden Brenners aus [26].

Der Verlauf der so bestimmten Gesamtleistungszahl über der rauchgasseitigen Erhitzerkopftemperatur ist in Abb. 3.3 für eine Vuilleumier-Wärmepumpe dargestellt. Betrieben wird der Brenner mit Erdgas H als Brennstoff bei einer Luftzahl von $I = 1,3$; das Rauchgas verläßt den Erhitzerkopf mit einer Temperatur, die 50 K oberhalb der Oberflächentemperatur liegt, und der Wärmestrom benötigt von der rauchgasseitigen Ober-

fläche bis an das Helium im heißen Zylinderraum eine Temperaturgrädigkeit von 50 K. Es ist in Abb. 3.3 zu erkennen, daß das Maximum der Gesamtleistungszahl flach ausgeprägt ist und etwa bei 600 °C liegt. Die genaue Ermittlung des Maximalwertes über partielle Ableitung und Nullstellenanalyse führt zu einer maximalen Gesamtleistungszahl bei einer rauchgasseitigen Erhitzerkopftemperatur von 597,5 °C.

Diese so ermittelte optimale rauchgasseitige Erhitzerkopftemperatur stellt zwar ein eindeutiges mathematisches Optimum dar, sollte aber aufgrund der zugrundeliegenden An-

nahmen nicht überinterpretiert werden. Neben den auf den Kenntnissen der Heizungstechnik basierenden Schätzungen der latenten Wärmemenge, den Rauchgas- und Isolationsverlusten, stellt die Anwendung der Leistungszahl nach Carnot anstatt der realen Leistungszahl die größte Unsicherheit dar. Da die realen Verluste im wesentlichen eine Funktion der Temperatur sind, wird die Abhängigkeit der Leistungszahl nach Carnot nicht der realen gleichen.

Trotzdem lassen diese Unsicherheiten die Aussage zu, daß die optimale rauchgasseitige Erhitzerkopftemperatur zwischen 550 °C und 650 °C liegt. Als überschlägiger Wert wird im folgenden der thermodynamische Prozeß der Vuilleumier-Wärmepumpe im Nennlastfall mit einer rauchgasseitigen Oberflächentemperatur der Erhitzerkopfes von 600 °C ausgelegt.

3.1.3. Auswahl eines geeigneten Brenners

Der Antriebsbrenner für eine Vuilleumier-Wärmepumpe zur Wohnraumbeheizung unterliegt zum Teil ähnlichen Anforderungen wie die direkt beheizenden Brenner der bestehenden Heizungstechnik. Zusätzlich muß er, wie in Abschnitt 3.1.2 begründet, mit vorgewärmter Verbrennungsluft betrieben werden können. Für die Verbrennungstechnik der heutigen Wärmeerzeugung gelten im wesentlichen nach /26/ zwei Anforderungen: Zum ersten soll der Wärmebedarf zur Reduktion der CO₂-Emissionen und zur Ressourcenschonung durch eine annähernd vollständige Nutzung der im Brennstoff gebundenen chemischen Energie gedeckt werden. Zum zweiten gilt es, die Schadstoffe in den Abgasen³ auf ein technisch mögliches und gleichzeitig wirtschaftlich vertretbares Minimum zu reduzieren. Bei den bei der Verbrennung von Erdgas emittierten Schadstoffen handelt es sich im wesentlichen um das für den Menschen toxische Kohlenmonoxid (CO) und die Stickoxide (NO_x). Die Stickoxide schädigen den Menschen, da sie an der photochemischen Smogbildung beteiligt sind, wobei sich u.a. erhöhte Ozonkonzentrationen in den bodennahen Luftschichten bilden.

Die Verbrennung mit vorgewärmter Luft stellt bezüglich der zu erwartenden CO-Emissionen kein Problem dar, jedoch ist mit einem starken Anstieg der NO_x-Emissionen zu rechnen, der auf den Mechanismus der thermischen NO-Bildung zurückzuführen ist, da aufgrund der höheren Flammentemperaturen durch die Luftvorwärmung die Reaktionsgeschwindigkeit der Reaktion



exponentiell mit der Temperatur zunimmt /27/. Neben der Flammentemperatur beeinflussen die Sauerstoffkonzentration in der Reaktionszone und die Verweilzeit der Verbrennungsprodukte im Hochtemperaturbereich der Flamme die thermische NO-Bildung. Aufgrund der durch die Luftvorwärmung im Vergleich mit der herkömm-

³ Zur Unterscheidung der Stoffströme wird das Rauchgas, welches mit einer Temperatur nahe der Umgebungstemperatur in den Kamin entweicht, als Abgas bezeichnet.

lichen Heizungstechnik erhöhten Verbrennungstemperatur ist es somit für den Brenner einer Vuilleumier-Wärmepumpe erforderlich, Maßnahmen zur Reduktion der NO_x -Emissionen zu ergreifen.

Geeignete Maßnahmen zur Reduktion der NO_x -Emissionen, wie Abgasrezirkulation, Wassereindüsung, Stufenverbrennung und flammenlose Oxidation, sind aus dem Bereich der Industriegasbrenner zur Prozeßwärmeerzeugung bekannt /27/. Durch die Abgasrezirkulation und die Wassereindüsung in die Flammenzone oder zur Verbrennungsluft wird der Sauerstoffpartialdruck in der Flammenzone sowie die Flammentemperatur abgesenkt. Bei der Wassereindüsung führt die Erhöhung des Wasserdampfpartialdrucks zusätzlich zu einer Zunahme des von der Flamme abgegebenen Strahlungswärmestroms. Beide Verfahren führen jedoch in der Anwendung in der Vuilleumier-Wärmepumpe zur nachteiligen Reduktion des in Gl. 2-12 definierten Brennerwirkungsgrades. Bei der dritten Variante zur NO_x -Reduktion, der Stufenverbrennung, wird der zur Oxidation des Brennstoffes erforderliche Luftstrom in zwei oder mehrere Ströme aufgeteilt. Die Flammentemperaturen in den verschiedenen Verbrennungszonen sind, da zwischen den Zonen Wärmeabgaben stattfinden, erheblich geringer als bei einstufiger Verbrennung. Aufgrund der 600 °C warmen Erhitzerkopfwand und des damit verbundenen geringeren übertragbaren Wärmemengen ist dieses Verfahren für die Vuilleumier-Wärmepumpe wegen des geringen Brennerwirkungsgrades ungeeignet. Das Prinzip der flammenlosen Oxidation (FLOX) beruht auf einer Beimischung großer Mengen Abgas zur Verbrennungsluft, bevor die Reaktion mit dem Brennstoff einsetzt /28/. Die Temperatur des Abgas-Luft-Gemisches muß über der Zündtemperatur des Brennstoffes liegen; darin liegt neben den größeren Abgasrezirkulationsmengen der wesentliche Unterschied zur oben beschriebenen Abgasrezirkulation. Das FLOX-Verfahren ist zwar sehr effektiv bezüglich der Reduktion der NO_x -Emissionen, erfordert jedoch einen heißen Abgasstrom und einen Startbrenner. Für den Anwendungsfall Wohnraumbeheizung ist es aufgrund des instationären Teillastbetriebes ungeeignet.

In der konventionellen Heizungstechnik wurde noch ein weiteres Verfahren zur Reduktion der Flammentemperatur entwickelt, welches aufgrund der geringen Wärmeabgabemperaturen speziell dort besonders geeignet ist. Dieses Verfahren nutzt die Wärmeauskopplung aus der Flamme mittels Strahlung. Da die Gasstrahlung und besonders die Strahlung von Gasflammen im Vergleich zur Festkörperstrahlung sehr gering ist, kann eine ausreichende Wärmeauskopplung nur durch einen in der Reaktionszone glühenden Körper erreicht werden. Bei dem von der Firma Viessmann entwickelten MatriX-Strahlungsbrenner wird in die Nähe der Reaktionszone ein Edelmetallgewebe, das zu einer Halbkugel geformt ist, als strahlender Festkörper gebracht. Durch das Edelmetallgewebe strömt ein vollständig vorgemischtes Gas-Luft-Gemisch, welches an der Außenseite der Halbkugel gezündet wird /29/. Die Maschenweite des Edelmetallgewebes wird so ausgelegt, daß die Strömungsgeschwindigkeit des Gas-Luft-Gemisches unterhalb der Flammengeschwindigkeit liegt, wodurch erreicht wird, daß die Reaktion direkt an der Gewebeerfläche ohne sichtbare Flamme abläuft. Dabei sind die Maschenweiten des Gewebes kleiner als die 'Quench-Distance', so daß ein Rückschlagen der Flamme verhindert wird. Das Gewebe wird von der Reaktionszone bis auf Temperaturen von

900 °C erwärmt. Die NO_x-Emissionen des MatriX-Brenners liegen unter 15 mg/kWh und somit weit unter den gesetzlich vorgeschriebenen Grenzwerten von 80 mg/kWh und auch deutlich unter dem Richtwert für das Hamburger Förderprogramm von 26 mg/kWh⁴.

Die Eignung des MatriX-Brenners zum Antrieb einer Vuilleumier-Wärmepumpe hängt davon ab, inwieweit die im Vergleich zum Heizkessel höhere Temperatur des Erhitzerkopfes die Auskopplung der Strahlungswärme reduziert, so daß die Flammentemperatur wieder ansteigt. Nach Untersuchungen von /29/ reicht eine Auskopplung von 15 % der Brennerleistung in Form von Festkörperstrahlung aus, um die NO_x-Emissionen auf unter 15 mg/kWh zu begrenzen. Für den auf die Gewebefläche bezogenen Nettostrahlungsstrom gilt nach /30/:

$$\dot{q}_{Str}'' = \frac{\dot{Q}_{Str}}{A_{Gewebe}} = j_{Gewebe \rightarrow EHK} \cdot e_{Gewebe} \cdot e_{EHK} \cdot s_{SB} \cdot (T_{Gewebe}^4 - T_{EHK}^4) \quad \text{Gl. 3-4}$$

Unter der Voraussetzung, daß die Einstrahlzahl j vom Gewebe auf den Erhitzerkopf durch die kompakte Bauweise der umschließenden Brennkammer näherungsweise eins ist und unter der Annahme der Emissionszahlen des Gewebes $e_{Gewebe} = 0,9$ sowie des Erhitzerkopfes $e_{EHK} = 0,8$ folgt aus Gl. 3-4 bei einer Gewebetemperatur von 900 °C und einer dem Gewebe zugewandten Erhitzerkopftemperatur von 650 °C eine flächenbezogene Strahlungsleistung von 4,8 W/cm². Die geforderte Strahlungsauskopplung von 15 % der Brennerleistung ist demnach gegeben, wenn die Flächenbelastung der Gewebefläche, bezogen die im Brennstoff chemisch gebundene Energie, den Wert von 31,8 W/cm² nicht überschreitet.

Der MatriX-Brenner ist erprobt für Flächenbelastungen zwischen 15 W/cm² und 38 W/cm² /29/, so daß die maximale Flächenbelastung von 31,8 W/cm² kein Hindernis für den Einsatz des MatriX-Brenners zum Antrieb einer Vuilleumier-Wärmepumpe darstellt. Der MatriX-Brenner ist somit unter der Zielsetzung minimaler Schadgasemissionen der am meisten geeignete Antriebsbrenner für eine Vuilleumier-Wärmepumpe und wird im folgenden, wie auch schon bei der bei der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe, der Auslegung als Wärmequelle zugrunde gelegt.

3.1.4. Untersuchungen zur Wahl von Druck, Drehzahl und Hubvolumen

Die Auslegungsgrößen Druck, Drehzahl und Hubvolumen sind im Rahmen der thermodynamische Grundauslegung des Vuilleumier-Prozesses festzulegen. Um hier eine optimale Wahl zu finden, wurden die bereits in /4/ dargestellten Theorien und Methoden entwickelt. Parallel dazu wurden, um möglichst schnell zu praktisch verwertbaren Ergebnissen zu gelangen, auch Simulations- und Optimierungsrechnungen mit dem differentiellen Prozeßmodell durchgeführt. Dabei wurden zunächst folgende vereinfachende

⁴ Fachreihe Nr. 3, Umweltschonend heizen - schadstoffarme Verbrennung, Viessmann Werke, Allendorf, Juni 1998

(idealisierende und pauschalisierende) Annahmen getroffen (die natürlich später durch realistischere Vorgaben bzw. Festlegungen ersetzt wurden, sobald diese verfügbar wurden):

- Es wird zunächst ein „klassischer“ Prozeß mit zwei getrennten, jeweils nur durch einen Verdränger veränderten warmen Zylinderräumen angenommen, um so eine theoretisch eindeutige Unterteilung zwischen heißem und kaltem Prozeßteil durchführen zu können. Hiervon wurden allgemein verwertbare Erkenntnisse erwartet bzw. eine Überprüfungsmöglichkeit für bestehende Theorien.
- Die Zylinderräume wurden als adiabat angenommen, um störende Nebeneffekte auszuschließen und grundlegende Tendenzen aufzuzeigen.
- Zusätzliche Strömungsdruckverluste in den Verbindungen zwischen benachbarten Prozeßkomponenten wurden bis auf die theoretisch stets vorhandenen Ausströmdruckverluste vernachlässigt, da sie in hohem Maße von der konstruktiven Detailgestaltung abhängig sind, die noch unbekannt war.
- Da die Optimierung der Wärmeübertrager ohne Nebenbedingungen gemäß Kapitel 7 stets zu dem unrealistischen Grenzfall verschwindender Längen- und Durchmesserwerte führt, wurde der Rohrdurchmesser (Es wurde zunächst mit Rohrbündel-Wärmeübertragern gerechnet, da die tatsächliche Konstruktion noch offen war.) auf 1 mm festgelegt. Dieser Wert wurde gewählt, weil er vermutlich die Untergrenze des realisierbaren hydraulischen Durchmessers darstellt. Grundsätzlich läßt sich - zumindest im Bereich der turbulenten Strömung - eine für Rohrbündel gefundene optimale Auslegung stets unter Beibehaltung des hydraulischen Durchmessers, der Strömungslänge und des freien Strömungsquerschnitts auf andere Strukturen (wie z.B. Rippen) näherungsweise übertragen. Die unrealistischen hohen Rohrzahlen, die sich bei diesen Optimierungen zunächst ergeben, sind damit praktisch ohne Bedeutung.
- Für die Regeneratoren wurden Drahtnetzpackungen angenommen, da die Korrelationen für Drahtfaservlies noch nicht zur Verfügung standen.
- Für das Totvolumen der Verbindungskanäle wurden pauschale Werte von jeweils ca. 15 % des Hubvolumens angenommen, wobei für die geplante Überlappung der Verdrängerwege im warmen Raum durch die lineare Anordnung der Verdränger ein entsprechender Abschlag angesetzt wurde.
- Wärmeleitungs- und Kolbenspaltverluste werden bei der Optimierung der veränderten Geometrie nachgeführt, wobei für erstere eine Dimensionierung der drucktragenden Behälterwand nach der Kesselformel unter Verwendung üblicher Materialkennwerte bzw. von Erfahrungswerten von der 4 kW-Maschine zugrunde gelegt wurde.

Für das pauschale Hubraum-Totraum-Verhältnis wurden zunächst Erfahrungswerte verwendet. Damit wurde ausgehend von einem in Anlehnung an bisherige Auslegungen gewählten Startpunkt bei $p = 100 \text{ bar}$ und $n = 700 \text{ min}^{-1}$ ein sternförmiger Versuchsplan

ausgelegt, wobei Druck und Drehzahl jeweils um einen Faktor 0,8 bzw. 1,25 verändert wurden. Damit enthält der Plan sowohl Punkte gleicher Stirling-Zahl als auch Punkte gleicher theoretischer Leistungsdichte. Für alle 5 Fälle wurde jeweils eine Optimierung des Gesamtprozesses nach einem hierarchisch strukturierten Verfahren und unter Verwendung des differentiellen Prozeßmodells durchgeführt. Die wesentlichen Ergebnisse sind in Abb. 3.4 zusammengefaßt. Dabei sind die eingezeichneten Linien konstanten Zylinderdurchmessers als Näherungen zu verstehen, da die genauen Werte von der durchgeführten Optimierung des Hub-Durchmesser-Verhältnisses abhängig sind.

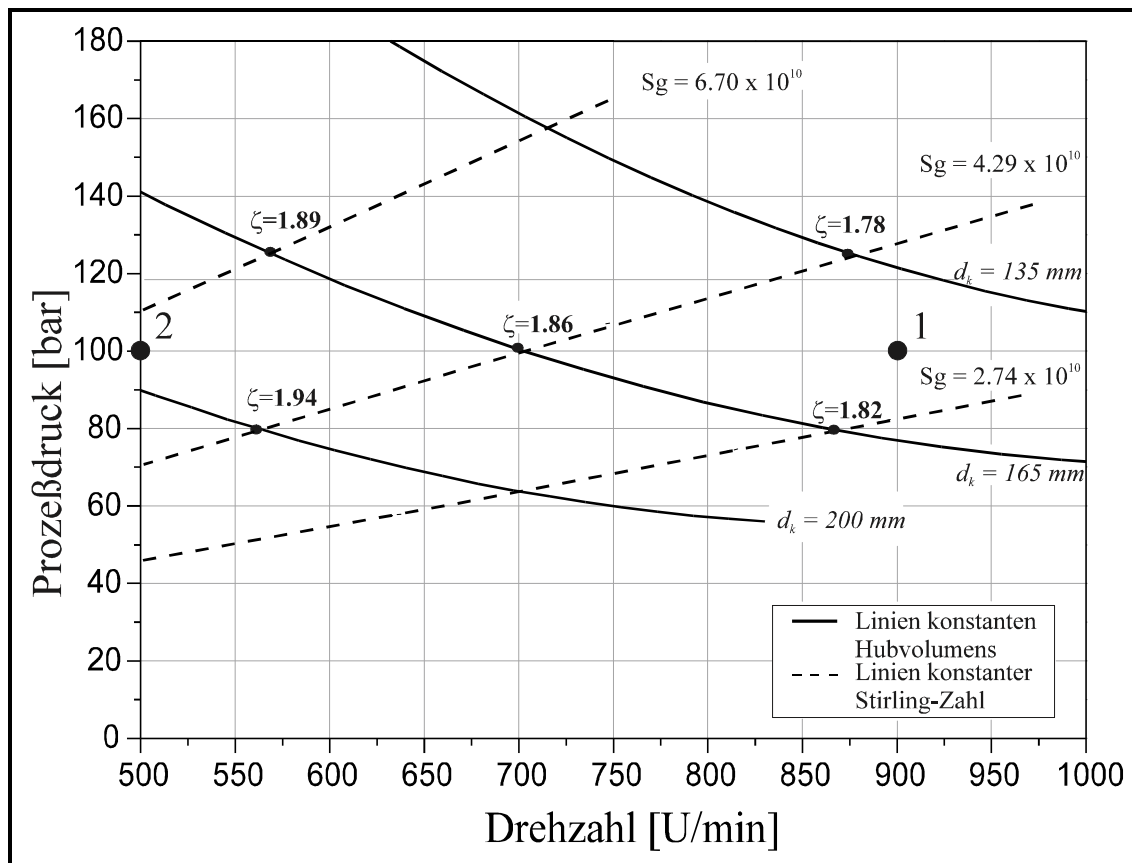


Abb. 3.4: Optimierung bei Variation der Drehzahl und des Prozeßdruckes

Hinzu kommt, daß die Optimierungsergebnisse abschließend über eine Querschnittsanpassung auf eine (differentiell berechnete) Heizleistung von 20 kW skaliert wurden. Da diese Heizleistung auch von thermischen Verlusten mitbestimmt wird und somit nicht nur von der idealen Prozeßleistung abhängig ist, sind die tatsächlichen Hubvolumina auch in den Fällen theoretisch gleicher Leistungsdichte nicht exakt identisch, wie die Zusammenstellung in Tab. 3.1 zeigt.

Theoretisch müßten sich für den 1., 3. und 4. Fall gleiche Hubvolumina ergeben. Gemäß Abb. 3.4 sinkt jedoch die erreichbare Leistungszahl mit der Drehzahl, d. h. es treten höhere thermodynamische Verluste auf. Wegen der großen Temperaturdifferenz im heißen Teil stehen dabei die thermischen Verluste über dem heißen Regenerator im Vordergrund, so daß sich die tatsächliche Heizleistung zusätzlich erhöht. Dementsprechend ergab sich bei der erwähnten Skalierung ein mit der Drehzahl leicht abfallendes Hubvolumen. Der optimale Kolbenhub hängt von der Stirling-Zahl und vom Hubvolumen in

gleicher Weise ab. Würde sich das Hubvolumen exakt entsprechend der theoretischen Leistungsdichte ändern, so müßten sich demnach im 2. und 3. sowie im 4. und 5. Fall jeweils gleiche Hübe einstellen, was jedoch aus dem genannten Grunde nur näherungsweise zutrifft.

Parameter	1. Fall	2. Fall	3. Fall	4. Fall	5. Fall
Druck [bar]	100	80	125	80	125
Drehzahl [min^{-1}]	700	560	560	875	875
Stirling-Zahl	$4,29 \cdot 10^{10}$	$4,29 \cdot 10^{10}$	$6,70 \cdot 10^{10}$	$2,74 \cdot 10^{10}$	$4,29 \cdot 10^{10}$
Hubvolumen [m^3]	1132,3	1670,3	1186,5	1084,5	796,13
Kolbenhub [mm]	45,01	49,21	49,17	41,15	41,12
Zylinderdurchmesser [mm]	179,0	207,9	175,3	183,2	153,6

Tab. 3.1: Optimierungsergebnisse bei Variation der Stirling-Zahl und der theoretischen Leistungsdichte

Aus diesen beiden Gründen - insbesondere jedoch wegen des nicht genau den theoretischen Werten entsprechenden Hubvolumens - stellen sich leicht unterschiedliche Kolbendurchmesser für den 1., 3. und 4. Fall in Tab. 3.1 ein, und die Werte für den 2. und 5. Fall in Abb. 3.4 sind somit ebenfalls als Näherungswerte zu verstehen. Nichtsdestoweniger stellen sie gute Anhaltspunkte für die jeweils zu erwartende Maschinengröße dar und boten somit eine Diskussionsgrundlage für die Festlegung des Drehzahl- und Druckniveaus.

Neben den bisher beschriebenen thermodynamischen Einflußgrößen auf die Wahl von Drehzahl und Druckniveau, die in die Richtung geringer Drücke und Drehzahl weisen, existieren noch andere Zusammenhänge, die jedoch nur schwer in einfachen mathematischen Formeln beschrieben werden können. Ein übergeordnetes Schlagwort in diesem Zusammenhang ist die Leistungsdichte. Natürlich sollte eine Anlage zur Wohnraumbeheizung bezüglich ihrer äußeren Abmaße nicht wesentlich größer als die bestehenden Technologie sein. Zum anderen und das ist der wesentlichere Grund verursachen große Bauteile auch große Herstellkosten, so daß aus Gründen der Herstellkostenoptimierung eine maximale Leistungsdichte erreicht werden sollte. Da in diesem frühen Entwicklungsstadium keine quantitativen Aussagen zu den möglichen Herstellkosten prognostiziert werden können, ist auch die Optimierung nicht so klar wie bezüglich der thermodynamische Zusammenhänge.

Festzuhalten bleibt die Tatsache, daß die Kostenfunktion kein stetiger Zusammenhang sein wird, da bei einer stetigen Drucksteigerung beispielsweise anfänglich die erforderliche Wanddicke die fertigungstechnische Wanddicke unterschreitet, so daß die Drucksteigerung anfänglich keine Kostensteigerung verursacht. Nach Überschreitung dieser Grenze ergibt sich ein stetiger Zusammenhang zwischen Druckniveau und Herstell-

kosten des Druckbehälters. Die nächste Unstetigkeit tritt dann auf wenn das steigende Druckniveau einen Wechsel im Werkstoff erforderlich macht. Diese beispielhafte Beschreibung der Zusammenhänge verdeutlicht zu einen, daß nur bei einer festen Konstruktion und abschließenden Wissen über die Abläufe eine differenzierte, objektivierbare Optimierung möglich wäre. Zum anderen erfordert dieses ein komplexes Expertensystem, um die Vielschichtigkeit der Zusammenhänge abbilden zu können.

Bei der Festlegung des Druckniveaus und der Drehzahl mußte somit für die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe auf das Abstraktionsvermögen des menschlichen Verstandes und eine konstruktive Diskussion aller maßgeblich beteiligten zurückgegriffen werden. Diese führte trotz des in Abb. 3.4 erkennbaren Abfalls der Leistungszahl insbesondere mit der Drehzahl, aber auch mit dem Druck zu der Festlegung des Druckniveaus auf $p = 100 \text{ bar}$, und der Drehzahl zu $n = 900 \text{ min}^{-1}$. Dabei erscheint die Anhebung des Druckniveaus aus thermodynamischer Sicht noch am ehesten vertretbar und hätte durchaus zu noch höheren Werten führen können, wenn man sich vor Augen hält, welche Einbußen bei der Leistungszahl durch die Wahl der hohen Drehzahl in Kauf genommen wurden. Der Kolbendurchmesser der optimalen Maschine liegt nach dieser Wahl von Druck und Drehzahl bei ca. 130 - 135 mm (Punkt 1 in Abb. 3.4).

Im weiteren Verlauf der Auslegungsphase stellte sich jedoch heraus, daß der geplante Einsatz des MatriX-Brenners zu einem relativ voluminösen Erhitzerkopf führt, was konstruktive Probleme beim Anschluß an einen wesentlich schmaleren heißen Zylinder nach sich zog (Spannungen, Länge der Überströmkanäle).

Da der Vorteil des geringen Kolben- und Druckbehälterdurchmessers durch die Größe des Erhitzerkopfes ohnehin relativiert war, wurde die oben genannte Festlegung bezüglich der Drehzahl und des hiervon abhängigen Kolbendurchmessers schließlich unter den veränderten Randbedingungen angepaßt. Der Zylinderdurchmesser wurde auf 180 mm erhöht, wobei sich in Verbindung mit der Festlegung des Hubes auf 50 mm, einen leicht über dem Optimum liegenden, aber im Hinblick auf den Außendurchmesser sicherlich vertretbaren Wert, ein Drehzahlniveau von ca. $450 - 500 \text{ min}^{-1}$ im Vollastzustand ergab (Punkt 2 in Abb. 6.1-1).

Aus diesem Grunde werden die zwischenzeitlich durchgeführten Optimierungsrechnungen für die erste Festlegung trotz ihres Umfanges hier nur insoweit dargestellt, als sich daraus allgemeingültige Aussagen für die spätere Auslegung ableiten lassen. Dies ist insbesondere bei der Auslegung der kalten und warmen Wärmeübertragers und bei den zur Getriebeauslegung durchgeführten Rechnungen der Fall, auf die in den Kapiteln 7 und 9 eingegangen wird.

3.1.5. Optimierung von Drehzahl und Totvolumen

Nach den Ausführungen in /4/ existiert keine optimale Drehzahl für Gaskreisprozesse. Vielmehr ist jede Drehzahl ein Kompromiß mit der Baugröße der Maschine, die zur Erzielung des gewünschten Zwecks (i.d.R. also einer bestimmten Leistung) akzeptiert

werden soll. Genau genommen ist dabei unter „Baugröße“ das Produkt aus Druck und Volumen zu verstehen, das letztlich für das Gewicht und somit indirekt auch für die Produktionskosten maßgeblich ist. Im Vergleich wurde deutlich, daß die Einhaltung einer evtl. festgelegten Obergrenze für das Bauvolumen grundsätzlich eher durch Anheben des Druckes als über eine erhöhte Drehzahl erfolgen sollte. So wurde der Betriebsdruck oberhalb des flachen Optimums gewählt. Aus thermodynamischer Sicht wären hier auch noch höhere Werte möglich, jedoch stehen dem insbesondere konstruktive Gründe entgegen. So würde der Druckbehälter noch dickwandiger ausfallen, und die bereits jetzt aufgetretenen Probleme mit hohen Wärmespannungen in der drucktragenden Zylinderwand parallel zu heißen Regenerator würden weiter verschärft. Da die Gesamtbaugröße der Maschine - wie schon erwähnt - letztlich auch durch den Brenner und die hiervon abhängigen Abmessungen des Erhitzerkopfes bestimmt ist, erscheint der Betriebsdruck von 100 bar auch im Nachhinein als zweckmäßige Wahl.

Nach Festlegung von Druck und Hubvolumen ist die Leistung der Maschine jedoch nicht nur von der Drehzahl, sondern auch von der Summe des temperaturbezogenen Totvolumens abhängig, da die Prozeßdruckamplitude bei Verringerung letzterer zunimmt. Damit ergibt sich für die Optimierung des Gesamtprozesses unter diesen Nebenbedingungen eine andere Fragestellung als zu Beginn der Auslegung, als noch alle Parameter offen waren. Soll mit einem bestimmten Hubvolumen und Druck eine bestimmte Leistung erzielt werden, so ergibt sich die optimale Summe des temperaturbezogenen Totvolumens nicht unmittelbar aus dem numerische Minimum. Wird nämlich - ausgehend vom Abszissenwert des Minimums - das Totvolumen weiter reduziert, so sinkt wegen der steigenden Druckamplitude auch die zur Erzielung der gewünschten Leistung erforderliche Drehzahl. Damit steht dem Anstieg der Entropieproduktion ein Abfall gegenüber, der letztlich optimale Auslegungspunkt liegt demnach dort, wo sich unter Berücksichtigung beider gegenläufiger Effekte ein Minimum der Leistungszahl ergibt.

Aus diesem Grunde wurden die Optimierungen der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe nach dem beschriebenen hierarchischen Verfahren mehrfach unter Variation der Totvolumensumme durchgeführt. Abb. 3.5 zeigt das Ergebnis einer solchen Variation für eine relativ aktuellen, der endgültigen bereits sehr ähnlichen Auslegung. Da hier die im vorhergehenden Kapitel diskutierten Randbedingungen für die Auslegung des heißen Regenerators noch nicht eingeflossen sind und auch andere Berechnungsvorgaben wie z.B. die Werte für die äußeren Wärmeübergänge in den warmen und kalten Wärmeübertragern zwischenzeitlich noch aktualisiert werden mußten, liegen die hier errechneten Leistungszahlen insgesamt etwas höher als die der endgültigen Auslegung. Deutlich zu erkennen ist jedoch, daß die Leistungszahl bei gleichzeitiger Variation der Totvolumensumme und der Drehzahl (unter der Nebenbedingung einer errechneten Heizleistung von ca. 20 kW im Vollastbetrieb) ein Maximum durchläuft.

Die endgültige Auslegung liegt im Maßstab der Abszisse bei einem (jeweils mit den Temperaturen im „optimalen“ Betriebszustand berechneten) Wert von ca. 0,906 und somit im Bereich dieses Maximums. Bei der Auslegung wurden dabei stets leicht

erhöhte Totvolumenwerte bevorzugt, da ein Vergleich zeigt, daß bereits ein deutlicher Unterschied zu bisherigen Maschinenauslegungen besteht und insofern also technologisches „Neuland“ betreten wird. Dies sollte aus prinzipiellen Gründen mit einer gewissen Zurückhaltung geschehen.

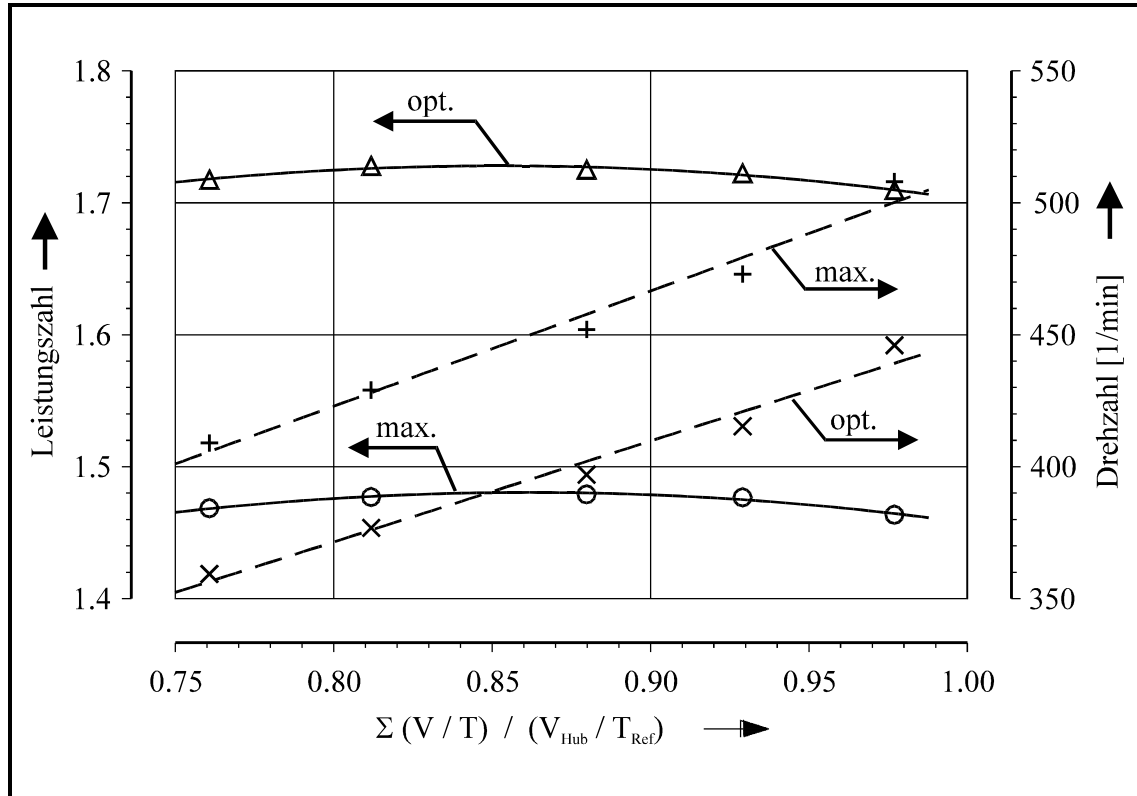


Abb. 3.5: Optimierung der Leistungszahl unter Variation der Totvolumensumme und der Drehzahl

In jedem Fall muß abschließend darauf hingewiesen werden, daß diese Auslegung hinsichtlich des Totvolumens sehr weitgehend optimiert ist und daß daher eine erfolgreiche Realisierung dieser Wärmepumpe entscheidend davon abhängt, daß die der Berechnung zugrundeliegenden Totvolumenangaben bei der endgültigen Konstruktion, Fertigung und Montage zuverlässig eingehalten bzw. im Zweifelsfall nach Möglichkeit sogar unterschritten werden. Aus diesem Grunde wurden die Totvolumendaten auch unter Berücksichtigung aller bekannten Entstehungsmechanismen, wie z.B. auch thermischer oder durch die statische Innendruckbelastung verursachter Dehnung, aber auch dynamischer, durch die Druckschwankung bedingter Volumenänderungen des Druckbehälters und der inneren Füll- und Verdrängungskörper, ermittelt.

3.1.6. Auslegungsdaten

Nach erfolgreicher thermodynamische Auslegung gibt Tab. 3.2 einen Überblick über die wichtigsten Auslegungs- und Berechnungsdaten für die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe, wie sie sich nach Abschluß der Prozeßauslegung darstellen:

Parameter	
mittlerer Prozeßdruck	100 bar
Verdrängerhub	50 mm
maximale Drehzahl	450 Upm
Verdrängerdurchmesser	180 mm
für den Freilauf notwendiger Verdrängerstangendurchmesser im warmen Arbeitsraum (Reststirling)	54 mm
max. warme Wärmeleistung	18,5 kW
optimale Prozeßleistungszahl	1,70

Tab. 3.2: Auslegungsdaten für die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe.

Diese Daten stellen die Grundlage der im folgenden beschriebenen Gesamtkonstruktion der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe dar.

3.2. Gesamtkonstruktion

Basierend auf den oben entwickelten thermodynamischen und geometrischen Auslegungsdaten, die die Eingangswerte für die Struktur und die Konstruktion der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe darstellen, wird im folgenden Abschnitt die Gesamtkonstruktion vorgestellt. Die wesentlichen typischen Bauteile, wie Erhitzerkopf, Wärmeübertrager, Regenerator und Getriebe, die im Rahmen dieses Forschungsvorhabens Gegenstand eingehender Untersuchungen und Verbesserungen waren, werden in späteren Kapiteln zusätzlich dargestellt.

Bei der Beschreibung der Vuilleumier-Wärmepumpe wird nur die ausgeführte Konstruktion beschrieben; es werden nicht die einzelnen Schritte, die zu ihrer Festlegung geführt haben, erläutert. Vorab einige allgemeine Bemerkungen zu den Zusammenhängen und den Optimierungsstrategien, die zu dieser Konstruktion geführt haben: Ausgehend von einer thermodynamischen Grundauslegung des Prozesses wurden für die wesentlichen Baugruppen, wie die Regeneratoren, die Wärmeübertrager, der Bewegungsapparat und die Dichtungen Anforderungen und Optimierungsziele formuliert, aus denen dann eine mögliche konstruktive Ausführung resultierte. Aufgrund der großen Beeinflussung der einzelnen Komponenten und Aggregate untereinander, kann eine Optimierung nur mit Hilfe einer Gesamtbetrachtung durchgeführt werden. Da die Formulierung aller Randbedingungen, beginnend mit den thermodynamischen Prozeßbedingungen bis hin zu den fertigungstechnischen Möglichkeiten und Kostenbetrachtungen in der frühen Phase einer Vorentwicklung nicht möglich ist, kann die Erar-

beitung einer optimierten konstruktiven Gesamtausführung nicht in einem linearen Verfahren erfolgen, sondern sie erfordert ein aufwendiges iteratives Vorgehen. Dabei werden aus den ersten Auslegungsdaten der thermodynamischen Berechnung unter Berücksichtigung der Fertigungstechnik, der Werkstoffauswahl und der Montageeignung wiederholt konstruktive Entwürfe ausgearbeitet, die zu genaueren oder abweichenden Eingabeparametern der vorangegangenen Prozeßberechnungen führen. Die aus dem jeweiligen Konstruktionsentwurf gewonnenen Erkenntnisse führen dann zu erneuten Berechnungen, so daß im Zusammenwirken von Berechnung, Konstruktion und Fertigung die optimierte, endgültige Konstruktion sukzessiv festgelegt werden kann. Die so gewonnene konstruktive Gesamtausführung der Vuilleumier-Wärmepumpe mit einer Nennleistung von 20 bis 24 kW ist in einer Schnittzeichnung in Abb. 3.6 dargestellt.

Diese Vuilleumier-Wärmepumpe ist das Ergebnis einer Dimensionierung und Optimierung der Maschine für verschiedenste Betriebsbedingungen. Aus den Betrachtungen der jährlichen kumulierten Heizwärmeverteilung in Abb. 2.4 ist zu erkennen, daß der Nennleistungsfall einer Heizungsanlage eigentlich nicht vorkommt, da die relative Häufigkeit des Nennleistungsfalles bei der kältesten anzunehmenden Temperatur per Definition gleich Null ist. Aus diesem Grunde ist die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe so dimensioniert, daß sie unter den Nennlastbedingungen die geforderte Nennleistung von 20 kW dem Heizungssystem zwar zur Verfügung stellt, optimiert wurde die Vuilleumier-Wärmepumpe jedoch für den häufigsten Betriebspunkt bei reduzierter Erhitzerkopftemperatur.

Die in Abb. 3.6 dargestellte Vuilleumier-Wärmepumpe ist eine getriebegesteuerte Maschine, in der - im Gegensatz zu der freischwingenden Variante - die Bewegung der Verdränger durch ein Getriebe synchronisiert wird. Abweichend von der klassischen V-Anordnung getriebegesteuerter Vuilleumier-Wärmepumpen ist die realisierte Maschine in einer 1-Zylinderanordnung realisiert. Wie in Abb. 3.6 zu erkennen ist, sind die in Maschinen mit V-Anordnung getrennten warmen Zylinderräume hier in einem Raum zusammengefaßt. Die beiden Verdränger sind übereinander positioniert, wie in Abb. 3.7 dargestellt, wobei der obere der heiße und der untere der kalte Verdränger ist. Die beiden Kolbenstangen werden durch den kalten Zylinderraum konzentrisch zum Getriebe geführt.

Das Getriebe hat die Aufgabe, die beiden Verdränger mit einer Phasenverschiebung von 90° sinusförmig zu bewegen. Aufgrund der Tatsache, daß die Vuilleumier-Wärmepumpe inklusive des Getriebes zur Vermeidung von Leckagen des Arbeitsmediums und von teuren Drehdurchführungen hermetisch gekapselt ist, ist das Getriebe für Wartungsarbeiten nicht zugänglich. Es ist somit eine Schmierung der Komponenten für die gesamte Lebensdauer vorzunehmen. Erschwerend kommt hinzu, daß eine Ölschmierung mit einem Ölsumpf im Getriebegehäuse wegen der damit verbundenen Kontamination des Prozeßraums, die dann u. a. zu Verkokungen im heißen Bereich und zu Verstopfungen der Regeneratoren - insbesondere an der heißen Seite - führen würde, nicht in Frage kommt. Da die Lagerstellen der Verdränger aus selbigem Grund auch trocken laufend ausgeführt sind, sollten sie nicht durch große Seitenkräfte belastet werden.

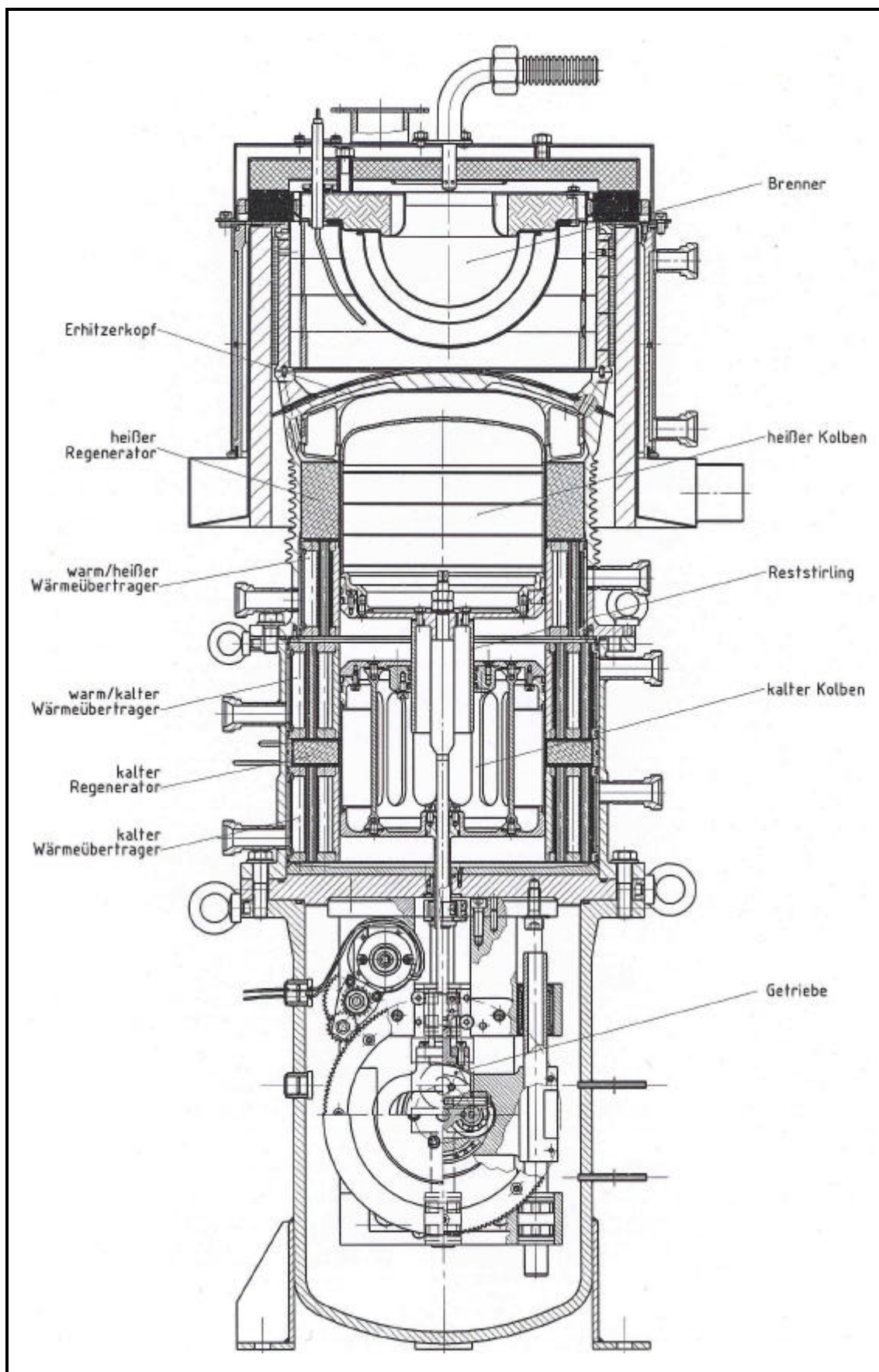


Abb. 3.6: Schnittzeichnung der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe.

Geeignete Getriebebauformen für diese Anwendung sind also alle Varianten, die idealerweise geradführend sind, möglichst wenig Komponenten besitzen und die Phasenverschiebung der Verdränger ermöglichen. In der in Abb. 3.6 skizzierten Vuilleumier-Wärmepumpe ist das Getriebe als rechtwinkliges Kreuzschubkurbelgetriebe mit einer doppelt gekröpften Kurbelwelle ausgeführt. Über die auf den exzentrischen Kurbelzapfen sitzenden Laufrollen erfolgt die Anbindung an die entsprechenden Kurbelschlaufen. Die Linearführung der Kurbelschlaufen erfolgt über je eine Rundstange, die ihrerseits in zwei Kugelumlaufbuchsen im Getrieberahmen geführt werden. Die Kurbelschleife des heißen Verdrängers ist in der Getriebemitte untergebracht, so daß die innerhalb der kalten Kolbenstange geführte heiße Kolbenstange über einen Klemmschuh direkt mit ihr verbunden werden kann. Da die Kurbelschleife des kalten Verdrängers nicht direkt unter der kalten Kolbenstange Platz findet, erfährt sie innerhalb der Befestigungseinheit zwischen Stange und Kurbelschleife eine Kröpfung.

Zur Senkung der Drehungleichförmigkeiten der Kurbelwelle, die durch die Prozeßkräfte und die der Gewichtskraft unterliegenden, sinusförmig bewegten Verdränger verursacht wird, ist an die Kurbelwelle eine Schwungmasse angeflanscht. Über die Schwungmasse, die umlaufend mit einem Zahnkranz bestückt ist, greift beim Startvorgang das Starterritzel ein. Der Startermechanismus ist, wie in Abb. 3.6 zu erkennen, ein von einem Elektromotor getriebener und gesteuerter Schwenkhebel, der nur während des Startvorgangs das Starterritzel mit dem Zahnkranz der Schwungmasse in Eingriff bringt. Der Getrieberaum steht wie der übrige Druckbehälter unter 100 bar Innendruck. Um zu vermeiden, daß das gesamte Volumen innerhalb des Getrieberaumes als Totvolumen wirkt, erfolgt eine Abdichtung des Getrieberaums vom Prozeßraum durch PTFE-Gleitdichtringe, die allerdings nur über die Höhe der Druckamplitude von ca. 10 bar abdichten müssen.

Die Verdränger sind bei dem in Abb. 3.6 dargestellten Prototypen der Vuilleumier-Wärmepumpe aus vielen einzelnen durch Schrauben verbundenen Komponenten aufgebaut, wodurch die Variationsfähigkeit des Prototypen erhöht wird. Aus Gründen der Isolation und der Reduktion der bewegten Massen sind die Verdränger hohl ausgeführt. Die inneren Volumina der Verdränger stehen mit dem Prozeßraum über Kapillaren in Verbindung, so daß die Verdrängervolumen nicht zum Totvolumen gezählt werden müssen, aber in ihnen stets der Mitteldruck herrscht. Im heißen Verdränger sind zur Reduktion des Verlustwärmestroms von 'heiß' nach 'warm', der infolge der hohen Temperaturdifferenz entsteht, zusätzlich sogenannte Strahlungsbleche eingebaut, die den Verdränger außerdem gegenüber der Druckschwingung stabilisieren. Hingewiesen sei an dieser Stelle auf die als Reststirling bezeichnete Kolbenstange im warmen Raum, die für die Volumenänderung des Prozeßvolumens verantwortlich ist, die ihrerseits die Umwandlung von thermischer Energie in mechanische Arbeit gestattet und die Verdränger auf diese Weise trotz Reibung und anderer Dissipationsmechanismen in Bewegung hält.

Die wärmetechnischen Aggregate der Vuilleumier-Wärmepumpe sind konzentrisch um die Verdränger und die Zylinderräume angeordnet. Vom kalten bis zum heißen Zylind-

derraum sind das im einzelnen der kalte Wärmeübertrager, der kalte Regenerator, der warme Wärmeübertrager, der heiße Regenerator und der Erhitzerkopf als heißer Wärmeübertrager. Der Wärmeübertrager auf dem warmen Temperaturniveau ist in einen heißen und einen kalten Teil aufgeteilt, da, wie später noch erläutert wird, das Wärmeübertragerkonzept eine Durchströmung des Arbeitsgases nur in axialer Richtung zulässt,

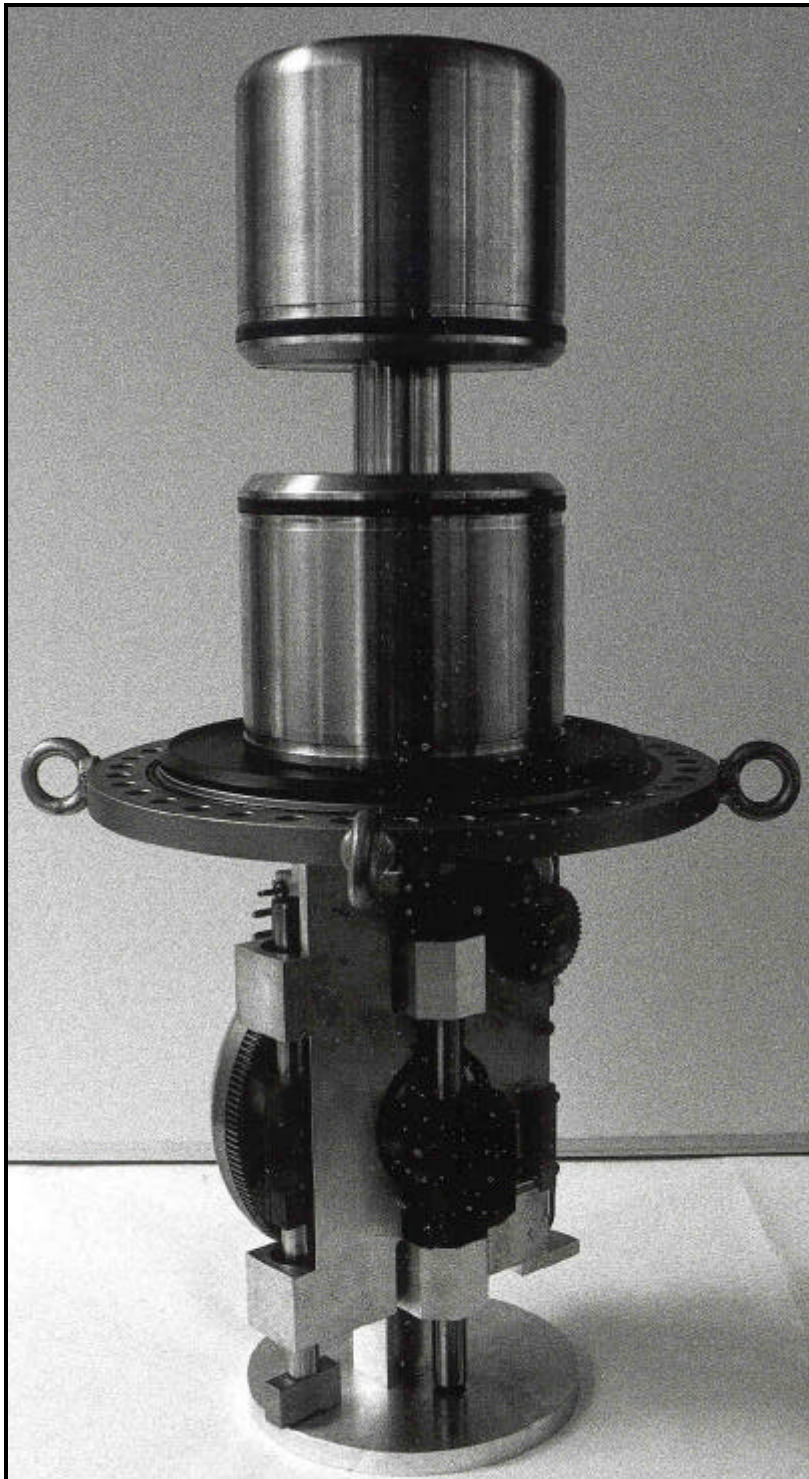


Abb. 3.7: Bewegungsapparat der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe

wodurch sich die Notwendigkeit eines Einströmkanals in der Mitte ergibt, der durch die Teilung gebildet wird.

Die Regeneratoren sind nicht nur ursächlich für die Namengebung der regenerativen Gaskreisprozesse verantwortlich, sondern sie beeinflussen auch maßgeblich die Funktion derartiger Maschinen. Bei der periodischen Verschiebung des Arbeitsgases zwischen den Zylinderräumen hat der Regenerator die Aufgabe, die Energie des Gases in Form seiner Enthalpie, welche bei der Temperaturreduzierung freigesetzt wird, zwischenzuspeichern, um sie im gegenläufigen Zyklus dem Gasstrom zur Erwärmung auf das höhere Temperaturniveau wieder zur Verfügung zu stellen. Die Wärmemengen, die je Zyklus im Regenerator gespeichert werden, sind um ein

Vielfaches größer als die in den Wärmeübertragern ausgetauschten. In Analogie zu

mechanischen Vorgängen wird der Energie zwischenspeichernde Regenerator auch als 'thermodynamische Feder' bezeichnet /31/. Im idealen Regenerator reicht die bei der thermischen 'Talfahrt' gespeicherte Energiemenge gerade für die thermische 'Bergfahrt' /4/. Aufgrund der Entropieproduktion beim Wärmeübergang und der Wärmetransportvorgänge im Regenerator ist dieses Ideal jedoch nicht realisierbar. Das Erreichen maximaler Leistungszahlen verlangt somit nach Regeneratorwirkungsgraden, dem Verhältnis aus idealer zu realer zwischengespeicherter Wärmemenge von mehr als 98 %.

In den Regeneratoren der realisierten Vuilleumier-Wärmepumpe werden derart hohe Wirkungsgrade erreicht, indem ein Drahtfaservlies mit einem Drahtdurchmesser von 22 μm (kalter Regenerator) und 40 μm (heißer Regenerator) in einem Stahlzylinder mit einer Endporosität von ca. 80 % verpreßt wird. Die Drahtfasern werden aus Chrom-Nickel-Stahl durch mehrmalige Ziehvorgänge hergestellt und anschließend zum Vlies verwirrt. Beim Preßvorgang wird das Material gleichmäßig in die den Regenerator in der Maschine umhüllenden dünnen Stahlhülsen eingebracht. Durch die starke Verdichtung des Vlies in den Stahlhülsen können die für die Wirkungsweise des Regenerators kritischen Randgängigkeiten reduziert werden. Nach dem Preßvorgang werden die Stahlhülsen mit gasdurchlässigen Deckeln verschlossen, wodurch der Regenerator eine kompakte Einheit bildet.

In den Wärmeübertragern der Vuilleumier-Wärmepumpe steht das Arbeitsgas, mit Ausnahme des Erhitzerkopfes, mit einem flüssigen Wärmeträgermedium in thermischem Kontakt. Auf der Seite des Arbeitsgases gelten für den idealen Wärmeübertrager analoge Anforderungen wie im Erhitzerkopf, eine unendliche Zahl parallel durchströmter Kanäle mit einem hydraulischen Durchmesser und einer Länge nahe Null. In den bisher zu Forschungszwecken aufgebauten Vuilleumier-Wärmepumpen wurden Rohrbündel-Wärmeübertrager mit einer Vielzahl von parallel durchströmten Rohren eingesetzt. Die vielen Fügstellen und die hohen zu erwartenden Herstellkosten machen diesen Typ für eine Serienfertigung jedoch ungeeignet. Ausgehend von diesem Typ wurde bei der Realisierung der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe eine Modifikation eines Rohrbündel-Wärmeübertragers erarbeitet. Zur Reduktion der Rohranzahl, bei gleichzeitiger Beibehaltung der parallel durchströmten Kanäle, werden in die Rohre größeren Durchmessers sternförmige Profile eingeschoben, so daß je Rohr nicht nur ein Kanal, sondern mehrere Kanäle ohne weitere Fügstelle entstehen. Diese sogenannten 'Sternprofil-Wärmeübertrager' bestehen im wesentlichen aus einem Sternprofil, um das ein Rippenrohr aus Kupfer gerollt wird.

Unter Einbeziehung der fertigungstechnischen Grenzen bei der Herstellung des Sternprofils führt die numerische Optimierung zu einem zehnstrahligen Sternprofil und einer mehrreihigen versetzten Anordnung der Rohre. Die Strömungsführung des flüssigen Wärmeträgers erfolgt im optimalen Fall quer zu den Rippenrohren und parallel jeweils um die Hälfte des Zylinderraums /32/.

Die Wärmeübertrager der Vuilleumier-Wärmepumpe haben neben der Wärmeübertragung noch eine weitere Funktion. Aufgrund der Tatsache, daß sie in jedem Betriebszustand keinen Temperaturgradienten in axialer Richtung aufweisen, bieten sie die idealen

Bedingungen von isothermen Gegenauflflächen für die Kolbenringdichtungen. Um dieser Aufgabe zu genügen, müssen der warm/heiße und der warm/kalte Wärmeübertrager jedoch eine minimale Länge von der doppelten Amplitude addiert mit der Höhe der Dichtungseinheit aufweisen. Der kalte Wärmeübertrager wird aus Kostengründen in gleicher Länge ausgeführt. Bei der festigkeitstechnischen Auslegung der drucktragenden Trennwand zwischen dem Wärmeträgermedium und dem Zylinderraum muß allerdings darauf geachtet werden, daß die durch den Innendruck verursachten elastischen Dehnungen die zylindrische Laufläche der Kolbendichtungen nicht übermäßig zu einem Tonnenprofil ausbeulen. Die Dimensionierung der Wanddicke wird hier durch die maximal zulässige Dehnung und nicht durch die Festigkeit begrenzt.

Der neuartige Erhitzerkopf der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe der als 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopf bezeichnet wird in Kapitel 6 differenziert betrachtet. Die halbkugelförmige Brennfläche des Brennersystems bildet ein handelsüblicher MatriX-Brenner der Fa. Viessmann, wie bereits in 3.1.3 beschrieben. Allerdings ist er für diesen Einsatzzweck mit einem Luftvorwärmer kombiniert. Der Luftvorwärmer besteht aus einer Vielzahl feiner Drahtschlingen, die in die Trennwand von Verbrennungsluft- und Rauchgas kanal eingebettet sind und in die jeweiligen Kanäle hineinragen. Auf diese Weise erhält man einen effizienten Wärmeübertrager, der die Rauchgaswärme nach Verlassen des Erhitzerkopfes über die Drähte an die zugeführte Verbrennungsluft überträgt.

Die isolierte Betrachtung und Optimierung der Vuilleumier-Wärmepumpe allein führt nicht automatisch zu einem optimalen Gesamttaggregat, wie bereits oben erwähnt. Vielmehr ist bei der Konzeption des heißen Teils der Vuilleumier-Wärmepumpe auf das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten und im besonderen auf mögliche Isolationsverluste, die durch die hohe Temperatur verursacht werden, zu achten. In der Brennkammer herrschen Maximaltemperaturen bis 2000 °C. Die Vermeidung von Isolationsverlustströmen, die wenige Prozent des Brennstoffwärmestroms überschreiten, ist aufgrund der Größe der Brennkammer auch mit hochwertigen Isolationsmaterialien nicht vollständig möglich. Eine Reduktion der Größe der Brennkammer wirkt der vollständigen und schadgasarmen Verbrennung entgegen.

Wenn die Verhinderung des Wärmestroms an die Brennkammerwand unumgänglich ist, bleibt als Lösung nur die gezielte Nutzung dieses Wärmestroms, indem die Brennkammerwand gleichzeitig als Rauchgas / Arbeitsgas - Wärmeübertrager dient. Der Erhitzerkopf sollte demnach so angeordnet werden, daß der Deckel des Druckbehälters und der heiße Wärmeübertrager die Brennkammer bilden. In die einzige offene Seite der so gebildeten Brennkammer wird der Brenner eingesetzt. Die Wärme flüsse an die Wände der Brennkammer wären somit gewollt, und die Außenwände der Brennkammer hätten nur noch Maximaltemperaturen von 600 °C.

Als weitere Maßnahme zur Reduktion der Isolationsverluste sollte der Rauchgas-Rest-Wärmeübertrager als eine Art zweite Schale um die Brennkammer gelegt werden. Eine zwischenliegende hochwertige Isolierung kann die Verlustströme vom Erhitzerkopf an den Rauchgas-Rest-Wärmeübertrager minimieren. Diese Verlustströme gehen jedoch durch diese Anordnung nicht an die Umgebung verloren, sondern werden in das

Heizungswasser getauscht. Diese Anordnung, die ohne größeren technischen Aufwand und nahezu vollständig gegen die Umgebung isoliert werden kann, führt somit zu einer Außentemperatur des heißen Prozeßteils auf dem Niveau des Heizungswassers.

Zur Vereinfachung der Montagearbeiten an den Laborausführungen der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe ist das drucktragende Gehäuse mit zwei Flanschen versehen. Während der obere Flansch die Maschine zwischen dem warm/heißen und dem warm/kalten Wärmeübertrager trennt, liegt der zweite Flansch zwischen dem kalten Wärmeübertrager und dem Getriebegehäuse. An dieser Stelle wird gleichzeitig die Getriebegrundplatte fixiert.

4. Experimentelle Untersuchungen

Im Rahmen dieses Projektes wurden von den 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpen drei Versuchsmaschinen aufgebaut und experimentell untersucht. Dabei diente ein Großteil der Versuche als Grundlage für die konstruktive Weiterentwicklung und Optimierung der Versuchsmuster. Ein weiterer Teil diente der Untersuchung des Dauerlaufverhaltens der Wärmepumpen sowie der Analyse lebensdauerkritischer Komponenten. Mit dieser Zielsetzung wurde außerdem ein 4 kW Versuchsmuster aus dem vorhergehenden Forschungsprojekt weiter betrieben. Die zu diesem Zweck errichteten Prüfstände werden im folgenden Abschnitt beschrieben. Anschließend werden die Versuchsbedingungen und -ergebnisse vorgestellt.

4.1. Wärmepumpen-Prüfstände

In der ersten Projektphase wurde bereits ein Prüfstand zur Untersuchung der Betriebscharakteristik von Wärmepumpen errichtet. Der prinzipielle Aufbau dieses Prüfstandes ist in /4/ beschrieben und wurde für den Bau eines Dauerlaufprüfstandes in der jetzigen Projektphase zugrunde gelegt. Eine zentrale Zielsetzung lag in dem erstmaligen Betrieb von Vuilleumier-Wärmepumpen im 24 h-Betrieb. Die Prüfstandskonzeption mußte somit um ein umfassendes Sicherheitskonzept erweitert werden, damit von dem beheizten Druckbehälter zu keiner Zeit ein Gefahr für die im Umfeld arbeitenden Mitarbeiter und die umstehenden Sachmittel ausgeht. Da der 24 h-Betrieb von Vuilleumier-Wärmepumpen erstmalig betrieben wird, konnte auf keine Erfahrungen und Konzeptionen anderer zurückgegriffen werden.

4.1.1. Aufbau

Zielsetzung des Dauerlaufprüfstandes ist die Untersuchung des Langzeitbetriebsverhaltens der Versuchsmuster. Damit Langzeitergebnisse so schnell wie möglich vorliegen, sollten die Wärmepumpen im 24 h-Betrieb und damit unbemannt betrieben werden. Zudem sollte die Möglichkeit geschaffen werden, Anlagen mit unterschiedlichen Komponenten gleichzeitig zu untersuchen. Aus diesem Grunde wurde entschieden, den Dauerlaufprüfstand modular aufzubauen und somit eine zentrale Prüfstandseite mit integrierter Meß- und Sicherheitstechnik zu schaffen, die insgesamt bis zu fünf Prüfzellen versorgen bzw. überwachen kann. Der Aufbau der einzelnen Prüfzellen ist in Abb. 4.1 dargestellt.

In jeder der Prüfzellen ist die Peripherie zur Bereitstellung bzw. Abfuhr der Wärmemengen auf den unterschiedlichen Temperaturniveaus (siehe Kap. 2.1.1), sowie die erforder-

liche Meß-, Regelungs- und Steuerungstechnik zum Einstellen dieser Temperaturniveaus untergebracht. Im einzelnen sind dies:

1. Brenngasversorgung zur Bereitstellung der Antriebswärme:

Die vom Wärmepumpen-Prozeß benötigte Antriebswärme wird von einem Gasbrenner bereitgestellt. Der eingesetzte Brenner, der als extrem schadgasarm bekannte MatriX-Brenner der Fa. Viessmann, wird mit Erdgas H aus dem örtlichen Stadtwerkenetz betrieben. Das Temperaturniveau $T_{\text{heiß}}$ der Wärmezufuhr kann über die Brennerleistung eingestellt werden. Stellglied der Temperaturregelung ist dabei das Brennergebläse, das entweder im taktenden Betrieb zu einer Zwei-Punkt-Regelung der Temperatur TICA⁺ 301 oder modulierend zu einer manuellen Steuerung dieser Temperatur eingesetzt werden kann.

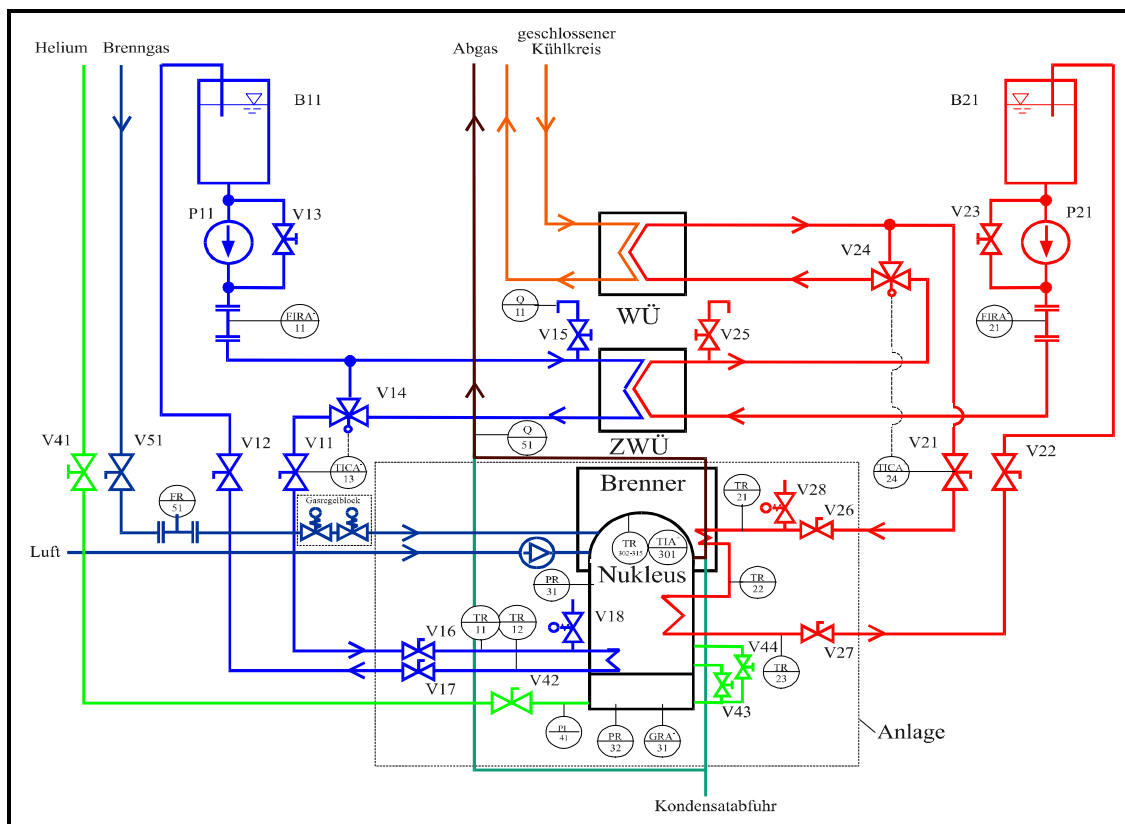


Abb. 4.1: Schematische Darstellung der einzelnen Prüfszellen

2. Kalter Kreislauf zur Bereitstellung der vom Wärmepumpen-Prozeß aufgenommenen Sekundärwärme:

Die auf der kalten Seite aufgenommene Sekundärwärmemenge soll von der Vuilleumier-Wärmepumpe unter realen Betriebsbedingungen von der Außenluft, dem Grundwasser oder dem Erdboden gewonnen werden. Um bei der Versuchsdurchführung von den Umgebungsbedingungen unabhängig zu sein, wird die kalte Seite von einer Sole durchfließen, deren Temperatur im geforderten Bereich frei einstellbar ist. Die zur Temperierung erforderliche Wärmeleistung wird über den Zwischenwärmeübertrager (ZWÜ) dem warmen Kreislauf entzogen. Durch die Regelung des Solestroms, der durch den ZWÜ strömt, über das 3-2-Wege-Ventil V14, kann die Zulauf-

temperatur TICA⁻13 eingestellt werden. Da im kalten Kreis auch Temperaturen unter 0 °C eingestellt werden, wird als Kälteträgermedium ein Gemisch aus Wasser und Antifrogen N, ein Frostschutzmittel auf Ethylenglykol-Basis, eingesetzt.

3. Warmer Kreislauf zur Abfuhr der vom Wärmepumpen-Prozeß erzeugten Wärme:
Die vom Wärmepumpen-Prozeß erzeugte Wärme wird an den warmen Kreis abgegeben, der das Wärmenutzungssystem simuliert. Das Temperaturniveau T_{warm} ist im realen Anwendungsfall abhängig von der vorliegenden Außentemperatur und dem eingesetzten Heizungssystem. Ein Teil der Heizleistung wird über den ZWÜ dem kalten Kreislauf zugeführt, die übrige Heizleistung wird über einen Plattenwärmeübertrager (WÜ) an einen zentralen Kühlkreis übergeben, der zur Wärmeabfuhr mit der Umgebung in Verbindung steht. Stellglied zur Regelung der Wärmepumpen-Zulauf-Temperatur TICA⁺ 24 ist das 3-2-Wege-Ventil V24, das als Mischventil den Anteil des durch den Wärmeübertrager WÜ strömenden Volumenstroms, steuert.

Beide Wärmeträgerkreisläufe sind als offene Kreisläufe realisiert, damit im Falle einer Undichtigkeit der Wärmepumpe das Helium aus dem Kreis entweichen kann und somit kein Schaden an Rohrleitungen und Armaturen durch Überdruck entstehen kann. Zur Einstellung des Volumenstroms der Wärmeträgermedien durch die beiden Kreisläufe wurde ein Pumpen-Bypass, mit je einem Schieberventil (Ventil V13 bzw. V23), angeordnet.

Die zentrale Peripherie des Dauerlaufprüfstandes, die in Abb. 4.2 schematisch dargestellt ist, setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

1. zentraler Kühlkreis:
Der zentrale Kühlkreis dient als Wärmeträgerkreis zur Abgabe der von den Wärmepumpen erzeugten Wärme an die Umgebung. Die Wärmeabgabe an die Umgebung findet in dem mit DACH-WÜ bezeichneten Luft-Sole-Wärmeübertrager statt. Als Wärmeträgermedium wird ein Gemisch aus Wasser und Antifrogen N mit einer Frostsicherheit von -25 °C eingesetzt, da es auch bei negativen Celsius Temperaturen der Außenluft und bei ausgefallenen Wärmepumpen mit der Umgebung in thermischen Kontakt steht.
2. Brenngasversorgung:
Das für die Verbrennung benötigte Brenngas wird durch eine zentrale Brenngasleitung bereitgestellt. Für hochgenaue Bilanzversuche bzw. Die Überprüfung der Wärmebilanz, kann der Prüfstand auch zentral mit reinen Brenngasen wie Methan aus der Druckflasche versorgt werden.
3. Abgasleitung:
Das bei der Verbrennung anfallende Abgas wird in ein zentrales Abgasrohr geleitet. Von dem Rauchgassauger X-L51 wird in diesem am anderen Ende offenen Rohr ein konstanter Unterdruck erzeugt, der unabhängig von der Anzahl der betriebenen Brenner für einen konstanten Volumenstrom in dem Abgasrohr sorgt. Durch diese Abgasführung können die Einstellungen der Brenner an den verschiedenen Prüfzellen unabhängig voneinander vorgenommen werden.

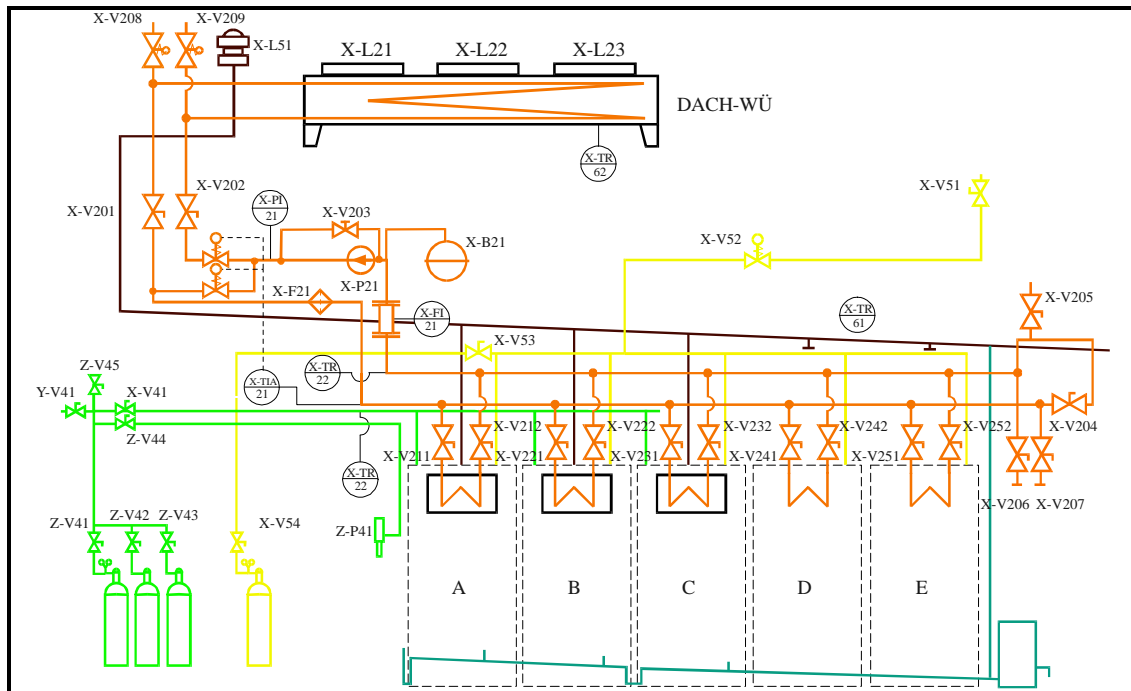


Abb. 4.2: Schematische Darstellung zentraler Komponenten des Dauerlaufprüfstandes

4. Heliumversorgung:

Jede Wärmepumpe muß nach der Montage evakuiert und anschließend mit dem Prozeßgas Helium gefüllt werden. Zu diesem Zweck wurde eine zentrale Heliumversorgung geschaffen. An dieser Heliumleitung ist auch zu Evakuierungszwecken die Wasserstrahlpumpe Z-P41 angeschlossen. Bei der Demontage der Anlagen wird das Helium in zwei Pufferflaschen mit unterschiedlichem Druckniveau zurückgefüllt.

5. Zentrale Sicherheitstechnik:

Um einen sicheren Betrieb der Anlagen auch im unbemannten Betrieb zu ermöglichen, wurde eine zentrale Sicherheitstechnik geschaffen. Es wurden im ersten Schritt die möglichen Gefahren, die von einer Vuilleumier-Wärmepumpe im Prototypenstadium ausgeht analysiert und dabei ermittelt, daß es erforderlich ist die drei charakteristischen Temperaturen der Vuilleumier-Wärmepumpe zu überwachen. Eine Temperaturüberschreitung der heißen oder der warmen Temperatur über den zulässigen Bereich hinaus birgt die Gefahr einer Leckage im Druckbehälter, verursacht durch eine Werkstoffermüdung in der heißen drucktragenden Wand bzw. im Dichtsystem des warmen Wärmeübertragers. Die Gefahr auf der kalten Seite der Vuilleumier-Wärmepumpe liegt eher in einer Unterkühlung begründet. Ein Unterschreiten des Stockpunktes der als Wärmeträgermedium verwandten Sole im kalten Wärmeübertrager, könnte eventuell durch die Dichtereduktion des Wasseranteils in der Sole bei Temperaturen unter 4 °C zu unzulässig hohen Spannungen führen, die einen Schaden bis hin zur Leckage in der drucktragenden Trennwand verursachen könnte. Inwieweit ein derartiger Fall bei Glykol-Konzentrationen über 40 Vol.-% möglich sind, oder durch den partiellen Phasenwechsel in der Sole die Dichtereduktion des Wassers irrelevant ist, könnte nur ein Versuch zeigen, der jedoch aufwendiger wäre gegenüber der Temperaturüberwachung. Als Sensoren zur Temperaturüberwachung dienen da-

bei Sicherheitstemperaturbegrenzer nach DIN 3440, die die Temperaturen T_{kalt} , T_{warm} und $T_{\text{heiß}}$ der jeweiligen Anlagen überwachen. Im Fall der Temperaturüberschreitung soll die Vuilleumier-Wärmepumpe möglichst schnell abgeschaltet und entwärmt werden. Zu diesem Zweck dienen als Aktoren der Sicherheitstechnik die Magnetventile in den Gasregelblöcken der jeweiligen Prü fzellen. Bei Überschreiten der Grenztemperaturen, die mit vertretbaren Sicherheitsabständen zu den Überlastungsbedingungen eingestellt wurden, wird der Gasbrenner und damit die Antriebsenergie der Vuilleumier-Wärmepumpe abgeschaltet. Nach kurzer Nachlaufphase kommt die Vuilleumier-Wärmepumpe nach dem Abbau der treibenden Temperaturdifferenz zwischen dem Erhitzerkopf und dem warmen Wärmeübertrager zum Stillstand.

Zusätzlich wurden zentrale Sicherheitseinrichtungen, wie Gasmelder, etc., in der Versuchshalle installiert, die im Falle einer Überschreitung des Grenzwertes das zentrale Magnetventil (X-V52) der Hallengasversorgung schließen, und somit alle Anlagen abschaltet.

4.1.2. Datenerfassung und Fehlerbetrachtung

PC-basierte Datenerfassungssysteme registrieren am Dauerlaufprüfstand alle Meßwerte mit einer maximalen Auflösung von 15 s. Neben den über digitale Schnittstellen direkt an die PCs übertragenen Meßdaten, werden die analogen Sensorsignale über Multiplexer-, Verstärker- und Filtermodule den Datenerfassungskarten in dem PC zugeführt. Die mit dem graphischen Programmentwicklungssystem LabVIEW[®] geschriebenen Datenerfassungsprogramme werten auf Basis aller Meßwerte die Versuche online aus. Dabei werden die aus den Meßdaten gebildeten Wärmeströme online für den stationären Betrieb bilanziert. Um im Versuch bestimmte Betriebszustände genau einstellen zu können, stehen verschiedene Mittelungsverfahren zur Verfügung. Sowohl die aktuellen als auch die gemittelten Daten können jederzeit als Meßprotokolle ausgedruckt werden. Zur Dokumentation des unbemannten Anlagenbetriebs und für weitergehende Auswertungen und Analysen werden zudem alle Daten im Zeitverlauf in Dateien abgespeichert.

Aus der Energiebilanz der Wärmepumpe, die in Abb. 3.2 auf Seite 28 beschrieben wurde, folgt, daß zur Ermittlung der Leistungszahlen $\epsilon_{\text{Prozeß}}$ und ϵ_{Gesamt} die Bestimmung der Wärmeströme $\dot{Q}_{\text{warm,Prozeß}}$, $\dot{Q}_{\text{warm,Rest-WÜ}}$, \dot{Q}_{kalt} und \dot{Q}_{Br} erforderlich ist. Dabei lassen sich die ersten drei Wärmeströme \dot{Q}_i aus dem jeweiligen Produkt der Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt in den Wärmeübertrager ΔT_i , dem Volumenstrom \dot{V}_i , den Stoffdaten des Wärmeträgermediums Dichte ρ_i und Wärmekapazität $c_{p,i}$ berechnen:

$$\dot{Q}_i = r_i c_{p,i} \dot{V}_i \Delta T_i \quad \text{Gl. 4-1}$$

Die Brennerleistung \dot{Q}_B wird aus dem Produkt aus Brenngasmassenstrom \dot{m}_{Gas} und unterem Heizwert H_u des eingesetzten Brenngases berechnet:

$$\dot{Q}_{\text{Br}} = \dot{m}_{\text{Gas}} H_u \quad \text{Gl. 4-2}$$

Die zur Erfassung der in den Gleichungen 5.1 und 5.2 genannten Meßgrößen sowie die zur weiteren Prozeßanalyse eingesetzten Meßprinzipien sind in Tab. 4.1 mit den jeweiligen Genauigkeiten aufgelistet.

Die Temperaturen im warmen und im kalten Kreis werden in den Wärmeträgerkreisläufen mit Schwingquarzsensoren auf $\pm 0,01$ K genau gemessen. Da bei niedrigen Temperaturen die Viskosität des Antifrogen N-Wasser-Gemisch sehr hoch ist, sind im kalten Kreislauf zur Erfassung der mittleren Fluidtemperatur Mischstrecken vor den Sensoren erforderlich. Die Messung der Volumenströme mittels magnetisch-induktiver Durchflußmengenmesser erfolgt mit einer Genauigkeit von $\pm 0,8$ %. Die Stoffdaten des Wassers im warmen Kreislauf sind aus der Literatur bekannt, die des Antifrogen N-Wasser-Gemisches sind abhängig vom Antifrogen N-Anteil. Die Bestimmung dieses Anteils erfolgt über eine Dichtemessung mit einer Genauigkeit von $\pm 0,0001 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$, die über die Konzentrationsbestimmung zu einem Fehler für das Produkt aus Dichte und Wärmekapazität von $\pm 0,7$ % führt. Da die Schwingquarzsensoren zur Bestimmung der Kreislauftemperatur einen absoluten Fehler verursachen, ist auch die Genauigkeit der Wärmestrommessung somit abhängig von den Temperaturdifferenzen in den Wärmeträgerkreisläufen.

Meßgröße / Meßstelle	Meßprinzip	Genauigkeit
Temperaturen Kreisläufe	Schwingquarz	$\pm 0,01$ K
Volumenstrom Kreisläufe	magnetisch-induktiv	$\pm 0,8$ %
Antifrogen N-Anteil kalter Kreis	Volumenverdrängung	$\pm 0,0001 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$
Brenngasmassenstrom	kalorisch	± 1 %
Temperaturen Erhitzerkopf	NiCr-Ni-Thermoelemente	± 6 K
Prozeß- und Getriebedruck	piezo-resistiv	$\pm 0,2$ bar
Drehzahlverlauf	Zahnradabtastung	± 1 Upm
Drehzahl	zeitaufgelöste Druckmessung	± 1 Upm

Tab. 4.1: Tabellarische Darstellung der eingesetzten Meßprinzipien und deren Genauigkeiten

Der Brenngasmassenstrom \dot{m}_{Gas} wird von einem kalorischen Massenstrommeßgerät mit einem Fehler von ± 1 % erfaßt. Mit der von den Stadtwerken angegebenen Schwankungsbreite der Erdgas H-Zusammensetzung berechnet sich der untere Heizwert des Brenngases mit einer Genauigkeit von $\Delta H_u = \pm 0,4$ %. Damit ergibt sich für die Brennerleistung eine Größtfehlerabschätzung von $\pm 1,4$ %. Bei Einsatz von reinem Methan für Sondermessungen am Brenner entfällt die Unsicherheit der Heizwertbestimmung.

Die Temperaturverteilung am Erhitzerkopf und im Luftvorwärmer des Brenners messen 30 NiCr-Ni-Thermoelemente. Der Druck im Getriebe- und Prozeßteil wird von piezo-

resistiven Druckaufnehmern erfaßt. Bei einer Meßrate bis zu 100 kHz wird der Druck sowohl im Zeitverlauf als auch synchron zur Verdrängerposition bestimmt. Der zeitaufgelöste Verlauf des Prozeßdruckes ist Basis für eine sehr genaue Bestimmung der Drehzahl. Die Drehzahlmessung für die Steuer- und Sicherheitseinrichtungen erfolgt mit magnetischen Näherungsschaltern durch die Druckbehälterwand des Nukleus. Ein im Getriebe montierter magnetischer Näherungsschalter zeichnet mittels Zahnradabtastung die Drehzahlschwankungen synchron zur Verdrängerposition auf.

Bilanzgröße i	Nukleus Vollast			Nukleus Teillast (20 %)		
	ΔT_i	\dot{V}_i	\dot{Q}_i	ΔT_i	\dot{V}_i	\dot{Q}_i
warm, Prozeß	13,47 K	1228,2 1/h	19,07 kW	3,25 K	1333,4 1/h	5,02 kW
warm RGWÜ	3,68 K	1228,2 1/h	5,20 kW	0,61 K	1333,4 1/h	0,93 kW
kalt	9,53 K	699,6 1/h	6,84 kW	2,27 K	823,0 1/h	1,94 kW
Brenner	-	-	17,23 kW	-	-	3,75 kW

Tab. 4.2: Tabellarische Darstellung der Bilanzierungs- und Meßgrößen

In Tab. 4.2 sind charakteristische Werte für die Temperaturdifferenzen, Volumen- und Wärmeströme für den Vollastbetrieb sowie für den Teillastbetrieb mit einer Auslastung von 20 % aufgelistet. Dieser Punkt spiegelt die untere Betriebsgrenze wider.

Ausgehend von den in Tab. 4.2 aufgelisteten Daten wird im Vollastbetrieb für den Nukleus eine Leistungszahl von $\epsilon_{\text{Prozeß}}=1,559$ ermittelt. Die Leistungszahl des Gesamtsystems beträgt $\epsilon_{\text{Gesamt}}=1,409$. Eine Überlagerung der Meßunsicherheiten nach Tab. 4.1 ergibt im Vollastbetrieb eine Schwankungsbreite der Leistungszahl des Nukleus von $\Delta\epsilon_{\text{Prozeß}}=\pm 1,54\%$ und der Gesamtleistungszahl von $\Delta\epsilon_{\text{Gesamt}}=\pm 2,41\%$. Im Teillastbetrieb vergrößern sich, bedingt durch die kleineren Temperaturdifferenzen ΔT_i , die Schwankungsbreiten auf $\Delta\epsilon_{\text{Prozeß}}=\pm 2,52\%$ bzw. $\Delta\epsilon_{\text{Gesamt}}=\pm 3,21\%$.

Die angegebenen Genauigkeiten der Meßgrößen sowie die der daraus berechneten Wärmeströme und Leistungszahlen sind Systemgenauigkeiten der gesamten Meßkette für Momentanmessungen. Da das Meßprogramm alle Größen über viele Einzelmessungen mittelt, werden statistische Schwankungen eliminiert und die genannten Genauigkeiten verbessert. Bei der Untersuchung stationärer Betriebszustände wird durch die Mittelung über längere Versuchszeiten zudem der Einfluß von Reglerschwankungen eliminiert. Bei Zugrundelegung der Fehlerfortpflanzung nach Gauß gilt für die Wärmeströme:

$$\Delta\dot{Q} = \pm\sqrt{\left(rc_p\Delta T\right)^2 \cdot \left(\Delta\dot{V}\right)^2 + \left(rc_p\dot{V}\right)^2 \cdot \left(\Delta\Delta T\right)^2 + \left(\dot{V}\Delta T\right)^2 \cdot \left(\Delta rc_p\right)^2} \quad \text{Gl. 4-3}$$

Damit reduzieren sich die Schwankungsbreiten der Leistungszahlen bei der Messung stationärer Betriebszustände auf $\Delta\epsilon_{\text{Prozeß}}=\pm 1,1\%$ und $\Delta\epsilon_{\text{Gesamt}}=\pm 2,2\%$ im Vollastbetrieb bzw. $\Delta\epsilon_{\text{Prozeß}}=\pm 1,5\%$ und $\Delta\epsilon_{\text{Gesamt}}=\pm 2,8\%$ im Teillastbetrieb.

4.2. Inbetriebnahme der ersten 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe

Die experimentellen Untersuchungen konzentrieren sich in diesem Forschungsprojekt auf die Arbeiten mit der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe, die im ersten Schritt als erster Prototyp auf dem Funktionsprüfstand in Betrieb genommen wurde. Im Anschluß daran wurden zwei Maschinen dieser Leistungsklasse aufgebaut und in einer umfassenden Dauerlaufuntersuchung bewertet. Parallel dazu wurde auch noch eine Vuilleumier-Wärmepumpe mit einer Leistung von 4 kW, wie sie in Abschnitt 2.2 beschrieben wurde, zur vorgezogenen Dauererprobung des Getriebes betrieben.

Im folgenden werden die maßgeblichen Erfahrungen und Ergebnisse der Inbetriebnahme beschrieben und diskutiert. Dabei werden vorrangig die Themenschwerpunkte behandelt, die in den anschließenden speziell einem Bauteil gewidmeten Kapiteln nicht erörtert werden.

4.2.1. Vorbemerkungen

Nach der Überdruckprüfung der drucktragenden Wand der Vuilleumier-Wärmepumpe und der Bestückung mit den notwendigen Sensoren und Sicherheitstemperaturbegrenzern wurden die Bauteile der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe erstmalig zusammengefügt und in Betrieb genommen. Die Maschine lief bei dem ersten Startversuch nach weniger als einer kompletten Umdrehung durch den Startermotor sofort an und bewies schon nach wenigen Bewegungszyklen eine relative thermisch induzierte Druckamplitude von über 9 %, ein überragend hoher Wert, der schon zu diesem frühen Zeitpunkt einen Quantensprung bezüglich der Energieeffizienz erwarten ließen.

Die Wärmepumpe stellte nach der Erstmontage ein voll funktionsfähiges Gesamtsystem dar. Der Lauf der Gesamtanlage konnte als geräusch- und schwingungsarm bezeichnet werden und zeigte ein insgesamt zufriedenstellendes Betriebsverhalten. Insbesondere das gegenüber der 4 kW-Anlage aus der ersten Projektphase neuartige Erhitzerkopfkonzept sowie dem Rauchgas-*Rest*-Wärmeübertrager ließen schon in diesem Stadium ein überzeugendes dynamisches Maschinenverhalten erkennen.

Der Bewegungsapparat mit den Komponenten Kreuzschubkurbelgetriebe, kalte und heiße Verdrängerstange sowie kaltem und heißem Verdränger stellte die prinzipielle Funktionsfähigkeit unter Beweis, deutete aber durch leichte Schleifgeräusch auf Probleme im Führungskonzept hin, die im folgenden beschreiben und diskutiert werden.

4.2.2. Bewegungsapparat

4.2.2.1. Führungskonzept

Der Bewegungsapparat des ersten Prototypen der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe stellt einen Kompromiß zwischen dem getriebe- und führungstechnisch idealen und dem

für die Versuchsdurchführung bezüglich der Modifikationsfreundlichkeit geeigneten dar. Zielsetzung war dabei die funktionale und führungstechnische Trennung des Getriebes und der Verdränger, um beide Gruppen voneinander getrennt modifizieren zu können.

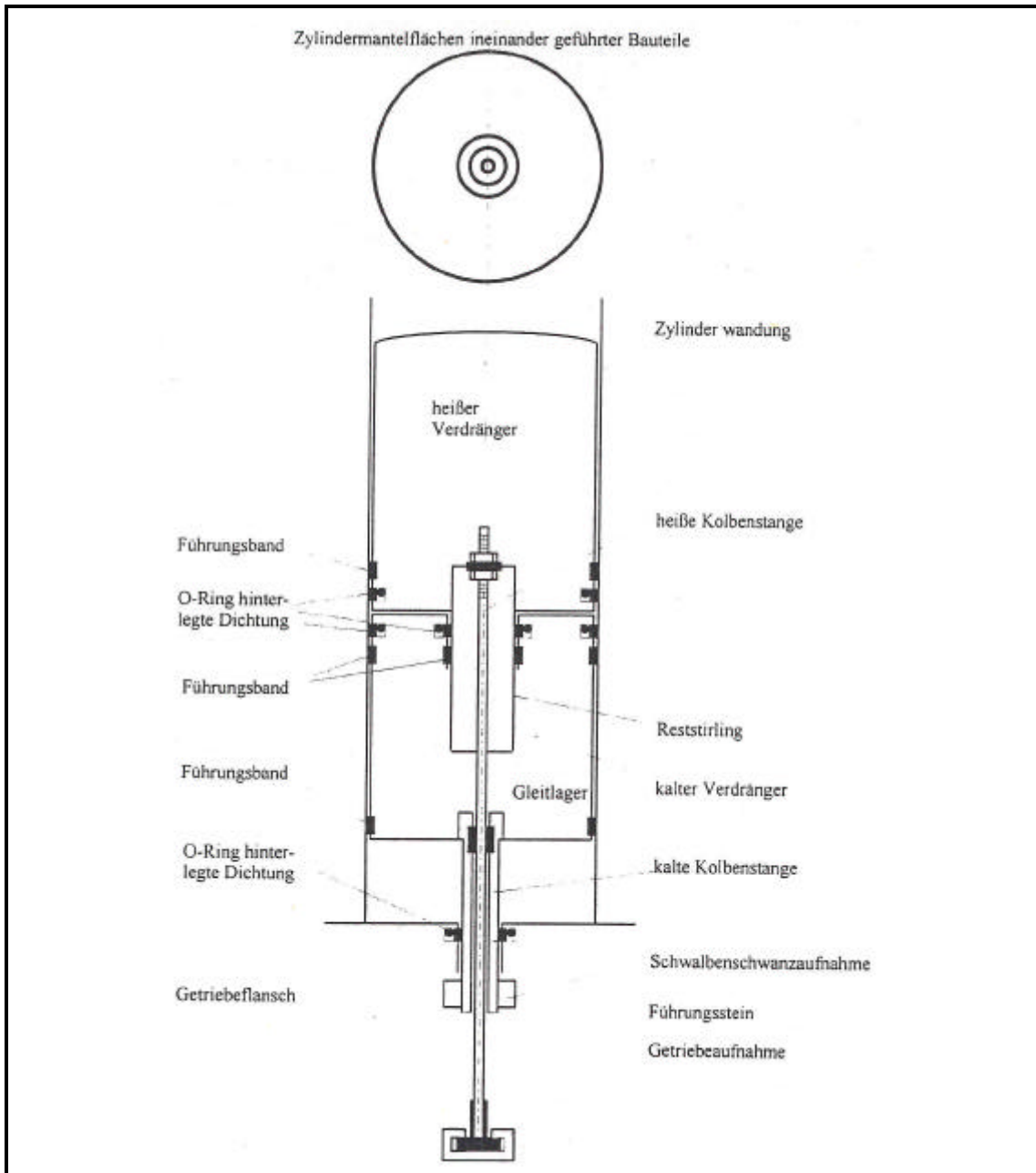


Abb. 4.3: Schematische Darstellung des Führungskonzeptes des 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe zu Beginn der Inbetriebnahme, aus /33/.

Im einzelnen ergab sich aus dieser Zielsetzung das in Abb. 4.3 dargestellte Führungskonzept für die Verdränger. Realisiert wurde dabei die Idee jeden Verdränger an zwei Stellen zu führen und die Verdrängerstangen durch spezielle Verbindungselemente an das Getriebe anzufügen, die nur in axialer Richtung fixiert sind und ansonsten alle übrigen Freiheitsgrade freigeben.

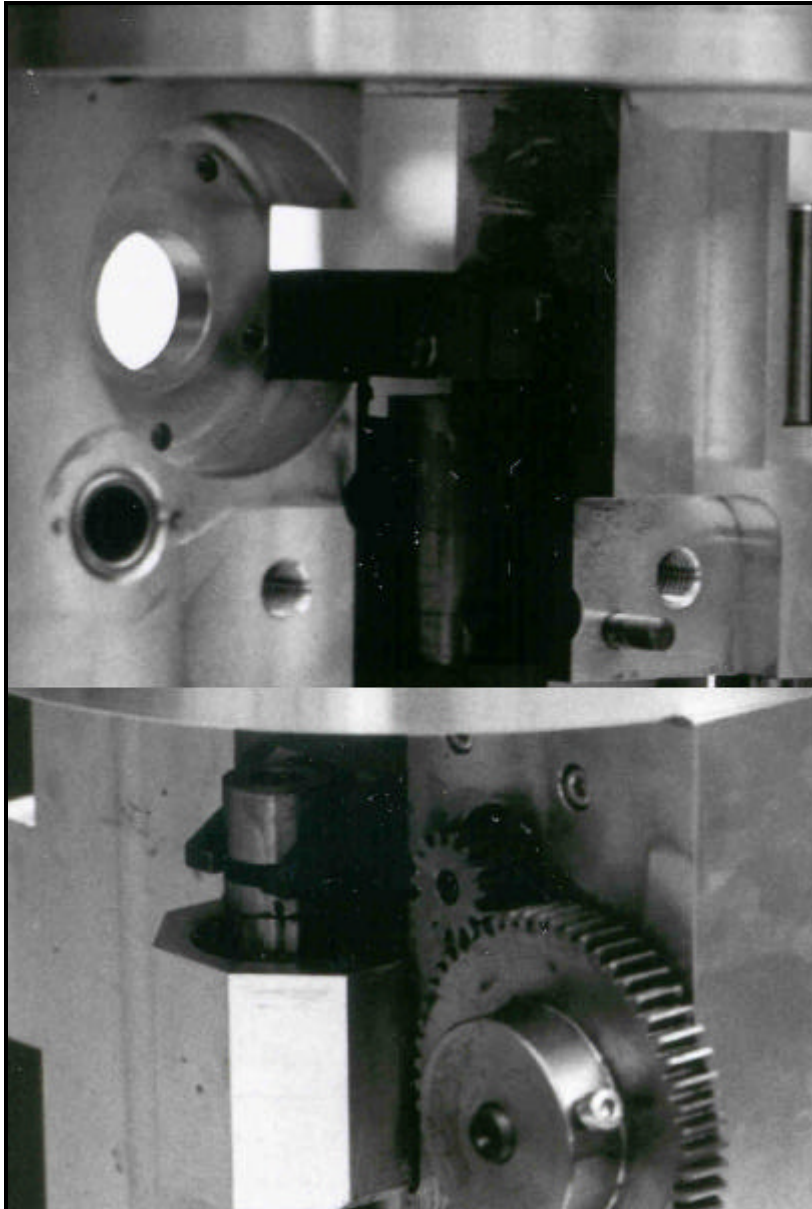


Abb. 4.4: Schwalbenschwanzaufnahme (unten) und Preßvorrichtung (oben) zur Anbindung des kalten Verdrängers an das Getriebe.

Die Anbindung der kalten Verdrängerstange an die außerszentrisch angeordnete Kurbelschleife des Getriebes geschieht durch eine Schwalbenschwanzaufnahme, die eine Verdrehung und eine radiale Verschiebung der kalten Verdrängerstange und damit auch des kalten Verdrängers zuläßt, wie in Abb. 4.4 dargestellt. Zur Anbindung der heißen Verdrängerstange an das Getriebe wird die Stange in einem Führungsstein über eine Preßverbindung geklemmt. Die Getriebeaufnahme des Führungssteins verhindert eine Bewegung in axialer Richtung, die Drehbewegung und eine radiale Verschiebung in der Aufnahme wird aber auch hier zugelassen.

Bei der Führung der Verdränger wird der

kalte mit je einem Führungsband auf der Höhe des kalten und des warm/kalten Wärmeübertragers geführt. Der heiße Verdränger wird einerseits mit der Verdrängerstange des Reststirlings im kalten Verdränger geführt und andererseits analog zu kalten Verdränger auf der Höhe des warm/heißen Wärmeübertragers. Die heiße Stange wurde zur Kompensation der Überbestimmtheit des Bewegungsapparates biegeschlaff ausgeführt.

Diese schematische Darstellung verdeutlicht die Problematik, die sich aufgrund der linearen Anordnung und der gemeinsamen Aufnahme der beiden Verdrängerstangen durch das Kurbelschleifengetriebe ergibt. Es ist ersichtlich, daß schon ein geringer montage- oder toleranzbedingter Versatz oder eine Exzentrizität in der Getriebeaufnahme oder der Getriebeführung, Seitenkräfte und eventuelle ungewollte Bauteilkontakte zur Folge haben, die zu einer erheblichen Erhöhung mechanischer Reibung führen.

Dadurch kommt es zudem zu einer einseitigen Belastung von Dichtungen, Führungen und Gleitlager, die eine Verringerung der Lebensdauer dieser Bauteile bewirken.

Bei der ersten Demontage des Prototypen der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe konnten neben den einseitigen Überlastungen der Lagerkomponenten auch Schleifspuren festgestellt werden. Durch folgende Veränderungen am Führungskonzept konnte erreicht werden, daß die Vuilleumier-Wärmepumpe ohne die einseitigen Überbeanspruchungen der Lagerstellen und etwaige Schleifspuren sicher betrieben werden:

- Vereinigung des Führungskonzeptes von Getriebe und Verdrängern
- Einschränkung der Freiheitsgrade bei der Anbindung der Verdrängerstangen an die Kurbelschlaufen, indem bei vollständig montiertem oberem Maschinenteil die Verbindungsstellen formschlüssig verklebt werden.
- Eliminierung des unteren Führungsbandes am kalten Verdränger durch ein Gleitlager an der kalten Verdrängerstange in der Getriebeplatte. Dadurch konnte der Verschleiß der dynamischen Dichtung an dieser Stelle reduziert werden.
- Erhöhung der Biegesteifigkeit der heißen Verdrängerstange durch Materialanpassung und Durchmessersteigerung im Bereich der kalten Verdrängers

Nach der Realisierung dieser Anpassungsmaßnahmen konnte die Vuilleumier-Wärmepumpe in einer sicheren und reproduzierbaren Betriebsweise unter verschiedenen Randbedingungen untersucht werden. Deren Ergebnisse werden in folgenden berichtet.

4.2.2.2. *Temperatureinflüsse*

Die allgemeine Leistungscharakteristik der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe wurde in Kennfeldversuchen experimentell untersucht. Da die Wärmepumpe hinsichtlich der drei charakteristischen Temperaturniveaus $T_{\text{heiß}}$, T_{warm} und T_{kalt} als auch bezüglich des Mitteldruckniveaus p_m in ihren Einsatzgrenzen erhebliche Bandbreiten ermöglicht, erfordern die Kennfeldversuche umfangreiche und zeitaufwendige Untersuchungen. In diesen Untersuchungen wurde zudem auch der gesamte für die Raumbeheizung und Warmwassererwärmung relevante Bereich betrachtet. In Tab. 4.3 ist die Kennfeldmatrix mit Angabe der jeweiligen minimalen und maximalen Parametergrenzen angegeben.

Im Rahmen dieses Berichtes wird in diesem Zusammenhang aus den Kennfelduntersuchungen nur auf die von der Theorie abweichenden Beobachtungen eingegangen. Eine Analyse der sich theoriekonform verhaltenden Abhängigkeiten würde den Umfang sprengen, und keinen Erkenntniszugewinn darstellen. Abweichend von der Theorie verhielt sich die Wärmepumpe nur in Abhängigkeit von der kalten Temperatur.

In Abb. 4.5 sind die über die Kennfeldversuche ermittelten Drehzahlwerte über der Temperatur des kalten Zylinderraums aufgetragen. Es ist zu erkennen, daß die Drehzahl der Vuilleumier-Wärmepumpe mit abnehmender kalter Temperatur erst zunimmt und dann wieder abfällt. Da, wie oben beschrieben, die von dem integrierten Reststirling

produzierte mechanische Energie bei konstanter warmer Temperatur mit abnehmender kalter Temperatur zunimmt, ist der erste Anstieg der Drehzahl mit fallender kalter Temperatur theoretikonform. Der Abfall der Drehzahl mit abnehmender kalter Temperatur ab etwa 12 °C, deutet auf ein mit abnehmender Temperatur wachsendes Reibungsbremsmoment hin. Dies zeigt auch der Vergleich mit den in Abb. 4.5 eingetragenen theoretisch unter den realen Versuchsbedingungen bestimmten Drehzahlwerten.

Versuchsparameter		
	minimaler Wert	maximaler Wert
p_m	50 bar	100 bar
$T_{\text{heiß}}$	250 °C	650 °C
T_{warm}	24 °C	67,5 °C
T_{kalt}	-22,5	27,5

Tab. 4.3: Kennfeldmatrix

Die beobachtete Abhängigkeiten der Drehzahl der Vuilleumier-Wärmepumpe von der kalten Zylinderraumtemperatur können nur über ein bei Temperaturabnahme wachsendes Bremsmoment erklärt werden, was auch durch die numerische Simulation der experimentell beobachteten Maschinenzuständen bestätigt wird.

Ursächlich kann dafür nur eine erhöhte Reibung an einer oder mehrerer der Lagerstellen

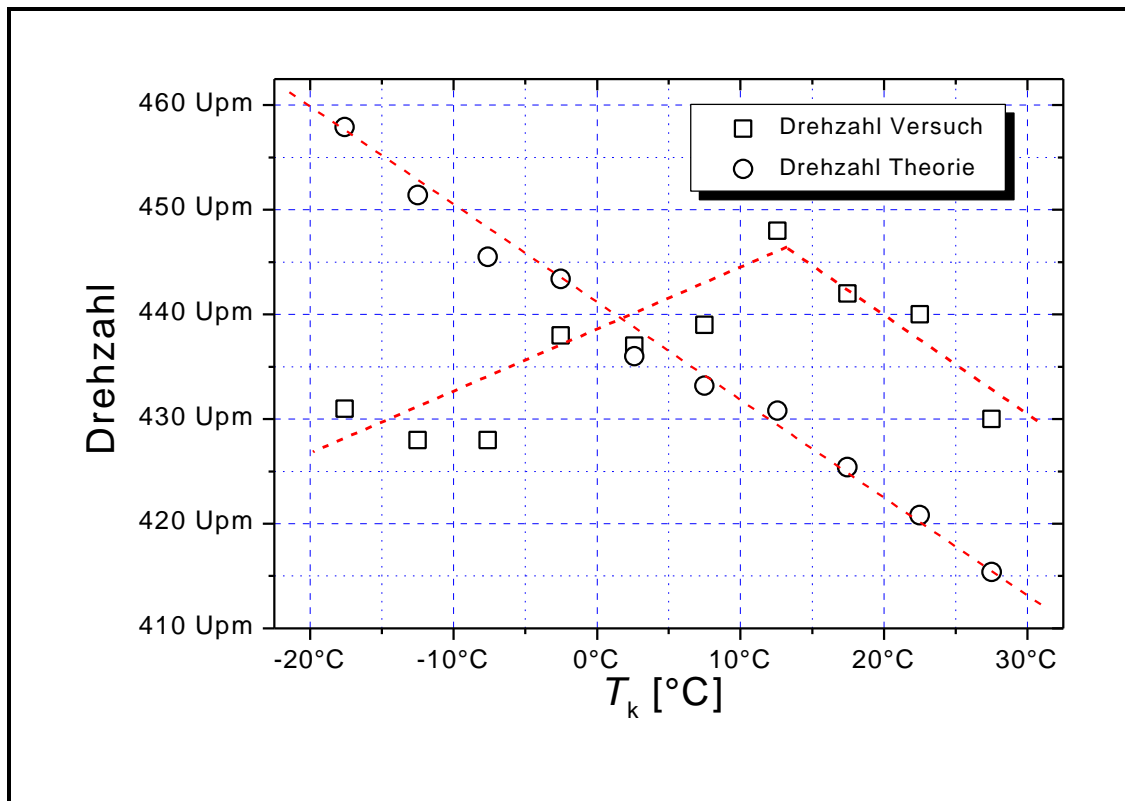


Abb. 4.5: Vergleich der experimentell mit den theoretische bestimmten Drehzahlwerte über der kalten Temperatur

sein, da nach den Versuchsreihen keine abnormalen Schleifspuren festgestellt wurden. Eine Analyse der durch die Veränderung der kalten Temperatur veränderlichen Lagerstellen zeigt, daß nur die Lagerstellen innerhalb der Verdrängerstangen in Frage kommen. Die Untersuchung des Lagerspaltes zeigt, daß die geschlossenen Gleitlager aus Kunststoff, aufgrund der gegenüber Edelstahl abweichenden thermischen Dehnungen, durch die Reduktion der Lagertemperatur den Lagerspalt schließen und damit als Ringbremse wirken.

Als Maßnahmen zur Verhinderung dieses Effekts wurden sowohl das Gleitlager in der Grundplatte zur Führung der kalten Verdrängerstange, als auch das Gleitlager zwischen der kalten und der heißen Verdrängerstange über die gesamte axiale Länge geschlitzt. Dadurch kann das Lager keine Tangentialspannungen aufbauen und somit das Bremsmoment nicht steigern.

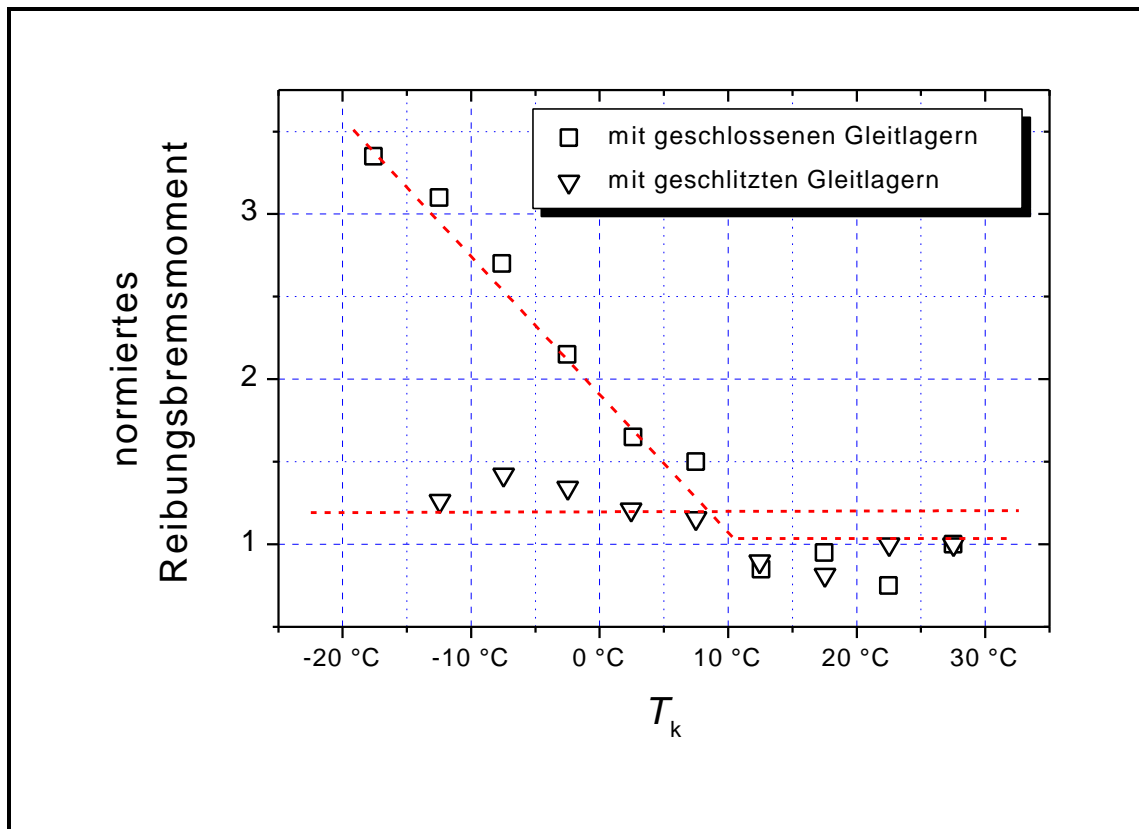


Abb. 4.6: Verlauf der normierten Reibungsbremsmomente in Abhängigkeit der kalten Temperatur vor und nach dem axialen Schlitzen der beiden Gleitlager zur Führung der Verdrängerstangen.

Eine anschließende Wiederholung der Versuchsreihen mit Variation der kalten Zylinderderraumtemperatur und ein numerische Simulation der Maschinenzustände führt zu den in Abb. 4.6 dargestellten normierten Reibungsbremsmomente in Abhängigkeit von der kalten Temperatur. Es ist zu erkennen, daß bei der neuen Versuchsreihe keine signifikante Abhängigkeit des Reibungsbremsmomentes von der Temperatur des kalten Zylinderderrums vorherrscht. Die abnormalen Temperaturabhängigkeiten der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe konnten somit beseitigt werden.

4.2.3. Wärmetechnische Aggregate

4.2.3.1. Wärmeübertrager

Die Sternprofil-Wärmeübertrager, die an drei Stellen in der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe eingesetzt sind, als kalter, warm/kalter und warm/heißer Wärmeübertrager, bewiesen schon bei der ersten Inbetriebnahmen der Vuilleumier-Wärmepumpe ihre besonders geringe strömungstechnischen Druckverluste auf der Seite des flüssigen Wärmeträgermediums. Der Volumenstrom, der von den Kreiselpumpen durch die Wärmeübertrager und den übrigen Prüfstand gefördert werden konnte, war um etwa 10 % höher als erwartet.

Das Verhalten der Wärmeübertrager auf der Seite des Arbeitsgases konnte durch die numerische Simulation der experimentell beobachteten Maschinenzustände analysiert werden. Die numerischen Ergebnisse ergaben keine Anzeichen für ein Fehlverhalten dieser Aggregate.

4.2.3.2. Regeneratoren

Die Regeneratoren wurden von der Versuchsabteilung der BVE Thermolift GbR selber gefüllt und verpreßt. Dabei war insbesondere darauf zu achten, daß in axialer Richtung keine Porositätsunterschiede durch die unzureichenden Fließeigenschaften der verdichteten Drähte entstehen. Darüber hinaus sollte mit entsprechender Sorgfalt auch das Auftreten von Randgängigkeiten vermieden werden.

Bei einer Demontage eines bereits betriebenen heißen Regenerators konnte sehr eindrucksvoll die homogene Temperaturverteilung innerhalb der Regeneratormatrix beobachtet werden. Der Verlauf der Anlaßfarben des Edelmateriale zeigt in axialer Richtung eine sehr feine und konstante Abstufung. In tangentialer Richtung konnten keine Farbunterschiede festgestellt werden. Es kann davon ausgegangen werden, daß die Regeneratoren von dem Arbeitsgas sehr gleichmäßig durchströmt werden.

Auch die numerischen Simulationsrechnungen weisen für die experimentell ermittelten Maschinenzustände Regeneratorwirkungsgrade nach, die den gesetzten Anforderungen genügen.

4.2.3.3. Brenner

Als Antriebsbrenner wurde der Prototyp der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe mit einem modifizierten MatriX-Strahlungsbrenner der Fa. Viessmann betrieben. Die Modifikation bestand im wesentlichen in dem Betrieb mit Luftvorwärmung. Der Betrieb des Brenners wies von Beginn an erwartungsgemäß geringe Schadstoffkonzentrationen im Rauchgas auf. Das Verhalten des Brenners und der Matrix unter den Randbedingungen der Luftvorwärmung stellte in reaktionskinetischer Hinsicht keine Probleme dar.

Bemerkenswert ist in diesem Zusammenhang die mit der Zielsetzung von minimalen Isolationsverlusten vorgenommene Anordnung des Brenners und der anschließenden Rauchgasführung. Es konnte an der äußeren Haut des Brenners und der gesamten Vuilleumier-Wärmepumpe keine Stelle gefunden werden, die wesentlich wärmer war als die Austrittstemperatur des warmen, flüssigen Wärmeträgermediums. Es kann bei der gesamten Bilanzierung der Vuilleumier-Wärmepumpe davon ausgegangen werden, daß annähernd keine äußeren Isolationsverluste auftreten.

4.3. Dauerlaufuntersuchungen

Nach der Inbetriebnahme des Prototypen der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe und dem Erreichen des Auslegungszustandes durch die oben beschriebenen Anpassungen, wurden zwei weitere 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpen gebaut und in Betrieb genommen. Diese beide Anlagen wurden als zweite Entwicklungsstufe für einen Dauerversuch konzipiert.

Zielsetzung der Dauerlaufuntersuchungen ist die Ermittlung eventueller lebensdauerkritischer Komponenten, sowie die Analyse des Langzeitbetriebsverhaltens der Wärmepumpen. Aufgrund der hohen schwellenden Druckbelastung auf wesentliche Baugruppen oder auch die wechselnden Lasten auf die Komponenten des Bewegungsapparates, muß mit einem ermüdungskritischen Verhalten gerechnet werden.

Damit die Belastung einzelner Bauteile bzw. einzelner Baugruppen, z.B. durch unterschiedliche Wärmedehnungen, An- und Abfahren der Wärmepumpen bei den Dauerlaufuntersuchungen vergleichbar mit der Belastung im realen Anwendungsfall ist, wird für die Dauerlaufuntersuchungen ein Versuchsplan festgelegt, der die Anforderungen an die Vuilleumier-Wärmepumpe real abbildet. Die wesentlichen Variationsparameter sind dabei folgende Temperaturen:

- Erhitzerkopftemperatur $T_{\text{heiß}}$
- warme Fluidtemperatur T_{warm}
- kalte Fluidtemperatur T_{kalt}

Zur Ermittlung der einzustellenden Temperaturpaarungen wird die Auftretenswahrscheinlichkeit der Außentemperatur gemäß VDI-Richtlinie 2067 zugrundegelegt. Diese Richtlinie eignet sich für die Festlegung der Variationsparameter, da sie für jeweils 5 Kelvin-Intervalle der Außentemperatur, einen mittleren Temperaturpunkt festlegt, und nicht wie in der DIN 4702 Teil 8, die bei der Festlegung des Norm-Nutzungsgrades die kalten Außentemperaturen aufgrund der geringe Auftretenswahrscheinlichkeit nicht aufführt.

Den sechs in der VDI-Richtlinie 2067 definierten Außentemperaturen wurden gemäß den Gebäuderichtlinien nach DIN 4701 Temperaturen für den kalten und den warmen Wärmeträgerkreislauf festgelegt. Dabei wurden, wie in Tab. 4.4 aufgelistet, die drei gängigsten Wasserheizungssysteme Fußboden-, Niedertemperatur- und Radiatorheizung

mit ihren charakteristischen Vorlauftemperaturen berücksichtigt. Diese sechs Temperaturpaar je Heizungssystem wurden in Verlauf der Dauerlaufuntersuchungen regelmäßig variiert, so daß im zeitlichen Mittel jeder der 6 Punkte mit der Häufigkeit angefahren wurde, wie er nach VDI-Richtlinie 2067 auftritt.

Die Erhitzerkopftemperatur $T_{\text{heiß}}$ wurde dabei, um die maximalen Belastungen für die heiße Baugruppe der Vuilleumier-Wärmepumpe zu erreichen, teilweise mit taktendem Brenner im heiß-kalt Wechsel gefahren und teilweise wurde der Erhitzerkopf lange Strecken in Vollast betrieben.

$T_{\text{außen}}$ [°C]	T_{kalt} [°C]	T_{warm} [°C]		
		Radiator HS 75°C / 60°C	Niedertemperatur HS 55°C / 45°C	Fußboden HS 40°C / 30°C
-12,5°C	-17,5°C	63,5°C	47,5°C	33,8°C
-7,5°C	-12,5°C	55,6°C	42,5°C	31,3°C
-2,5°C	-7,5°C	47,7°C	37,5°C	28,8°C
2,5°C	-2,5°C	39,8°C	32,5°C	26,3°C
7,5°C	2,5°C	31,9°C	27,5°C	23,8°C
12,5°C	7,5°C	24,0°C	22,5°C	21,3°C

Tab. 4.4: Temperaturpaarungen der Dauerlaufuntersuchungen für verschiedene Heizsysteme

Bevor die Ergebnisse der Dauerlaufuntersuchungen beschreiben werden ist es noch wichtig zu erwähnen, daß dieser Dauerlauf und die Auswahl der Versuchszyklen, zwar mit dem Ziel einer maximalen Aussagetiefe konzipiert wurde, jedoch keinen Anspruch auf eine statistischen Auswertbarkeit erhebt. Der Betrieb von zwei Dauerlaufmuster rechtfertigt nur eine tendenzielle Aussage über die prinzipielle Eignung der Vuilleumier-Wärmepumpe zum langjährigen Betrieb als Wärmequelle zur Wohnraumbeheizung.

Die Ergebnisse des Dauerlaufs werden im Rahmen dieses Berichtes nach folgenden Kriterien ausgewertet:

- Laufzeiten
- Dichtigkeit
- Getriebeverschleiß

4.3.1. Laufzeiten

Die Dauerlaufuntersuchungen der Vuilleumier-Wärmepumpe wurden am eigens dafür konzipierten und aufgebauten Dauerlaufprüfstand durchgeführt. Dabei wurde von dem zentralen PC der Meßtechnik alle 30 Sekunden von jeder Maschine ein kompletter Satz

Daten aufgezeichnet. Durch diese aufgezeichneten Meßdaten konnte durch tägliche Auswertung die Laufzeit für jede der Maschinen einzeln ermittelt werden. Als Laufzeit wurde die Zeit definiert, in der die Drehzahl des Getriebes der Vuilleumier-Wärmepumpe ungleich Null war. Da im wesentlichen der Bewegungsapparat der Vuilleumier-Wärmepumpe mit diesen Dauerlaufuntersuchungen betrachtet wurde, ist diese Definition gerechtfertigt.

4.3.1.1. 20 kW Dauerläufer I

Das erste 20 kW Dauerläufer wurde am 12. Januar 1998 erstmalig zusammengebaut und in Betrieb genommen. Die seit diesem Zeitpunkt bis zum 23. Januar 1999 täglich erbrachten Laufstunden und die gesammelte kumulierte Laufzeit sind in Abb. 4.7 dargestellt.

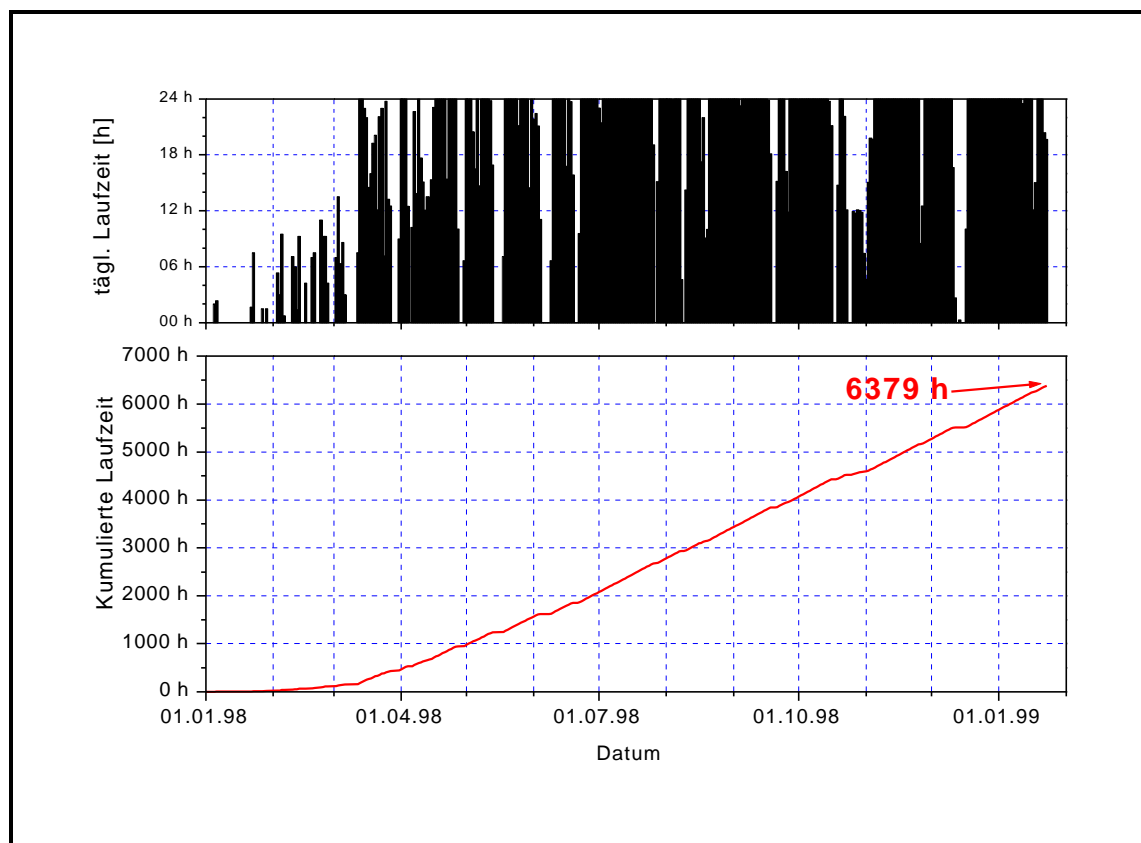


Abb. 4.7: Tägliche und kumulierte Laufzeit des 20 kW Dauerläufers I

Es ist in Abb. 4.7 zu erkennen, daß der 20 kW Dauerläufer I erst Mitte März 1998 erstmalig 24 Stunden Laufzeit an einem Tag erbracht hat. Dies hängt mit der erst zu diesem Zeitpunkt fertiggestellten Steuerungs- und Sicherheitseinrichtungen zusammen, so daß die Anlage bis dahin nur 'bemannt' betrieben werden konnte. An den vielen schwarzen Säulen im März und April 1998, die die 24 Stunden Marke erreichen, ist der sehr gute und erfolgreiche Start der ersten Dauerlaufmaschine mit einem regenerativen Gaskreisprozeß nach dem Vuilleumier-Prinzip zu manifestieren. Durch die dichter werdenden schwarzen Flächen in der oberen Hälfte von Abb. 4.7 kann ersehen werden, daß die

Laufsicherheit des Dauerläufers I im Laufe der Versuchszeit noch signifikant gesteigert wurde. Nach der zehn monatigen Versuchszeit war der 20 kW Dauerläufer I 6.379 Stunden gelaufen.

Die ersten Laufzeiten im März 1998, in denen die Sicherheitstechnik noch eingestellt werden mußte, und es infolge dessen ausschließlich zu Abschaltungen aus Gründen des Prüfstandes kam, wird als Inbetriebnahmephase des Prüfstandes definiert und in der folgenden Auslastungsberechnung nicht mit einbezogen. Der 20 kW Dauerläufer I ist seit dem 1. April 1998 bis zum Versuchsende an 298 Tagen 5.936 Stunden gelaufen. Seine relative Laufzeit beträgt somit mehr als 83 % der theoretisch möglichen Maximalzeit.

Die während der Dauerlaufversuchszeit aufgetretenen Stillstandszeiten des Dauerläufers I, die in Abb. 4.7 anhand der wenigen weißen Flächen im oberen Diagramm festzustellen sind, hatten alle Ursachen in Umständen, die nicht auf den Nukleus der Vuilleumier-Wärmepumpe zurückzuführen waren. Ein Teil der Stillstandszeiten wurde durch die Inspektionen der Synchronisationsgetriebe in Zusammenarbeit mit der Fa. INA, über deren Ergebnisse in Abschnitt 4.3.3 berichtet wird, verursacht. Der größere Teil der Stillstände hatte ihre Ursachen in der noch nicht vollständig abgestimmten Sicherheitstechnik des Prüfstandes, die beispielsweise durch Fehlmeldungen der Gaswarnanlage oder Spannungsschwankungen im Versorgungsnetz initiiert wurden. Häufig kam es auch bei dem Antriebsbrenner der Vuilleumier-Wärmepumpe durch unzulässige Schwankungen des Gasdruckes in der Versorgungsleitung zur Störmeldung und damit zur Abschaltung. Es kann also abschließend festgehalten werden, daß der Dauerläufer I der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe während der 6.379 Dauerlaufstunden nicht aufgrund von Störungen in den Zielkomponenten des Dauerversuchs, wie Bewegungsapparat, drucktragende Wand, innere wärmetechnische Aggregate, ausfiel.

Die Ergebnisse der 6.379 Dauerlaufstunden des Dauerläufers I geben demnach keinerlei Veranlassung zu der Annahme, daß die Gesamtlaufzeit von 20.000 Stunden nicht erreicht werden könnten.

4.3.1.2. 20 kW Dauerläufer II

Die erste Inbetriebnahme des zweiten Dauerlaufmusters der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe (Dauerläufer II) erfolgte am 03.03.98. Parallel zu Dauerläufer I ist auch der Dauerläufer II am 13.03.1998 erstmalig unbemannt im 24 Stunden Betrieb untersucht worden. Auch er hat wie der Dauerläufer I den ersten 24 Stundentest problemlos erfüllt. Die täglichen Laufzeiten und die kumulierte Laufzeit des Dauerläufers II ist in Abb. 4.8 analog zu den Diagrammen des Dauerläufers I in Abb. 4.7 dargestellt.

Obwohl die Inbetriebnahme des Dauerläufers II im Vergleich mit dem Dauerläufer I später erfolgt ist, hat dieser bis zum 23. Januar 1999 eine höhere kumulierte Laufzeit von 6.622 Stunden erreicht. In Relation zu der im Zeitintervall seit dem 01.04.1998 verstrichenen Echtzeit von 298 Tagen bzw. 7.152 Stunden wies der Dauerläufer II mit seinen 6.268 Betriebsstunden eine beeindruckende zeitliche Auslastung von über 87 %

auf. Dies ist auch an der noch kompakteren schwarzen Fläche im oberen Diagramm von Abb. 4.7 im Vergleich zum Dauerläufer I zu erkennen.

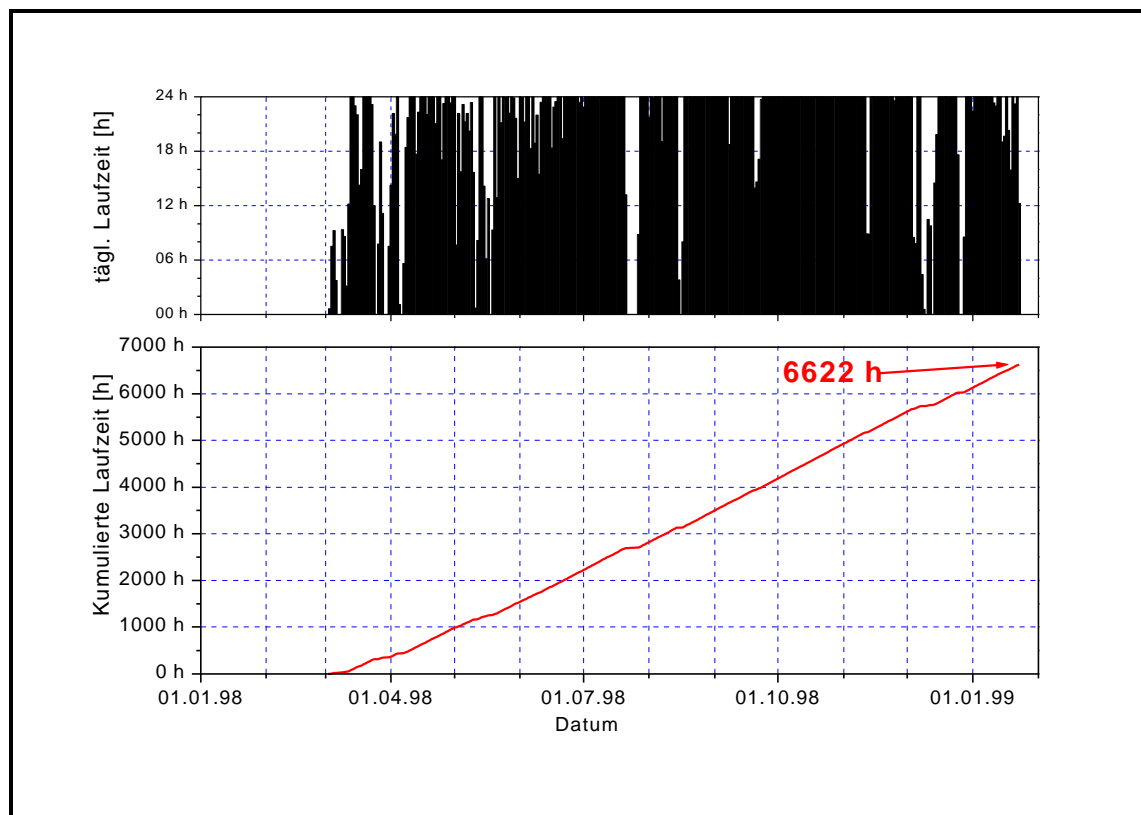


Abb. 4.8: Tägliche und kumulierte Laufzeit des 20 kW Dauerläufers II

Die genau Analyse der Stillstandszeiten zeigt, daß auch beim Dauerläufer II die wesentlichen Ausfälle auf die Prüfstandsperipherie und auf die Getriebeinspektionen zurückzuführen sind. Der einzige Ausfall der bei den Dauerlaufversuchen mit den 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe aufgetreten ist und mit dem zu untersuchenden Bauteilen im Zusammenhang steht, ist der Ausfall am 17.05.1998 bei dem die kalte Verdrängerstange gerissen ist. Ein genauere Betrachtung und Schadensanalyse zeigte jedoch, daß dieses Bauteil, eine hohle Stange, entgegen der Fertigungsanforderungen auf der Innenseite umlaufende Riefen auswies. Die durch diese Riefen geschaffenen Kerben initiierten aufgrund der wechselnden Lasten den aufgetretenen Überlastungsbruch.

Mit einer neuen, in der Eingangskontrolle sorgfältig betrachteten, kalten Verdrängerstange wurde der Dauerlaufversuch wieder fortgesetzt. Die anschließend durchlaufenen 5.373 Betriebsstunden haben gezeigt, daß mit der neuen, nach den Fertigungsunterlagen gefertigten, kalten Verdrängerstange die Dauerhaltbarkeit dieses Bauteils erreicht werden konnten. Der Begriff der Dauerhaltbarkeit kann aufgrund der erreichten Lastspielzahl von $212 \cdot 10^6$ benutzt werden.

Abschließend kann somit aus den Ergebnissen des Dauerlaufs von Dauerläufer II, der nur aufgrund eine Fertigungsfehlers einen inneren Ausfall zu verzeichnen hat und ansonsten über eine zeitliche Auslastungsrate von über 87 % verfügt, geschlossen werden, daß einem sichern Betrieb über die geforderten 20.000 Stunden nicht entgegen steht.

4.3.1.3. 4 kW Dauerläufer

Zusätzlich zu den Dauerlaufmustern der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe wurde auch eine Vuilleumier-Wärmepumpe mit einer Leistung von 4 kW, die aus dem in /4/ beschriebenen Forschungsvorhaben stammt, im Dauerlauf untersucht. Die Zielsetzung dieses Versuchs lag im wesentlichen in der Untersuchung des Dauerlaufverhaltens des Kreuzschubkurbelgetriebes, welches sowohl in der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe wie auch in der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe eingesetzt wird. Um unabhängig von dem Dauerlaufverhalten der 20 kW Dauerlaufmuster möglichst schnell gesicherte Ergebnisse über das Verschleißverhalten der Synchronisationsgetriebe unter realen Randbedingungen zu gewinnen, wurden für das in /4/ entwickelte Muster einer 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe drei baugleich Getriebe gefertigt, die dann nacheinander getestet werden sollten. Um die Aussagetiefe der Untersuchung zu maximieren wurden mit der Fa. INA zerstörende Getriebeuntersuchungen nach 700 Betriebsstunden, 5000 Betriebsstunden und 20.000 Betriebsstunden vereinbart. Die Ergebnisse der Getriebeuntersuchungen werden in Abschnitt 4.3.3 näher diskutiert.

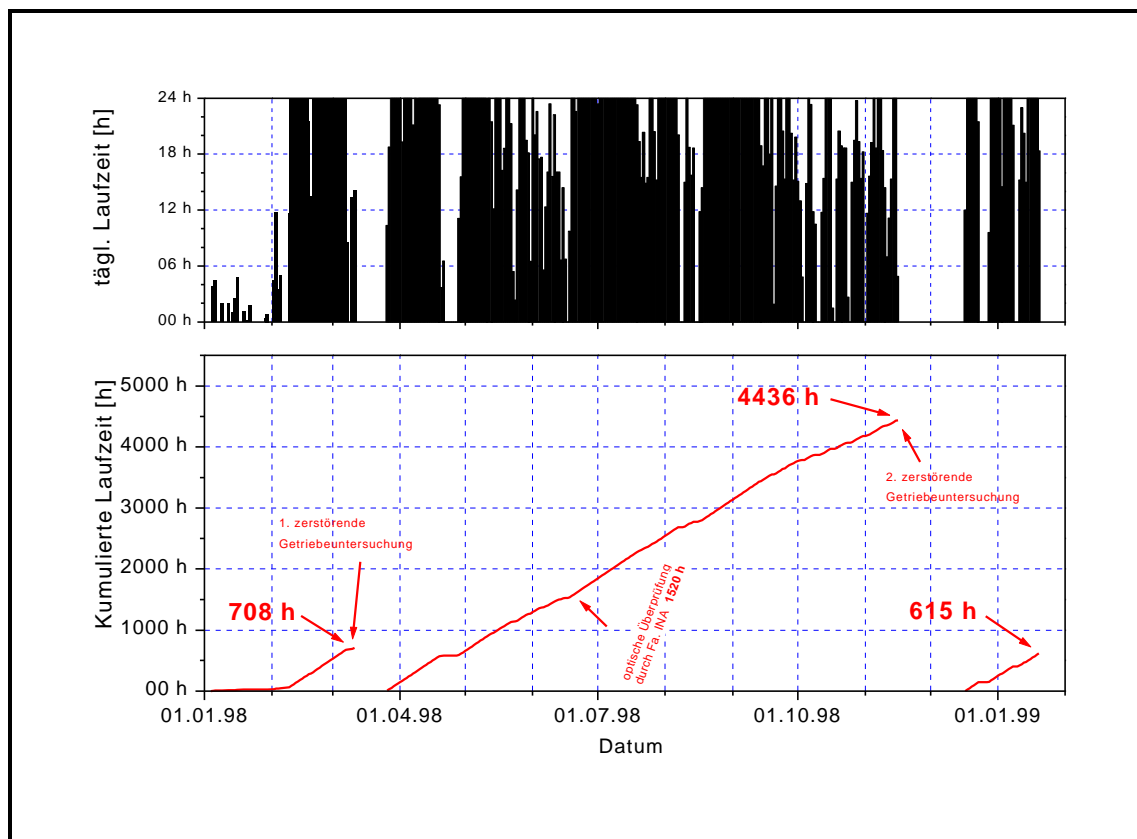


Abb. 4.9: Tägliche und kumulierte Laufzeit des 4 kW Dauerläufers

Die in Abb. 4.9 dargestellten täglichen Laufzeiten und kumulierten Betriebsstunden des 4 kW Dauerläufers weisen ein ähnliches Verhalten wie die der 20 kW Dauerläufer auf. Es sind wie bei den 20 kW Dauerläufern dichte schwarze Flächen in dem oberen Diagramm von Abb. 4.9 zu erkennen. Auch die Steigung der Kurve der kumulierten Laufzeit im unteren Diagramm ist ähnlich der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe. Trotz der zwei umfangreichen und zeitintensiven Umbaupausen bei jedem Getriebewechsel, hat

dieses Dauerlaufmuster in einer ähnlichen Echtzeit wie die 20 kW Dauerläufer eine Betriebszeit von 5.759 Stunden erreicht.

Die in dem oberen Diagramm von festzustellenden Betriebsunsicherheiten am Anfang Juni 1998 und im Oktober 1998 können auf starke Schwankungen der Ionisationsströme zwischen Brennermatrix und dem Flammenwächter und damit dem Flammenwächtersignal zurückgeführt werden, die zu Störungen im Brennerbetrieb führen. Ursächlich dafür sind leichte Verformungen der Brennermatrix aufgrund der dauerhaft hohen Temperaturbelastung, die zum Ausglühen des inneren Spannungszustands der Matrix führt. Der dadurch veränderte Abstand zwischen Matrix und Flammenwächter führt zu den Schwankungen im Flammenwächtersignal und dadurch zur haltenden Abschaltung des Brenners.

Diese Verformung der Brennermatrix tritt nur bei dem Brenner der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe auf, da diese wegen der ausgefallenen Größe im Gegensatz zu den Brennern der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe nicht auf Serienwerkzeugen mit entsprechenden Zwischenglühphasen sondern als Prototyp mit provisorischen Werkzeugen hergestellt wurde. Da dieses Problem im Hinblick auf das Dauerlaufverhalten eines Serienproduktes keinen Einfluß hat und der Versuch mit der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe der Getriebeerprobung dient, wurde die Brennermatrix im Juni 1998 und November 1998 ausgetauscht.

Das dritte Getriebe wurde im Dezember 1998 unter der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe in Betrieb genommen und der 20.000 Stunden Dauerlauf wurde gestartet. Der Abschluß und damit die Auswertung dieses Tests konnte im Rahmen Forschungsprojektes nicht erreicht werden.

Die guten Dauerlaufergebnisse können mit den gesamten im Rahmen der Forschungsprojekte gesammelten experimentellen Untersuchungserfahrungen erhärtet werden. Im Rahmen der Projekte zum 'Regenerativen Heizen und Kühlen' wurden seit 1994 die in Abb. 4.10 in einer Lernkurve dargestellten Betriebstunden von Vuilleumier-Wärmepumpen erreicht. Dabei wurden die experimentellen Erfahrungen abhängig von der Leistungsklasse differenziert. Eingeschlossen in diese Untersuchungen sind auch die experimentellen Untersuchungen an einer 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe aus der ersten Projektphase, die in der zweiten der Universität Dortmund zur Erprobung verschiedener Regeneratorkonzepte zur Verfügung gestellt wurde, wie in Kapitel 8 beschrieben.

Aus Abb. 4.10 ist zu ersehen, daß der experimentelle Betrieb und die Laufsicherheit der Vuilleumier-Wärmepumpen über der Zeit sehr stark ansteigt. Es wurden in Summe Betriebszeiten von 22.261 Stunden erreicht.

Unter Einbeziehung dieser umfassenden Versuchserfahrungen mit verschiedenen Vuilleumier-Wärmepumpen kann resümierend festgehalten werden, daß die Technik der Vuilleumier-Wärmepumpe, auch wenn sie im Gegensatz zur bestehenden Heizungstechnik über bewegte Teile verfügt, für den wartungsfreien und sicheren Einsatz als Wärmequelle zur Wohnraumbeheizung über eine Lebensdauer von über 20.000 Stunden geeignet ist. Die Tatsache, daß mit den ersten jemals untersuchten Dauerlaufmustern einer

Vuilleumier-Wärmepumpe derart positive Laufzeiten und zeitliche Auslastungen erreicht werden konnten, bestätigt, daß aufgrund der thermischen und nicht mechanischen Kompression der Verschleiß der bewegten Komponenten, wie erwartet, gering ist.

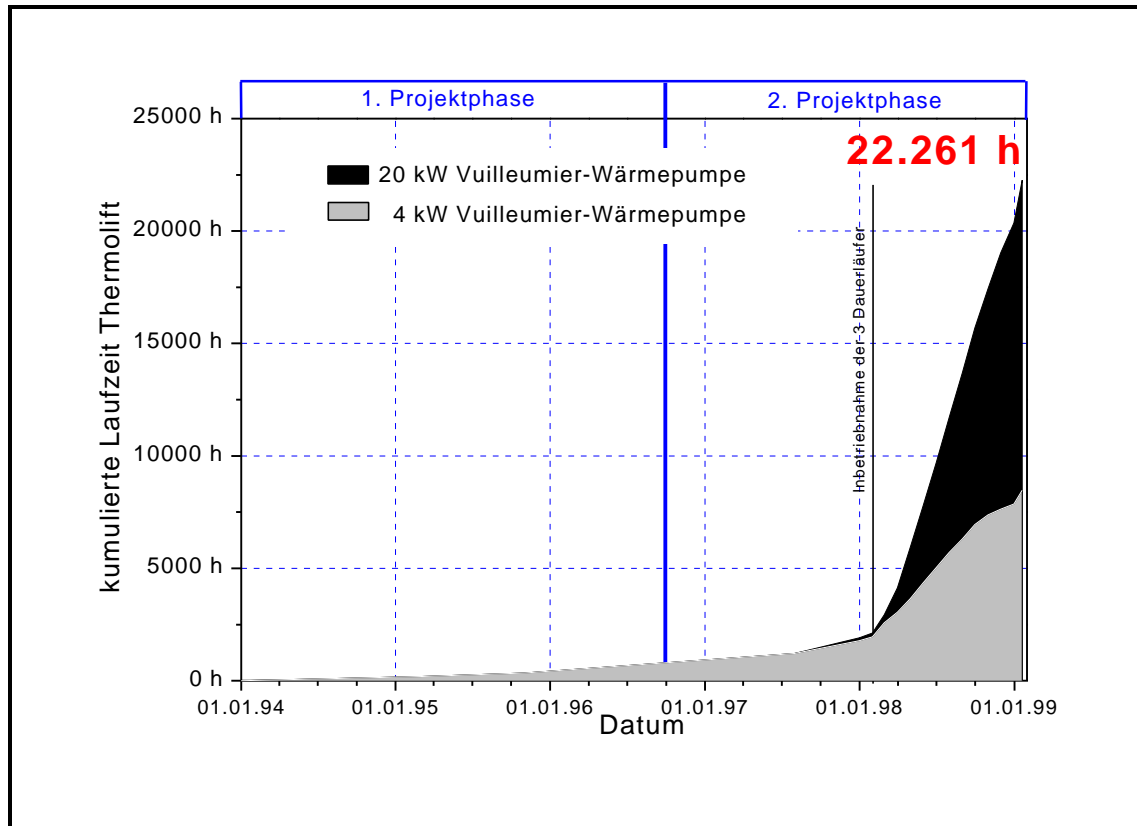


Abb. 4.10: Lernkurve bezüglich der experimentellen Erfahrungen im Rahmen der Forschungsprojekte (0326947A und 0326947E)

4.3.2. Dichtigkeit

Die Dauerlaufuntersuchungen der Vuilleumier-Wärmepumpe sollte neben der Lauf-sicherheit auch Aufschuß über die Langzeitdichtigkeit der Anlagen geben. Zielsetzung dieser Untersuchung war die Frage inwieweit die Notwendigkeit des Nachfüllens im 12 jährigen Betrieb wahrscheinlich ist.

Diese Untersuchung wurde jedoch durch drei Gründen erschwert. Zum ersten weisen die Dauerlaufmuster eine Vielzahl von Schnittstellen in der drucktragenden Wand auf, die dem Zweck der leichteren Montage dienen, jedoch in einem Serienprodukt nicht vorgesehen sind. Da diese Schnittstellen über O-Ring Dichtungen gedichtet werden, werden sie eher gegenüber dem Arbeitsmedium Helium durchlässig sein als die metallischen Wände und Schweißnähte. Aus diesem Grund kann nur ein positives Ergebnis, d.h. die nachgewiesene Dichtigkeit, für das Serienprodukt interpretiert werden. Zum zweiten werden die Dauerläufer in regelmäßigen Abständen zur Inspizierung des Getriebes o.ä. geöffnet, und anschließend mit Helium neu befüllt, so daß die Versuchszeit-räume für die Dichtigkeitsuntersuchungen relativ kurz sind. Zum dritten ist eine Inter-

pretation der aufgezeichneten Daten bezüglich des mittleren Betriebsdrucks nur unter ansonsten identischen Versuchsbedingungen möglich. Speziell die drei Temperaturen der Zylinderräume beeinflussen durch die Abhängigkeit der Gasdichte den Betriebsdruck.

Für den längsten Betriebsfall ohne Unterbrechungen oder Stillstandszeiten zwischen dem 23.09.98 und dem 11.11.98 des Dauerläufers II sind in Abb. 4.11 für die Fälle annähernd konstanter Zylinderraumtemperaturen die Werte des mittleren Betriebsdruckes über dem Datum aufgetragen. Anhand des unteren Diagramms kann anhand der aufgetragenen Temperaturen der drei Zylinderräume die Vergleichbarkeit der aufgetragenen Fälle nachvollzogen werden. Im oberen Diagramm ist für die unten aufgetragenen Fälle der mittlere im Prozeßraum dargestellt. Es kann über die Untersuchungszeit von 50 Tagen keine Veränderung des Prozeßdruckes festgestellt werden. Die angepaßte Geradengleichung weist eine Steigung auf, die nicht signifikant von Null abweicht.

Obwohl die Extrapolation dieser Ergebnisse von 50 Tagen auf 12 Jahre nicht gerechtfertigt ist, so kann dieses Ergebnis doch als Tendenz gewertet werden, daß die Vuilleumier-Wärmepumpe auch im Hinblick auf die Dichtigkeitsproblematik kein Verhalten aufweist, welches den Einsatz als Wärmequelle zur Wohnraumbeheizung in Frage stellt.

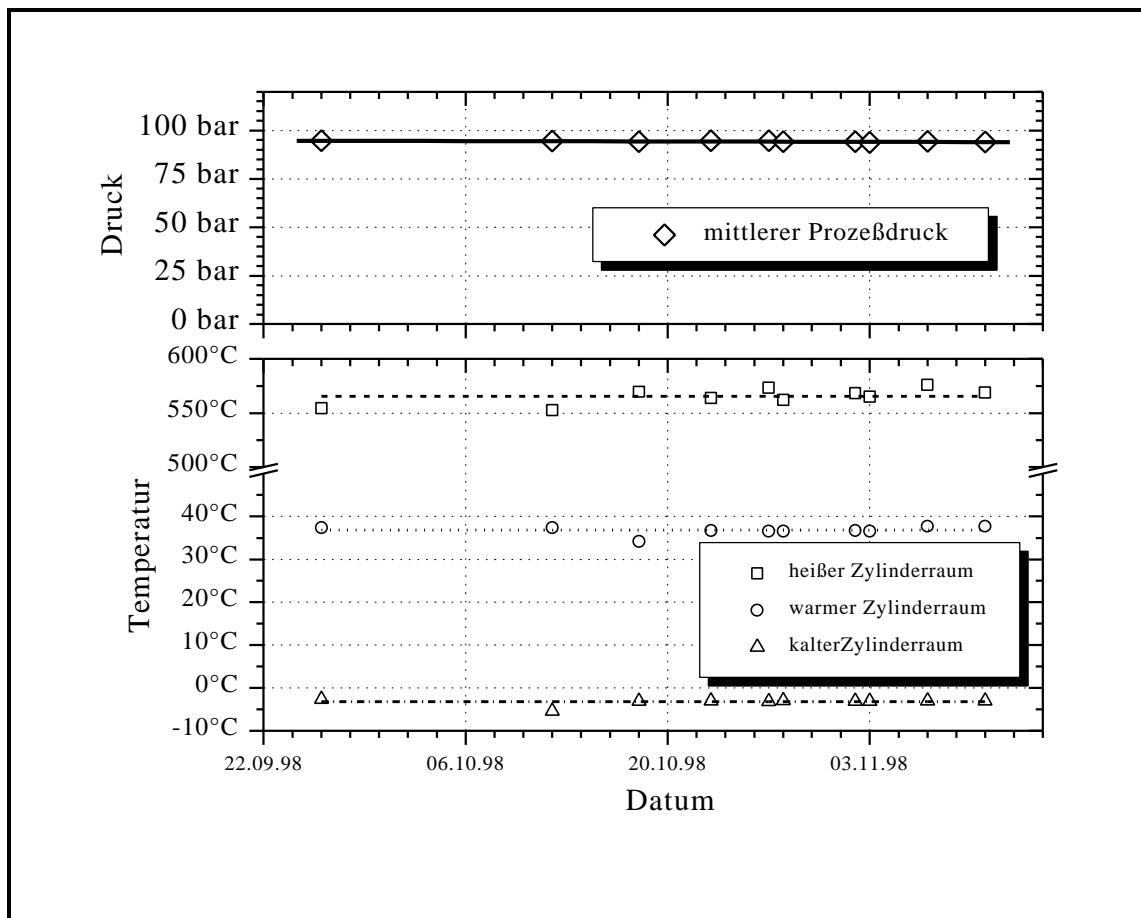


Abb. 4.11: Mittlerer Prozeßdruck im Dauerläufer II bei annähernd konstanten Zylinderraumtemperaturen

4.3.3. Getriebeverschleiß

Das Synchronisationsgetriebe der Vuilleumier-Wärmepumpe stellt das Bauteil dar, an das im Bezug auf den Verschleiß über 20.000 Betriebsstunden die größten Anforderungen gestellt werden. Für den Anspruch einer wartungsfreien und ölsumpffreien Schmierung der Lagerkomponenten stellt die Laufzeit von 20.000 Stunden eine technische Herausforderung dar. Mit welchen technischen Überlegungen diese Herausforderung konzeptionell gelöst wurde wird in Kapitel 9 erörtert. An dieser Stelle wird nur über die experimentellen Untersuchungen berichtet.

Bei der Konzeption der experimentellen Untersuchungen stellt sich die Frage, auf welchem Weg mit den vorhandenen Mitteln möglichst sichere und aussagekräftige Ergebnisse beschafft werden können. Leider können keine Zeitrafferverfahren für den Verschleiß von Lagern und Abwälzbewegungen als Stand der Technik bezeichnet werden, so daß die Untersuchung nur im Echtzeitversuch unter realistischen Randbedingungen möglich ist.

In Zusammenarbeit mit der Fa. INA wurde der Versuchsplan folgendermaßen festgelegt:

- Es wird je ein Getriebe unter jedem 20 kW Dauerläufer bezüglich des Verschleißes untersucht. Dazu werden nach 500 Betriebsstunden und 5.000 Betriebsstunden optische Prüfungen durchgeführt und Fettproben aus den Lagern entnommen und analysiert. Zusätzlich werden diese Getriebe nach Erreichen der 20.000 Betriebsstunden zerstörend geprüft.
- Drei Getriebe werden nacheinander unter der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe betrieben und nach 500 Betriebsstunden, 5.000 Betriebsstunden und 20.000 Betriebsstunden zerstörend geprüft.

Da 20.000 Betriebsstunden auch bei 24-Stundenbetrieb über zwei Jahre Echtzeit benötigen, ist dieser Versuchsplan im Rahmen dieses Forschungsprojektes nicht abzuschließen, so daß im folgenden nur erste Ergebnisse berichtet werden.

4.3.3.1. Kreuzschubkurbelgetriebe der 4 KW Vuilleumier-Wärmepumpe

Die drei Kreuzschubkurbelgetriebe wurden nacheinander in Verbindung mit der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe, wie aus den Laufzeiten in Abb. 4.9 zu erkennen, untersucht.

Das erste Muster wurde zur Synchronisation mit den Untersuchungen an den 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpen nicht schon nach 500 Betriebsstunden sondern erst nach 708 Betriebsstunden zerstörend untersucht. Beim Ausbau des Getriebes aus der Maschine zeigte eine der Messinggleitführungen, die ein Verdrehen der Schubkurbeln verhindern, einen starken Verschleiß, wobei sich die Messingspäne im gesamten Getrieberaum verteilt hatten. Da dieses Schadensbild bei einer meßtechnisch bedingten Demontage der Maschine die ca. 30 h vorher durchgeführt wurde, noch nicht vorlag, ist davon auszugehen, daß durch Fehler bei der anschließenden Montage die Führung des

heißen Verdrängers unzulässig hohe Querkräfte verursacht hat und daher die Messingführung überlastet wurde. Trotzdem konnten bei einer Funktionsprüfung von Hand keine fühlbaren Beschädigungen des Bewegungsapparates festgestellt werden. Als wahrscheinliche Folge der Überlastung zeigte eine Linearlagerwelle die Schälung einer Kugellaufbahn. Die übrigen Linearlager, Laufrollen und Kurbelwellenlager wiesen keinen unzulässigen Verschleiß auf.

Die Analyse der Schmierfette zeigte, daß sie sich in einem sehr guten Zustand befanden. Allerdings war in fast allen Lagern ein erhöhter Schmutzgehalt durch Messingabrieb festzustellen. Dieses Ergebnis entsprach bezüglich des Verschleißes in jeder Hinsicht den Erwartungen. Der Messingabrieb verursacht jedoch leichte Unsicherheiten in der Interpretation.

Nach Einsatz des zweiten Getriebes wurde der Dauerlauf mit dem 4 kW Dauerläufer wieder gestartet und das Getriebe nach 500 h Laufzeit, zur Bestätigung der guten vom Messingabrieb überschatteten Ergebnisse, einer optischen Prüfung unterzogen. Zu diesem Zeitpunkt könnte kein sichtbarer Verschleiß festgestellt werden. Um die 5000 Betriebsstunden Untersuchungen der Getriebe parallel durch führen zu können, wurde die zerstörende Untersuchung etwas vorgezogen und nach 4427 Betriebsstunden vorgenommen.

Bei der optischen Prüfung des Gesamtgetriebes konnten zu diesem Zeitpunkt weder unzulässige Schleifspuren noch etwaige Riefen oder Schälungen beobachtet werden. Auch die Funktionsprüfung von Hand zeigte keine Beschädigungen oder Freiheitsgrade, die eine absehbare Beschädigung ankündigen würden. Auch die anschließende Untersuchung der einzelnen Lager und deren Fette nach der Zerstörung des Getriebes und der Lagerkäfige, zeigten keinen unzulässigen Verschleiß der Lagerlaufbahnen, auch die Untersuchten der Fette wiesen weder unzulässige Verschmutzungen noch einen kritischen Verschleiß auf. Zusammenfassend können aus diesen Ergebnissen keinerlei Indizien für einen vorzeitigen Ausfall des Getriebes vor Erreichen der 20.000 Betriebsstunden abgeleitet werden.

Im Anschluß wurde 20.000 Stundentest mit dem dritten Getriebe in Verbindung mit der 4 KW Vuilleumier-Wärmepumpe gestartet.

4.3.3.2. Kreuzschubkurbelgetriebe der 20 KW Vuilleumier-Wärmepumpe

Im Gegensatz zu den Verschleißuntersuchungen des Kreuzschubkurbelgetriebes an der 4 KW Vuilleumier-Wärmepumpe werden die Getriebe der 20 kW Dauerläufer nur abschließend nach 20.000 Betriebsstunden zerstörend untersucht. Bis dahin werden nach etwa 1.700 Betriebsstunden und nach etwa 5.300 Betriebsstunden optische Prüfungen mit Fettprobenentnahme durchgeführt.

Bei beiden Getrieben ergab der erste Prüfungstermin weder bei der Sichtprüfung noch bei der anschließenden Analyse der Fettproben Anhaltspunkte für einen übermäßigen oder gar unzulässigen Verschleiß. Es konnten weder Laufspuren an den Stangen der

Linearlager nach Fremdstoffe oder Alterungserscheinungen in den Fetten festgestellt werden.

Bei der zweiten Sichtprüfung der beiden Getriebe nach etwa 5.300 Betriebsstunden zeigten sich an einem Getriebe geringe Verschleißspuren auf der Außenseite einer Laufrollen, die sich jedoch nicht genau quantifizieren lassen, da die Getriebe nicht demon­tiert wurden. Bei der Analyse der Fettprobe, die an dieser Stelle entnommen wurde, konnte keine thermo-oxidative Alterung des Schmierfettes festgestellt werden. Allerdings wies das Infrarotspektrum der Probe kein Nitrit mehr auf, das einen typischen Bestandteil des eingesetzten Fettes darstellt. Dieser Befund deutet auf einen Komponentenabbau und eine beginnende Alterung des Fettes an dieser Stelle hin. Für diese Problemzone schlägt die Fa. INA, sofern diese in weiteren Untersuchungen wieder auftreten, eine Beschichtung der Laufbahnen auf Wolfram-Basis vor, die sich in ähnlichen Anwendungsfällen sehr gut bewährt hat.

An den anderen Lagerstellen wurden weder bei der optischen Prüfung noch bei der Analyse der Fettproben unzulässige Verschleißwerte festgestellt. Die Getriebe wurden nach der Untersuchung wieder in Betrieb genommen.

Zusammenfassend kann aus den Verschleißuntersuchungen der Getriebe geschossen werden, daß eine Betriebszeit von 20.000 Betriebsstunden und mehr von derartigen annähernd querkraftfreien Kreuzschubkurbelgetrieben auch unter den Randbedingungen einer Vuilleumier-Wärmepumpe problemlos erreicht werden können. Das verschleißfreie Verhalten des Getriebes wird auch von den sonstigen aufgezeichneten Versuchparametern bestätigt. Im Rahmen der gut 6.500 Betriebsstunden der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe konnte keine signifikante Steigerung des Reibungsbremsmomentes festgestellt werden.

5. Vergleich der Versuchsergebnisse mit anderen Heizsystemen

Der Vergleich der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe mit anderen Heizsystemen ist die Grundlage zur Bewertung der erreichten Energieeffizienzen und der Potentiale zur Reduktion der CO₂-Emissionen, denn nur der Vergleich kann Aufschuß über den Wert dieser Entwicklung für den Energiehaushalt und die Klimabeständigkeit geben.

Die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe wird im ersten Schritt, nach der Festlegung eines geeigneten Vergleichsmaßstabes, mit anderen Ablagen, konventionellen Systemen und Wärmepumpen, zur Wohnraumbeheizung verglichen. Im zweiten Schritt soll ein Vergleich der Energieeffizienzen bei der Brauchwassererwärmung andere günstige Anwendungsfelder aufzeigen.

5.1. Wohnraumbeheizung

Bevor ein sinnvoller Vergleich verschiedenen Anlagen durchgeführt werden kann, ist es erforderlich einen Vergleichsmaßstab festzulegen. Da die Vuilleumier-Wärmepumpe geeignet ist auch bestehende Heizungsanlagen zu ersetzen, wird für den Vergleich im folgenden aus dem dort üblichen Norm-Nutzungsgrad eine Norm-Leistungsziffer abgeleitet.

5.1.1. Ableitung der Norm-Leistungszahl aus dem Norm-Nutzungsgrad

Der Norm-Nutzungsgrad ist die bei Heizkesseln zur Beurteilung der Energieeffizienz übliche Größe. Er wird daher zu allen Geräten angegeben. Zum Vergleich der Energieeffizienz von Vuilleumier-Wärmepumpe und Heizkessel soll aus diesem im folgenden in Analogie eine Norm-Leistungszahl abgeleitet werden.

Für die Definition des Norm-Nutzungsgrades nach DIN 4702 Teil 8 /34/ wird die von einem Gebäude benötigte Jahres-Heizwärmemenge auf fünf Arbeitspunkte mit gleichen relativen Wärmemengen verteilt. In der Norm sind somit für eine konventionelle Heizanlage für diese fünf Arbeitspunkte, abhängig von dem Heizungssystem, die mittleren Temperaturen des Wärmeträgermediums (Heizungswasser) und eine Arbeitsanweisung gegeben.

Um die Ermittlung des Norm-Nutzungsgrades analog auf die Vuilleumier-Wärmepumpe anzuwenden, kann in ähnlicher Weise vorgegangen werden. Zusätzlich zu einem konventionellen Wärmeerzeuger benötigt die Vuilleumier-Wärmepumpe noch eine wei-

tere Temperaturvorgabe, die Temperatur der Sekundärwärmequelle. Die Vuilleumier-Wärmepumpe soll, wie im Abschnitt 2.3 festgelegt, mit der Sekundärwärmequelle Luft betrieben werden. Die Temperatur der Außenluft ist jedoch in der Norm nicht explizit angegeben, sie kann aber über die Auslastung des Wärmeerzeugers indirekt aus dem Verhalten des Normgebäudes gemäß DIN 4701 /24/ bei einer konstanten Norm-Raumtemperatur von 20 °C ermittelt werden. Zur Festlegung der mittleren Temperatur des Wärmeträgermediums auf der kalten Seite der Vuilleumier-Wärmepumpe wird die Außentemperatur um 5 K reduziert, um so eine ausreichende Temperaturdifferenz in dem Luft/Sole-Wärmeübertrager zur Verfügung zu stellen. Die so ermittelten Temperaturpaarungen sind in Tab. 5.1 für die drei fraglichen Heizsysteme aufgelistet.

relative Auslastung f [%]	J_{kalt} [°C]	Radiator- heizung	Niedertemperatur -heizung	Fußboden- heizung
		J_{warm} [°C] (75°C / 60°C)	J_{warm} [°C] (55°C / 45°C)	J_{warm} [°C] (40°C / 30°C)
13	10,45	26,20	22,60	21,95
30	4,50	34,25	26,00	24,50
39	1,35	38,53	27,80	25,85
48	-1,80	42,80	29,60	27,20
63	-7,05	49,93	32,60	29,45

Tab. 5.1: Temperaturpaarungen zur Ermittlung der Norm-Leistungszahl

Bevor die Versuche zur Ermittlung der Norm-Leistungszahl durchgeführt werden können, müssen noch die Besonderheiten durch die integrierte Bivalenz berücksichtigt werden. Durch die integrierte Bivalenz kann die Nennleistung der Vuilleumier-Wärmepumpe um 20 % erhöht werden, ohne etwas an dem eigentlichen Wärmepumpen-Prozeß zu verändern (siehe Abschnitt 2.3). Darum wird unter Maximalbedingungen für den Wärmepumpen-Prozeß nicht die Nennleistung, sondern die Leistung bei einer Auslastung von 83 % bestimmt.

Nach dieser Festlegung der Norm-Leistungszahl, die den Vergleich mit dem Norm-Nutzungsgrad nach DIN 4702 Teil 8 zuläßt, wird im folgenden für die drei fraglichen Heizsysteme die Norm-Leistungszahl experimentell nachgewiesen.

5.1.2. Fußbodenheizung (40°C / 30°C)

Nach der Arbeitsanweisung in DIN 4702 Teil 8 muß im ersten Schritt die Maximalleistung der Heizungsanlage bestimmt werden. Für die Vuilleumier-Wärmepumpe mit integrierter Bivalenz bedeutet dies die maximale Heizleistung unter den Bedingungen der 83-%igen Auslastung zu ermitteln. Die Maximalleistung der Vuilleumier-Wärmepumpe wird bei der maximal möglichen kennzeichnenden Erhitzerkopftemperatur nach /26/

von 623 °C ermittelt, bei der die maximal zulässige Erhitzerkopftemperatur von 650 °C auch örtlich gerade nicht überschritten wird. Dabei wird von dem Wärmepumpen-Prozeß eine Heizwärme von 22,5 kW bereitgestellt, die durch die im Rauchgas-*Rest*-Wärmeübertrager übertragene Wärmemenge noch um 5,2 kW zur gesamten Heizleistung von 27,7 kW, bei einer Auslastung von 83 %, ergänzt wird. Mit zugeschalteter integrierter Bivalenz produziert dieses Aggregat demnach eine Nenn-Heizleistung vom 33 kW.

Diese hohe Nenn-Heizleistung weicht maßgeblich von der Bezeichnung der Vuilleumier-Wärmepumpe als 20 kW Wärmepumpe ab. Ursächlich dafür sind verschiedene Umständen. Zum ersten ist die Leistung einer Wärmepumpe generell abhängig von dem Heizungssystem und produziert in Verbindung mit einer Fußbodenheizung eine höhere Heizleistung als in Verbindung mit einer Radiatorheizung. Zum zweiten und das ist sicherlich die maßgeblichere Ursache, konnte durch den neuartigen Erhitzerkopf der Vuilleumier-Wärmepumpe die Temperaturdifferenz zwischen der rauchgasseitigen Oberfläche und dem heißen Zylinderraum nennenswert reduziert werden, wie in Abschnitt 6.4.5.2 und in /26/ näher erläutert, und damit die Temperatur des heißen Zylinderraums gegenüber der Auslegung erhöht werden. Die Steigerung der heißen Temperatur um etwa 50 K führt zu einer Leistungssteigerung von etwa 5 kW.

Die nach DIN 4702 Teil 8 geforderten fünf Teillastzustände werden durch Modulation des Antriebsbrenners und somit durch Reduktion der Erhitzerkopftemperatur erreicht, wodurch die Druckamplitude und damit die ausgetauschten Wärmemengen absinken. Außerdem fällt die produzierte mechanische Antriebsleistung und damit die Drehzahl. Zusammen mit der Abnahme des mittleren Druckes infolge der Temperaturveränderung, sinken die Massenströme in der Vuilleumier-Wärmepumpe ab. Die Teillastzustände werden alle in einem stationären Zustand angefahren.

In Abb. 5.1 die Ergebnisse der Norm-Leistungszahl Messung dargestellt. Die Meßdaten der zugrundeliegenden Meßreihen sind im Anhang aufgelistet. Im unteren Teil sind die Zielwerte und die Meßwerte für die mittlere kalte und warme Wärmeträgertemperatur über der Auslastung der Vuilleumier-Wärmepumpe aufgetragen. Zusätzlich sind auch die Meßwerte der kennzeichnenden Erhitzerkopftemperatur dargestellt.

Die im oberen Teil von Abb. 5.1 dargestellten Leistungszahlen zu den fünf nach DIN 4702 Teil 8 maßgeblichen Auslastungspunkten weisen mit wachsender Auslastung zuerst eine leicht steigende und dann eine fallende Tendenz auf. Die Prozeß-Leistungszahl, die das Wärmeverhältnis des reinen Wärmepumpen-Prozesses beschreibt, liegt in den fünf Punkten zwischen 1,63 und 1,72. Die für die gesamte Vuilleumier-Wärmepumpe gemessenen, auf den unteren Heizwert des Brennstoffes bezogenen Leistungszahlen liegen meist etwas niedriger als die Prozeß-Leistungszahl. Nur bei der geringsten Auslastung unter 20 % ist die Gesamtleistungszahl höher als die Prozeß-Leistungszahl. Dies ist möglich, weil bei der Auslastung unter 20 % der Brennerwirkungsgrad bei 90 % liegt und somit im Rauchgas-*Rest*-Wärmeübertrager zu den 10 % sensibler Wärme aus dem Rauchgas noch etwa 8 % latenter Wärme aus dem kondensierenden Wasserdampf hinzukommen. So ergibt sich im Rauchgas-*Rest*-Wärmeübertrager ein Wärmeverhältnis von 1,8 in bezug auf den unteren Heizwert des Brennstoffs. Das Wärmeverhältnis ist

durch den Bezug auf den unteren Heizwert höher als das des Wärmepumpen-Prozesses und führt zu einem Anstieg der Gesamtleistungszahl. Die einfache Mittelung der fünf Gesamtleistungszahlen, gemäß DIN 4702 Teil 8 ergibt eine Norm-Leistungszahl von 1,61.

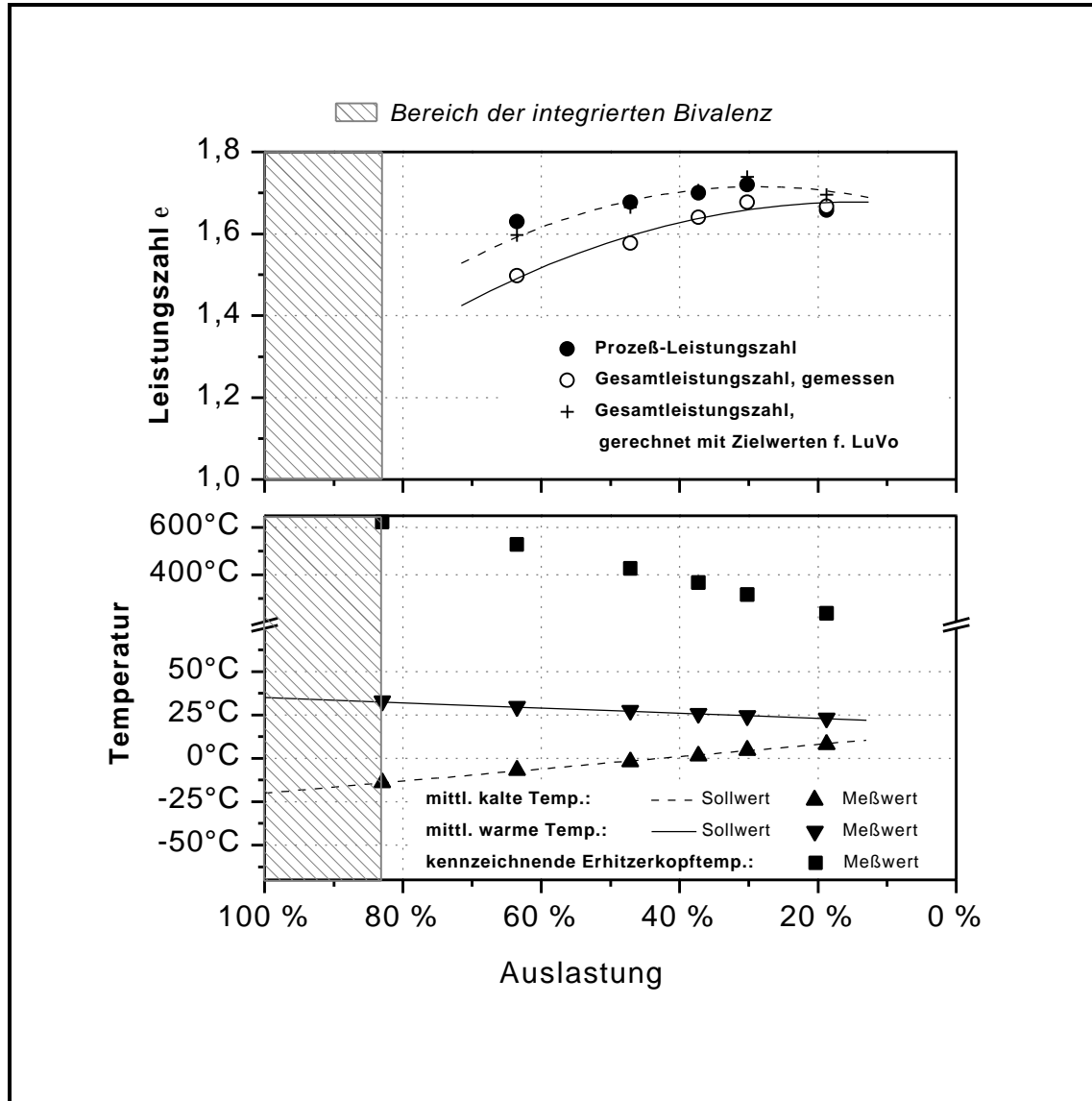


Abb. 5.1: Darstellung der Randbedingungen und der Ergebnisse der fünf Betriebspunkte der Vuilleumier-Wärmepumpe zur Bestimmung der Norm-Leistungszahl in Anlehnung an DIN 4702 Teil 8 für eine Fußbodenheizung mit einem maximalen Temperaturpaar 40°C/30°C aus /26/.

Da die Energieeffizienz des Prototypen unter unzureichenden Luftvorwärmung leidet, können die gemessenen Werte der Gesamtleistungszahlen unter der Voraussetzung eines funktionierenden Luftvorwärmers rechnerisch korrigiert werden. In Abb. 5.1 sind auch diese so ermittelten Gesamtleistungszahlen für die fünf Auslastungspunkte eingetragen. Es ist zu erkennen, daß diese Gesamtleistungszahlen aufgrund der höheren Brennerwirkungsgrade näher an den Prozeß-Leistungszahlen liegen. Die einfache Mittelung ergibt für diese Werte eine erreichbare Norm-Leistungszahl von 1,68.

5.1.3. Niedertemperaturheizung (55°C / 45°C)

Im Rahmen der weiteren experimentellen Untersuchungen konnten auf ähnliche Weise Norm-Leistungszahlen für eine Niedertemperaturheizung mit einer maximalen Vorlauftemperatur von 55 °C bestimmt werden. Das Verhalten der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe als Wärmequelle für eine Niedertemperaturheizungssystem ist in den gemäß DIN 4702 Teil 8 erforderlichen fünf Punkten in Abb. 5.2 dargestellt.

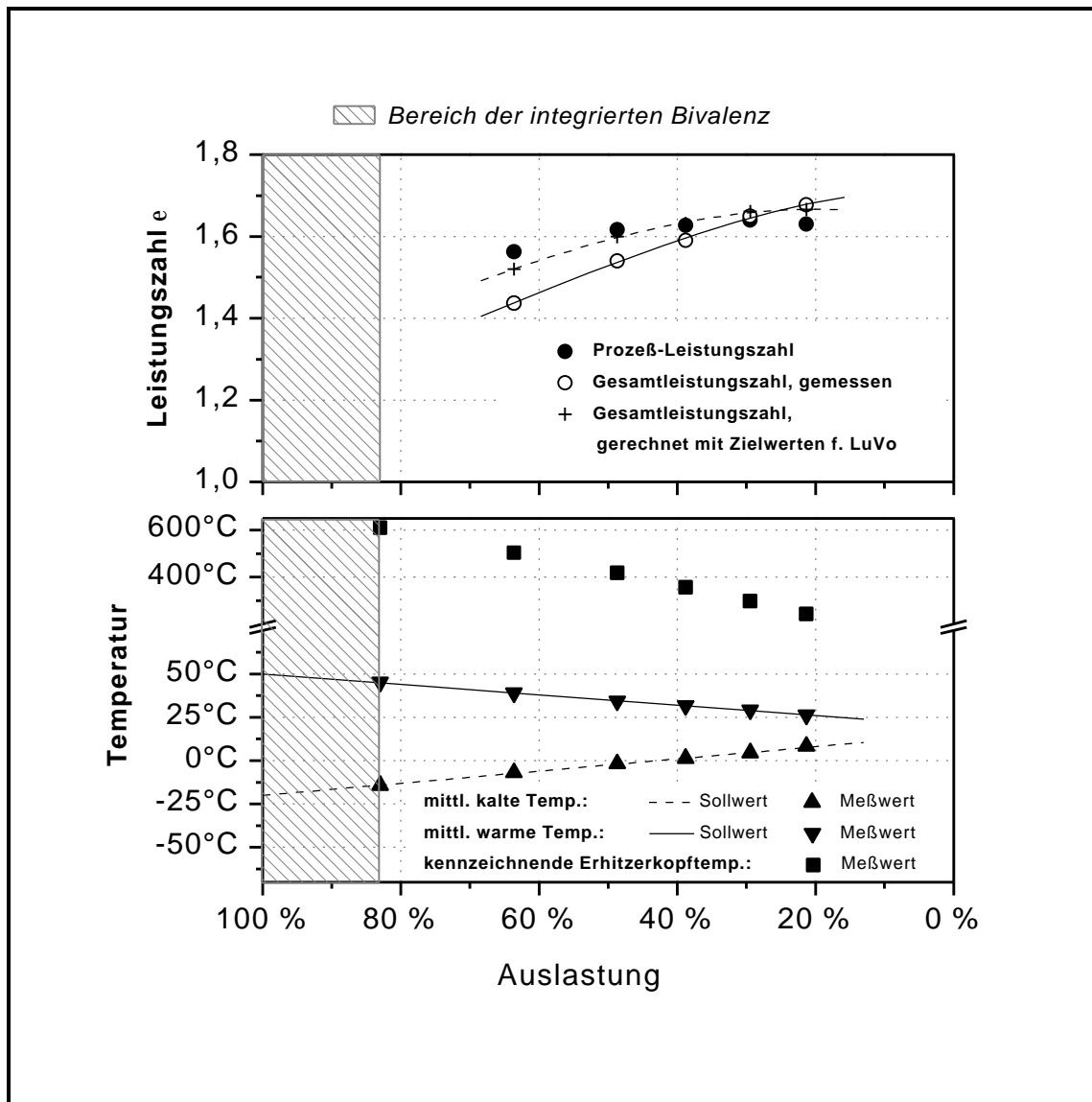


Abb. 5.2: Darstellung der Randbedingungen und der Ergebnisse der fünf Betriebspunkte der Vuilleumier-Wärmepumpe zur Bestimmung der Norm-Leistungszahl in Anlehnung an DIN 4702 Teil 8 für eine Niedertemperaturheizung mit einem maximalen Temperaturpaar 55°C/45°C

In dem unteren Diagramm von Abb. 5.2 sind die Temperatur-Randbedingungen für die Untersuchung der Niedertemperaturheizung aufgetragen. Es ist zu erkennen, daß die Temperaturen für die mittlere kalte Temperatur identisch verläuft, wie die in Abb. 5.1, während die mittlere warme Temperatur aufgrund der wärmeren Vorlauftemperatur höher verläuft. Die Konsequenz ist eine in jedem Meßpunkt größere Temperaturdifferenz

zwischen der mittleren kalten und warmen Temperatur, so daß die eingekoppelte Umgebungswärme um einen größeren Temperaturhub angehoben werden muß als beim Betrieb in Verbindung mit einer Fußbodenheizung.

Die Folgen dieses größeren Temperaturhubes sind auch in dem oberen Diagramm von Abb. 5.2 zu erkennen. Die Prozeß-Leistungszahl der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe ist in allen fünf Fällen niedriger als bei der mit einem geringeren Temperaturhub betriebenen Vuilleumier-Wärmepumpe zur Fußbodenbeheizung in Abb. 5.1. Selbiges gilt für den Verlauf der gemessenen Gesamtleistungszahl der Vuilleumier-Wärmepumpe, die analog zu dem Verhalten in Abb. 5.1 teilweise oberhalb der Prozeßleistungszahl liegt. Die Mittelung der fünf Meßpunkte führt zu einer Norm-Leistungszahl für die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe in Verbindung mit einer Niedertemperaturheizung von 1,59.

Eine Umrechnung der gemessenen Versuchsdaten mit einer Luftvorwärmtemperatur in geplanter Höhe von 450 °C führt zu der im oberen Diagramm von Abb. 5.2 dargestellten Kurve der gerechneten Gesamtleistungszahl. Eine entsprechende Mittelung führt zu einer erreichbaren Norm-Leistungszahl bei realisierter Luftvorwärmtemperatur von 1,62. Diese liegt somit um nur 3,6 % niedriger als der Vergleichswert beim Betrieb mit Fußbodenheizung.

5.1.4. Radiatorheizung (75°C / 60°C)

Wie für die obigen beiden Heizungssysteme ist die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe auch in Verbindung mit einer Radiatorheizung mit einer maximalen Vorlauftemperatur von 75 °C und der Sekundärwärmequelle Umgebungsluft betrieben worden. Die Ergebnisse dieser Untersuchung ist in Abb. 5.3 dargestellt.

Analog zu den Darstellungen in den Abb. 5.1 und Abb. 5.2 sind im unteren Diagramm von Abb. 5.3 die Temperatur-Randbedingungen für die Untersuchung aufgetragen. Dabei ist der erneut größere Temperaturhub zwischen der mittleren kalten und der mittleren warmen Temperatur zu erkennen. Die konsequente weitere Reduktion der Prozeß-Leistungszahl ist im oberen Diagramm dargestellt. Im Vergleich zu den beiden anderen Heizungssystemen ist die Prozeß-Leistungszahl durch den erneut angehobenen Temperaturhub leicht gesunken. Sie schwankt für die fünf betrachteten Punkte zwischen 1,45 und 1,58 und verläuft über der Auslastung analog zu den obigen Fällen. Aus den fünf Punkten für Gesamtleistungszahl und die entsprechende numerisch angepaßte Kurve ergibt sich somit für die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe in Verbindung mit diesem Heizungssystem eine Gesamtleistungszahl von 1,45.

Die analoge Weiterverarbeitung der Meßergebnisse durch Berechnung mit der Ziel-Luftvorwärmtemperatur von 450 °C ergibt die fünf Punkte der gerechneten Gesamtleistungszahl in Abb. 5.3. Die entsprechende Mittelung führt zu einer erreichbaren Gesamtleistungszahl von 1,52.

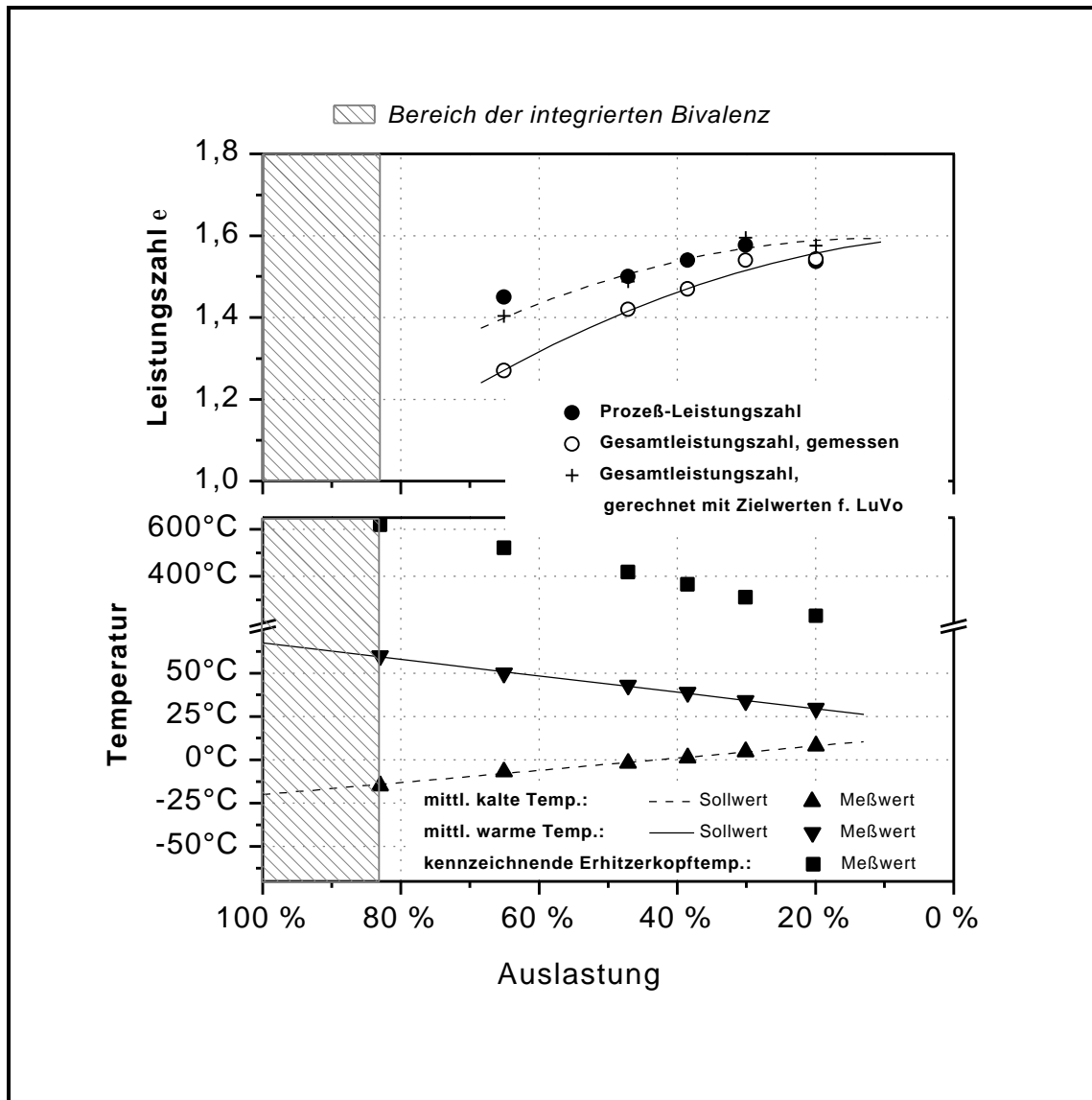


Abb. 5.3: Darstellung der Randbedingungen und der Ergebnisse der fünf Betriebspunkte der Vuilleumier-Wärmepumpe zur Bestimmung der Norm-Leistungszahl in Anlehnung an DIN 4702 Teil 8 für eine Radiatorheizung mit einem maximalen Temperaturpaar 75°C/60°C

Die bei der Messung der Norm-Leistungsziffer gewählte Betriebsweise mit modulierendem Brenner und konstanter Erhitzerkopftemperatur ist nur eine mögliche Variante für den Betrieb der Vuilleumier-Wärmepumpe. Denkbar sind auch alle anderen Betriebsweisen mit einem taktendem Antriebsbrenner. Bei diesen Varianten gibt es viele Varianten um die fünf Auslastungspunkte zur Bestimmung der Norm-Leistungszahl anzufahren. Es wäre als extreme Variante denkbar, den 13%igen Auslastungspunkt in der Form anzufahren, daß der Erhitzerkopf auf die maximale Temperatur von über 600°C erwärmt würde und der Startvorgang erst bei Erreichen dieser Maximaltemperatur ausgelöst würde. Die Vuilleumier-Wärmepumpe würde dann ohne weiter vom Brenner beheizt zu werden die gespeicherte Energie aus dem Erhitzerkopf zum Betrieb nutzen und eine zu große Wärmeleistung produzieren. Durch eine anschließenden Stillstandszeit kann dieses kompensiert werden. Der Erfolg dieser Betriebsweise läge in einer höheren

mittleren Erhitzerkopftemperatur, die zu einer höheren Leistungszahl führt. Diese Betriebsweisen sind im Rahmen des Forschungsprojektes nicht systematisch und vollständig untersucht worden, da einerseits dafür eine integrierende Meßtechnik erforderlich ist und andererseits eine automatische Regelung und Steuerung zur Verfügung stehen muß. Abschließend bleibt nur festzuhalten, daß die oben ermittelten Norm-Leistungszahlen durch derartige Betriebsweisen noch gesteigert werden können, was auch durch einzelne Experimente belegt wurde.

5.1.5. Vergleich mit konventionellen Heizgeräten

Den Vergleich der Energieeffizienz der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe mit konventionellen Heizgeräten ist aufgrund des gewählten Vergleichsmaßstabes in Form der Norm-Nutzungsgrade bzw. der Norm-Leistungszahl direkt möglich.

Zum Vergleich sind für alle drei Heizsysteme die Norm-Leistungszahlen in Tab. 5.2 zusammengefaßt und zum Vergleich der konventionellen Heizungstechnik gegenüber gestellt.

	Fußbodenheizung 40°C / 30 °C	Niedertemperaturheizung 55°C / 45 °C	Radiatorheizung 75°C / 60 °C
Öl-/Gas-Heizkessel ⁵	94 %	94 %	94 %
Gas-Brennwertkessel ⁶	108 %	107 %	105 %
20 kW Vuilleumier- Wärmepumpe (gemessen)	161 %	159 %	145 %
20 kW Vuilleumier- Wärmepumpe (sicher erreichbar ⁷)	168 %	162 %	152 %

Tab. 5.2: Vergleich der Energieeffizienz der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe mit konventionellen Heizgeräten

Aus den in Tab. 5.2 angegebenen Werten zur Bewertung der Energieeffizienz von heizungstechnischen Anlagen, die alle auf die Energiemenge des eingesetzten Primärenergieträgers bezogen sind, kann ersehen werden, daß ein flächendeckender Einsatz von Vuilleumier-Wärmepumpen zur Wohnraumbeheizung maßgebliche Energieeinsparungen zur Folge hat. Im einzelnen kann die Vuilleumier-Wärmepumpe als Wärmequelle für ein Fußbodenheizsystem im Vergleich zum Gas-Brennwertkessel mehr als ein

⁵ Produktinformationen zum Vitola-bifferral der Fa. Viessmann

⁶ Produktinformationen zum Condensola der Fa. Viessmann

⁷ rechnerische Auswertung der gemessenen Werte mit einer Luftvorwärmung bis 450 °C

Drittel (35,7 %) der eingesetzten Primärenergie und damit in gleicherweise auch CO₂-Emissionen einsparen. Im Vergleich zum konventionellen Gaskessel beläuft sich die Einsparung gar auf 44 %. Selbst bei dem ungünstigsten Fall der Substitution eines Gas-Brennwertkessels in Verbindung mit einer Radiatorheizung ist die Einsparung bezüglich des Primärenergieeinsatzes und der CO₂-Emissionen noch größer als 30 %.

Diese Ergebnisse zeigen, daß die Substitution der bestehenden Heizungstechnik mit der Vuilleumier-Wärmepumpe ohne etwaige Komforteinbußen möglich ist und die von der Bundesregierung der Bundesrepublik Deutschland /35/ beschlossene Reduktion der anthropogenen CO₂-Emissionen um 25 % erreicht werden kann.

5.1.6. Vergleich mit anderen Wärmepumpen

Andere Wärmepumpen sind im wesentlichen Kompressions-Wärmepumpen, die elektrisch angetrieben werden. Bevor der Vergleich mit diesen Wärmepumpen vorgenommen werden kann, muß einerseits auf eine Besonderheit der Vuilleumier-Wärmepumpe im Vergleich zu den Wärmepumpen mit Phasenwechsel eingegangen werden und andererseits ein Verfahren bzw. ein Bewertungsmaßstab zum Vergleich der verschiedenen Energieträger erarbeitet werden.

Die Untersuchungen der Betriebscharakteristik der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe haben die besondere Eignung der Vuilleumier-Wärmepumpe zur Wohnraumbeheizung aufgezeigt. Es konnte festgestellt werden, daß die Vuilleumier-Wärmepumpe im Gegensatz zu anderen Wärmepumpen unabhängig von der Außentemperatur eine konstante Heizleistung bereitstellt. Dies hängt mit der Tatsache zusammen, daß wie bereits in Abschnitt 3.2 beschreiben, die für den Betrieb der Vuilleumier-Wärmepumpe erforderliche mechanische Leistung über einen integrierten Reststirling produziert wird, so daß auch die mechanisch produzierte Leistung von den Temperaturhuben abhängt. Dieses führt zu einer selbstregulierenden Betriebsweise. Die durch den größeren Temperaturhub zwischen kalt und warm abnehmende warme Leistung der Vuilleumier-Wärmepumpe wird durch eine Steigerung der Drehzahl infolge der größeren mechanischen Leistungsproduktion kompensiert. Demnach hat die Variation der mittleren kalten Temperatur bei gleichzeitiger Änderung der warmen Temperatur nur eine Reduktion des Wärmeverhältnisses und nicht eine Abnahme der Nennleistung zur Folge.

Bei Kompressions-Wärmepumpen, die den Stand der Wärmepumpentechnik repräsentieren, verhält sich die Heizleistung durch den Phasenwechsel des Arbeitsmediums gegensätzlich zum Heizwärmebedarf. Bei abnehmender Temperatur der Sekundärwärmequelle nimmt auch die Heizleistung der Kompressions-Wärmepumpe stark ab. Da das Betriebsverhalten der Vuilleumier-Wärmepumpe dem der Heizkessel gleicht, ist auch ihre Substitution durch eine Vuilleumier-Wärmepumpe leicht möglich.

Setzt eine Heizungsanlage wie die gasbetriebene Vuilleumier-Wärmepumpe oder eine elektrisch getriebene Kompressions-Wärmepumpe verschiedene Energieträger (z. B.: Gas und Strom) ein, oder sollen Heizungsanlagen mit verschiedenen Antriebsenergien

miteinander verglichen werden, so müssen die Energieträger mit geeigneten Faktoren auf eine gemeinsame Vergleichsgröße umgerechnet werden: In DIN 33830 wird die normierte Heizzahlberechnungen unter Zuhilfenahme des Wirkungsgrades der Stromerzeugung der Primärenergieeinsatz verglichen. Je nach Zielsetzung können alternativ auch CO₂-Emissionen oder Energiepreise betrachtet werden. Diese Umrechnungen sind abhängig von der Struktur der Stromerzeugung. Eine ausführliche Analyse der verschiedenen Energiebereitstellungspfade für die Bundesrepublik Deutschland wird in /36/ vorgestellt: Pro TJ Endenergie werden beim Privatkunden hiernach bei Erdgas 1,25 TJ Primärenergie und für Strom 3,00 TJ Primärenergie benötigt. Bei einem Vergleich des Primärenergieeinsatzes ist damit eine auf Gas bezogenen Leistungszahl von 1,5 einer auf Strom bezogenen Leistungszahl von 3,6 gleichwertig. Die bei der Nutzung von 1 TJ dieser Endenergieträger emittierte Menge CO₂ beträgt bei Erdgas 61,9 t und bei Strom 161,4 t. Ausgedrückt in den üblichen Einheiten werden bei der Verbrennung von Gas zu einer Feuerungswärmemenge von 1 kWh 223 g CO₂ emittiert, und die Nutzung von 1 kWh Strom ist mit CO₂-Emissionen von 581 g verbunden. Unter dem Aspekt der CO₂-Emissionen folgt damit für eine auf Gas bezogene Leistungszahl von 1,5 eine äquivalente auf Strom bezogenen Leistungszahl von 3,9. Bei diesem Vergleich der Energiebereitstellungspfade werden ab der Rohstoffquelle im Herkunftsland alle Umwandlungs- und Transportschritte berücksichtigt.

Bei einer Verschiebung der Bilanzgrenze an die Übergabestation der fossilen Energie ergeben sich leicht veränderte Vergleichswerte: Erdgas hat ohne die vorgelagerten Transportschritte heizwertspezifische CO₂-Emissionen von 204 g / kWh. /37/ nennt unter Berücksichtigung der Mittellastkraftwerke für die Bundesrepublik einen Jahresnutzungsgrad von 36 % für Stromerzeugung und 96,3 % für die Stromverteilung. Bei dieser Vergleichsbasis ist eine auf Gas bezogenen Leistungszahl von 1,5 einer auf Strom bezogenen Leistungszahl von 4,3 gleichwertig. Im folgenden wird jedoch mit der oben genannten Gesamtbilanz gerechnet.

Für Absorptions-Wärmepumpen und elektrisch- oder verbrennungsmotorisch angetriebenen Kompressions-Wärmepumpen definieren die Normen DIN 33830, EN 255, DIN 8900 und DIN 33831 verschiedene Kennzeichnungen und Prüfverfahren: Unter anderem sind — in den genannten Normen nicht einheitlich — Arbeitspunkte festgelegt, zu denen die Leistungs- bzw. Heizzahlen der Wärmepumpen angegeben werden müssen. Diese Arbeitspunkte ermöglichen jedoch keinen Vergleich dieser Anlagen mit anderen konventionellen Kesseln oder einer Vuilleumier-Wärmepumpe.

Der Vergleich der Vuilleumier-Wärmepumpe mit Kompressions-Wärmepumpen kann mit gewissen Einschränkungen über die in der Literatur angegebenen Jahresarbeitszahlen von Kompressions-Wärmepumpen mit der Norm-Leistungszahl erfolgen. Dabei bleibt jedoch unberücksichtigt, ob die Kompressions-Wärmepumpe alle auftretenden Maschinenzustände erfüllen kann und somit monovalent zur Wohnraumbeheizung eingesetzt werden kann.

Die in der Literatur für Kompressions-Wärmepumpen angegebenen Jahresarbeitszahlen gelten jedoch zum Teil nur für die Kombination mit extrem niedrigen Heizkreistempe-

peraturen: Betrachtete Auslegungstemperaturen sind hier häufig 35 °C / 25 °C und 50 °C / 30 °C (z.B.: /38/). In Tab. 5.3 sind auf Basis von /38/ die derzeit mit Elektro-Kompressions-Wärmepumpen erreichbaren Jahresarbeitszahlen angegeben. Über den oben genannten Vergleich der benötigten Primärenergie und der zugehörigen CO₂-Emissionen lassen sich diese Werte als auf Gas bezogenen Jahresheizzahlen darstellen.

<u>Jahresarbeitszahl</u>		Außenluft	Erdwärme- übertrager		
<u>Jahresheizzahl</u> Berechnet über Vergleich der CO ₂ -Emissionen	<u>Jahresheizzahl</u> Berechnet über Vergleich des Primär- energieverbrauchs		(mit Solekreislauf) bzw. Grundwasser		
Niedertemperaturheizung (50 °C / 30 °C)		2,3 _{bivalent}		2,8	
<i>(Niedrigere Temperaturen als bei der Vuilleumier-Wärmepumpe!)</i>		0,88	0,96	1,07	1,16
Fußbodenheizung (40 °C / 30 °C)		2,7 _{bivalent}		3,5	
		1,04	1,13	1,34	1,46

Tab. 5.3: Derzeit erreichbare Jahresarbeitszahlen bei Elektro-Kompressions-Wärmepumpen-Heizungssystemen (aus /38/) und zugehörige auf Gas bezogene Jahresheizzahlen bei einem Vergleich der CO₂-Emissionen und des Primärenergieeinsatzes.

In Verbindung mit einem auf 50 °C / 30 °C ausgelegten Heizungssystem, daß somit geringere Temperaturen als die normale 55 °C / 45 °-Niedertemperaturheizung hat, erreichen Kompressions-Wärmepumpen nach Tab. 5.3 mit Außenluft als Sekundärwärmequelle geringere Jahresheizzahlen als konventionelle Gaskessel (vgl. Tab. 5.2). Sofern Erdwärme oder Grundwasser als Sekundärwärmequelle zur Verfügung steht, werden die Nutzungsgrade von Gas-Brennwertkesseln erreicht oder knapp überschritten. Gleiches gilt in Verbindung mit einer Fußbodenheizung und Außenluft als Sekundärwärmequelle. Lediglich bei einer Fußbodenheizung und der Nutzung von Grundwasser oder Erdwärme als Sekundärwärmequelle erreichen die Kompressions-Wärmepumpen Jahresheizzahlen die mit 1,33 bzw. 1,46 die Nutzungsgrade konventioneller Heiztechnik deutlich überschreiten.

Ein Vergleich mit den Norm-Leistungszahlen der Vuilleumier-Wärmepumpe in Tab. 5.2 zeigt jedoch, daß die Kompressions-Wärmepumpe in keinem der aufgeführten Anwendungsfällen an die Energieeffizienz der Vuilleumier-Wärmepumpe heranreicht. Selbst im für die Kompressions-Wärmepumpe besten Fall, Fußbodenheizung mit Erdwärmeübertrager oder Grundwasser, ist die Energieeffizienz der Vuilleumier-Wärmepumpe noch um 13 % höher.

5.2. Trinkwassererwärmung

Zur Bewertung der Energieeffizienz von Aggregaten zur Wohnraumbeheizung, die zusätzlich die Trinkwassererwärmung mit abdecken existieren nicht derart eindeutige Normen wie der DIN 4702 Teil 8. Um auf der anderen Seite die Eignung der Vuilleumier-Wärmepumpe zur Trinkwassererwärmung darstellen zu können, wurde dazu folgendes Verfahren entwickelt.

Die Grundlage bilden die Wetterdaten des nördlichen Oberrheingrabens, die in stündlichen Angaben zur Temperatur gegeben sind. Durch eine Analyse der Wetterdaten in Form von Summenhäufigkeiten in Temperaturintervallen von 5 K (zwischen -15 °C und 35 °C), kann daraus eine Verteilung der relativen Arbeit, die zur Erwärmung des Trinkwassers erforderlich ist, über der Außentemperatur abgeleitet werden, wie es als Säulendiagramm in Abb. 5.4 dargestellt ist.

Unter der ungünstigen Voraussetzung, daß die gesamte 'Trinkwasser'-Arbeit bei einer mittleren Temperatur des warmen Fluids von $67,5\text{ °C}$ aufgebracht werden muß, und einer Unterschreitung der Außentemperatur mit der mittleren kalten Fluidtemperatur um 5 K, erforderlich ist, sind damit ausreichend Randbedingungen zur experimentellen Untersuchung der Vuilleumier-Wärmepumpe gegeben. Diese Randbedingungen sind in Abb. 5.4 über der Außentemperatur dargestellt.

Die experimentell ermittelten Leistungszahlen der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe für diese zehn Betriebspunkte sind in Abb. 5.4 über der Außentemperatur graphisch dargestellt. Die Prozeßleistungszahl zur Trinkwassererwärmung steigt von 1,26 bei einer Außentemperatur von $-12,5\text{ °C}$ mit wachsender Temperatur stetig bis zu einem Wert von 1,62 bei einer Temperatur von $32,5\text{ °C}$ an. Ein annähernd paralleles Verhalten zeigt die Gesamtleistungszahl der Vuilleumier-Wärmepumpe, die auf den unteren Heizwert des Brennstoffs bezogen ist. Sie steigt von einem Wert von 1,18 bis zu 1,47 an.

Eine Gewichtung dieser Gesamtleistungszahlen über der Häufigkeit der auftretenden Wetterfälle führt zu der Jahres-Leistungszahl zur Trinkwassererwärmung. Die so ermittelte Jahres-Leistungszahl beträgt für die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe somit 1,33. Demnach kann die Vuilleumier-Wärmepumpe selbst unter diesen für Wärmepumpen ungünstigen Randbedingung, mit Temperaturhuben von bis zu 85 K, noch 30 % der eingesetzten Brennstoffmenge einsparen. (Vergleich mit den Werten für Gas-Heizkessel in Tab. 5.2, da auch die Brennkessel bei diesen Temperaturpaaren keine Kondensation des Rauchgases mehr aufweisen.)

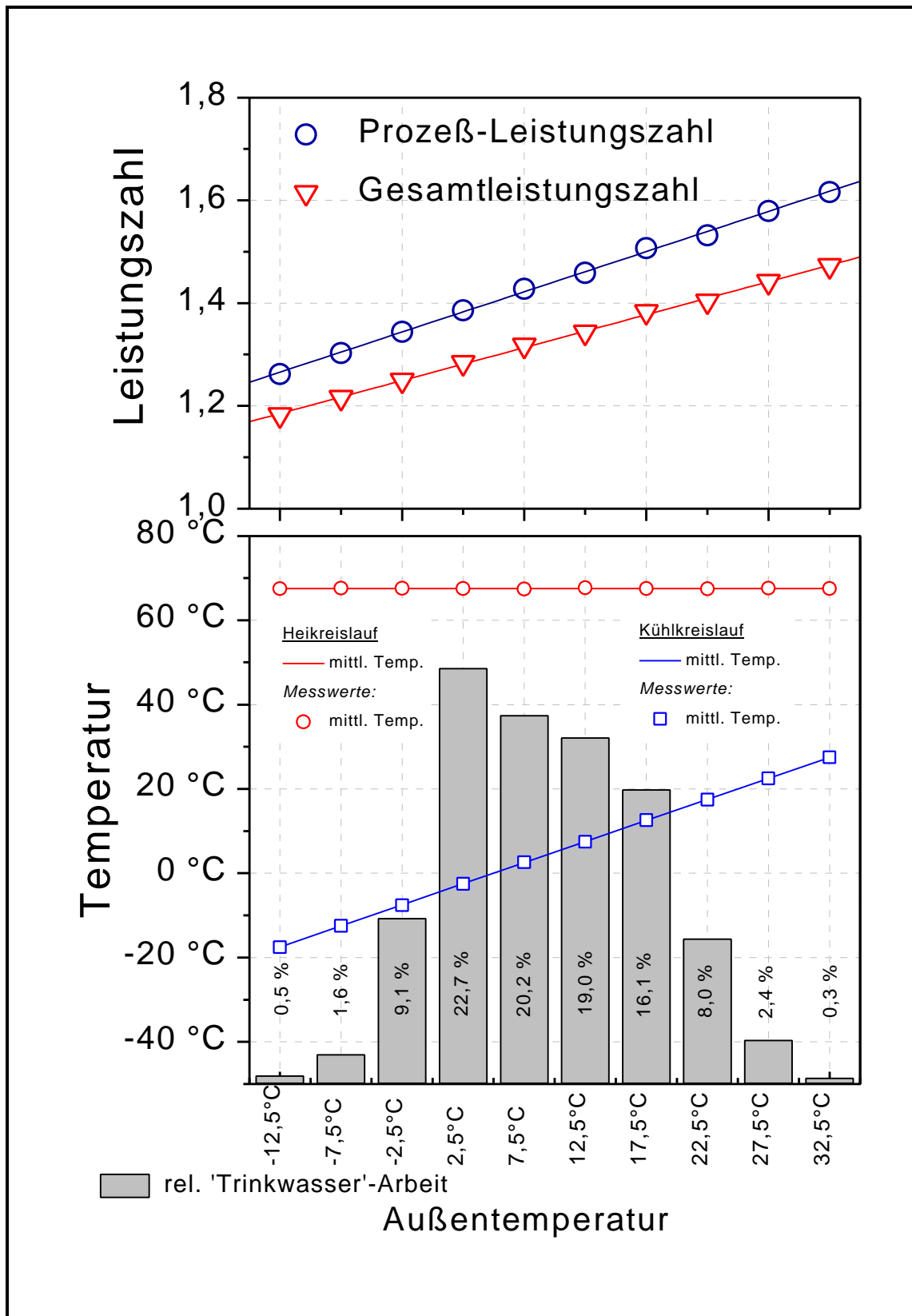


Abb. 5.4: Darstellung der Randbedingungen und der Ergebnisse der zehn Betriebspunkte der Vuilleumier-Wärmepumpe zur Bestimmung einer Jahres-Leistungszahl für die Trinkwassererwärmung

6. Erhitzerkopf

Ein generelles Problem aller regenerativen Gaskreisprozesse bzw. aller extern beheizten Motoren ist die Übertragung der erforderlichen Antriebswärmemenge an das Arbeitsgas. Nicht ohne Grund wurde bei fast allen gebauten Prototypen etwa die Hälfte der Herstellkosten durch den heißen Maschinenteil verschluckt. Um einen flächendeckenden Einsatz von Vuilleumier-Wärmepumpen zur Wohnraumbeheizung zu ermöglichen, muß demnach ein besonderes Augenmerk auf die heiße Baugruppe gelegt werden. Bevor an dieser Stelle als Ausgangsbasis der aus /26/ entnommene Stand der Technik beschrieben wird, erfolgt eine kurze Begriffsbestimmung.

6.1. Aufgaben, Begriffsbestimmung

Die Hauptaufgabe des heißen Wärmeübertragers besteht darin, den Vuilleumier-Prozeß mit dem heißen Wärmestrom zu versorgen. Da die Leistungszahl des Prozesses, wie aus Gl. 2-3 ersichtlich, maßgeblich von der Temperaturdifferenz zwischen dem heißen und dem kalten Zylinderraum geprägt wird, sollte der heiße Wärmestrom bei maximaler Temperatur in den Prozeß eingekoppelt werden. Eine weitere wichtige Randbedingung resultiert aus der Forderung nach einer kompakten Bauweise. Um aus der thermisch induzierten Druckschwingung eine ausreichende Heizleistung zu gewinnen, läuft der regenerative Kreisprozeß druckaufgeladen ab. Demnach muß der heiße Wärmeübertrager bei hohen Wandtemperaturen einer großen Druckbelastung standhalten, die zusätzlich noch um den Mitteldruck mit einer etwa zehnpromzentigen Amplitude oszilliert. In der Geschichte der regenerativen Gaskreisprozesse für den heißen Wärmeübertrager der Begriff Erhitzerkopf durchgesetzt, da er im allgemeinen oberhalb der Maschine angeordnet ist und den heißen Arbeitsraum erhitzt. Zum Erhitzerkopf wird die gesamte wärmeübertragende und drucktragende heiße Baugruppe gezählt. Abhängig davon, ob die Nebenaggregate - heißer Regenerator und warmer Wärmeübertrager - innerhalb des die Verdränger umschließenden Druckbehälters angeordnet sind, zählt zur Baugruppe Erhitzerkopf auch die den heißen Regenerator umschließende Behälterwand. In jedem Fall zählt zum Erhitzerkopf der Druckbehälterdeckel, der den heißen Zylinderraum abschließt, auch wenn er nicht maßgeblich zum heißen Wärmeübergang genutzt wird.

6.2. Stand der Technik

Da die allgemeinen Anforderungen an die Erhitzerköpfe der meisten extern beheizten Gaskreisprozesse identisch sind, wird in der folgenden Übersicht über die häufigsten bisher realisierten Erhitzerkopftypen, in Anlehnung an /26/, nicht zwischen denen für

Stirling-Motoren und denen für Vuilleumier-Wärmepumpen unterschieden. Die Forschung und Entwicklung der regenerativen Gaskreisprozesse begann mit Anlagen kleiner Leistung, mit wenigen hundert Watt thermischem Antriebswärmestrom. Bei diesen Anlagen genügte zur Wärmeübertragung die nackte bzw. grob berippte Druckbehälterwand /15/. Erst mit dem Bestreben, größere und leistungsfähigere Anlagen zu entwickeln, stiegen sowohl die wärmetechnischen als auch die fertigungstechnischen Anforderungen an die Erhitzerköpfe.

Bis zum heutigen Tag haben sich der Rohrbündel-Erhitzerkopf und der Ringspalt-Erhitzerkopf als die wesentlichen Typen und somit als Stand der Technik herauskristallisiert. Diese beiden Typen werden im folgenden näher beschrieben. Zusätzlich gibt es auch eine Reihe von Sonderbauformen, auf die anschließend kurz eingegangen wird.

6.2.1. Rohrbündel-Erhitzerkopf

Rohrbündel-Erhitzerköpfe zeichnen sich durch eine Anordnung von U-Rohren aus, die das heiße Ende des heißen Regenerators mit dem heißen Zylinderraum verbinden. Das Arbeitsgas verläßt demnach zur Aufnahme der Antriebswärme den eigentlichen Druckbehälter. Die Rohre formen eine Art Korb ringsum und oberhalb des Druckbehälterdeckels. Der Brenner sitzt im Zentrum oberhalb des Korbes und begrenzt mit den Rohren und dem Druckbehälterdeckel den Brennraum. Das Rauchgas strömt vom Brennraum durch das Rohrbündel radial nach außen. Der Wärmeübergang vom Rauchgas an das Arbeitsgas wird im Kreuzstrom geführt.

Den Rohrbündel-Wärmeübertrager gibt es in zwei Ausführungen, in einreihiger und mehrreihiger Rohranordnung. Bei der einreihigen Variante sind die Rohre in Umfangsrichtung auf dem Druckbehälterdeckel angeordnet. Sie sind so gebogen, daß beide Hälften den gleichen Abstand zum Brenner aufweisen und so nur eine Rohrreihe entsteht.

Bei der mehrreihigen Ausführung werden die Rohre in radialer Richtung so um den Brenner angeordnet, daß die eine Hälfte, die mit dem heißen Zylinderraum verbunden ist, in den vorderen Reihen steht und die Rohre, die zum Regenerator führen, die hinteren Reihe bilden. Um bei der mehrreihigen Variante den abnehmenden Wärmeübertragungsraten in den vom Brenner aus gesehen hinteren Reihen Rechnung zu tragen, wird dieser Teil oft berippt. Dabei gibt es sowohl ringförmige wie auch einzeln berippte Rohre mit Kreisrippen, um so der fallenden Grädigkeit durch Vergrößerung der äußeren Oberfläche entgegenzuwirken.

Es gibt auch Rohrbündel-Erhitzerköpfe, die anstatt einer U-förmigen Umlenkung einen ringförmigen Rechteckkanal aufweisen, in dem alle Rohrreihen, die vom heißen Ende des heißen Regenerators und die aus dem heißen Zylinderraum, zusammengeführt sind. Diese Anordnung verdoppelt zwar die Anzahl der Fügestellen, verbessert jedoch die Wärmeverteilung und ermöglicht den Einsatz verschiedener Werkstoffe in den unterschiedlich belasteten Rohrreihen.

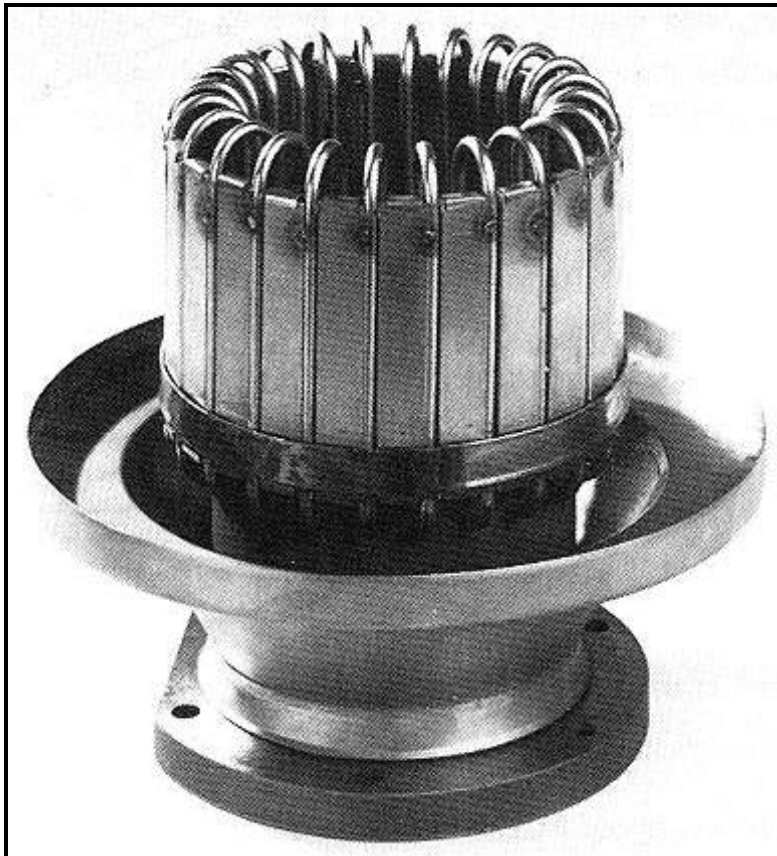


Abb. 6.1: Erhitzerkopf mit äußeren Plattenrippen /15/

Eine weitere Verbesserung der Wärmeübertragungseigenschaften wird, wie bereits erwähnt, mit einer Berippung erreicht, die größere Austauschfläche bietet. Dabei kann eine äußere und eine innere Berippung der Wärmeübertragerflächen und eine Kombination von beiden vorgenommen werden. Sehr verbreitet ist die Berippung der äußeren Rohre durch ringförmig um die Käfiganordnung gelegte Rippen. Bei neueren Hochleistungsmaschinen findet man zur weiteren Verbesserung des Wärmeübergangs auch

Rohre mit innerer Berippung, um die Wärmeübertragungsfläche weiter zu vergrößern. Es werden innere Rechteckrippen oder Sternrippen in die Rohre eingeschweißt, so daß enge Strömungsquerschnitte für das Arbeitsmedium entstehen. Auch bei innerer Berippung steht den Vorteilen der größere Fertigungsaufwand gegenüber.

Eine weitere Variante der Berippung ist ein Aufbringen von dickeren Platten auf die Rohre, die gleichzeitig als thermische Speichermassen dienen, wodurch eine gleichmäßigere Wärmeverteilung unterstützt wird. Zusätzlich reflektieren die Platten die Wärmestrahlung der Brennkammer von außen auf die innere Rohrreihe und bewirken einen größeren Wärmetransport durch Strahlung und eine gleichmäßigere Beheizung. Mit diesem Wärmeübertrager wurden die maximalen Arbeitstemperaturen erzielt. Einsatzgebiet dieser Variante war eine Stirling/Dish-Anlage mit direkter Erhitzung /39/.

In einem neueren Rohrbündel-Erhitzerkopf der Firma Philips, den Abb. 6.1 zeigt, sind gleichfalls dickere Plattenrippen realisiert worden, die einen hohen Strömungswiderstand für die Rauchgasströmung durch die Anordnung der Rippen quer zur Strömungsrichtung verursachen, aber einen hohen Wärmeaustausch durch reflektierende Strahlung ermöglichen. Dabei werden die Plattenrippen beidseitig so auf die äußeren Rohre gelötet, daß ein enger Spalt zwischen den Platten entsteht, den das Rauchgas durchströmt.

Die Bauform der Rohrbündel-Erhitzerköpfe ist in der Geschichte der regenerativen Gaskreisprozesse insgesamt am häufigsten eingesetzt worden. Auch in der vergleichsweise kürzeren Geschichte der Vuilleumier-Wärmepumpen zur Wohnraumbeheizung ist sie

die dominante Vertreterin. So wurden die Prototypen von Schulz, Kühl und Richter /14/ und die Versuchsanlagen von Carlsen /18/ mit Rohrbündel-Erhitzerköpfen betrieben.

6.2.2. Ringspalt-Erhitzerkopf

Die zweite Hauptgruppe der bisher realisierten Erhitzerköpfe stellen die Ringspalt-Erhitzerköpfe dar.

Bei der Bauform von Stirling- oder Vuilleumier-Maschinen, bei der die wärmetechnischen Aggregate konzentrisch um die Verdränger innerhalb des Druckbehälters angeordnet sind, strömt das Arbeitsgas aus dem heißen Regenerator in einem Ringspalt auf den Erhitzerkopf zu. Im Ringspalt-Erhitzerkopf wird dieser Ringspalt direkt zur Übertragung des Antriebswärmestroms genutzt. Das heiße Rauchgas strömt auf der Außenseite der Druckbehälterwand ebenfalls durch einen Ringspalt und erwärmt das Arbeitsgas dabei im Gleich- bzw. Gegenstrom, abhängig von der Strömungsrichtung des oszillierenden Arbeitsgases.

Der innere konzentrische Ringspalt um den heißen Zylinderraum ergibt sich bei dieser Bauform der regenerativen Gaskreisprozesse mit konzentrisch um den Zylinder angeordneten wärmetechnischen Aggregaten aus konstruktiven, funktionalen Gründen. Damit das heiße Arbeitsgas im heißen Zylinderraum, dessen maximale Höhe dem Hub des Verdrängers gleicht, von einer Wand mit gleichem Temperaturniveau umgeben wird, kann diese nicht direkt von der Wand des heißen Regenerators gebildet werden, die ein annähernd lineares Temperaturprofil zwischen heiß und warm aufweist. In den meisten Anlagen wird demzufolge die innere Wand des heißen Regenerators um die Länge des Hubes des heißen Verdrängers verlängert, wodurch sich der innere Ringspalt zwangsläufig ergibt. Die Länge des inneren Strömungsweges wird bei den meisten Ausführungen durch ein Überführen in den Druckbehälterdeckel, der mit seiner Fläche auch zur Übertragung des Antriebswärmestroms beiträgt, verlängert.

Um die nötigen Wärmeübertragungsraten zu erreichen, ist eine Berippung des Ringspalttes meist unerlässlich. Bei äußerer Berippung wird sowohl der Druckbehälterdeckel sowie seine Krempe berippt. Am Druckbehälterdeckel, der meist in der Form eines Klöpperbodens ausgeführt ist, sind vereinzelt sowohl Rechteckrippen wie auch Stabrippen zu finden. Weiter verbreitet sind aber sogenannte 'geschlitzte' Ausführungen, bei denen in Strömungsrichtung Nuten in den Druckbehälterdeckel gefräst werden, so daß auf diese Weise enge Kanäle für das Rauchgas entstehen. Die Berippungsart ist in Abb. 6.2 an einem frühen Modell geringer Leistung von der Firma Philips dargestellt. Eine gängige Fertigungsmethode einer solchen Berippung ist das Anlöten gefalteter Blechstreifen auf die Zylinderwände, wie dies zum ersten Mal bei dem 1946 von der Firma Philips entwickelten sogenannten „Ziehharmonika-Erhitzerkopf“ ausgeführt wurde.

In gleicher Weise wie der äußere kann auch der innere Strömungsweg gestaltet werden. Die Berippung auf der Innenseite wurde so weit verfeinert, daß sogenannte Spaltbündelwärmeübertrager entstanden. Bei der Ausführung sind die Rippen nicht massiv, sondern

bilden ein Kanalsystem, durch das das Arbeitsgas strömt. Die feinen Kanäle dieser Variante sorgen jedoch für eine nicht unerhebliche Erhöhung der Strömungsverluste.

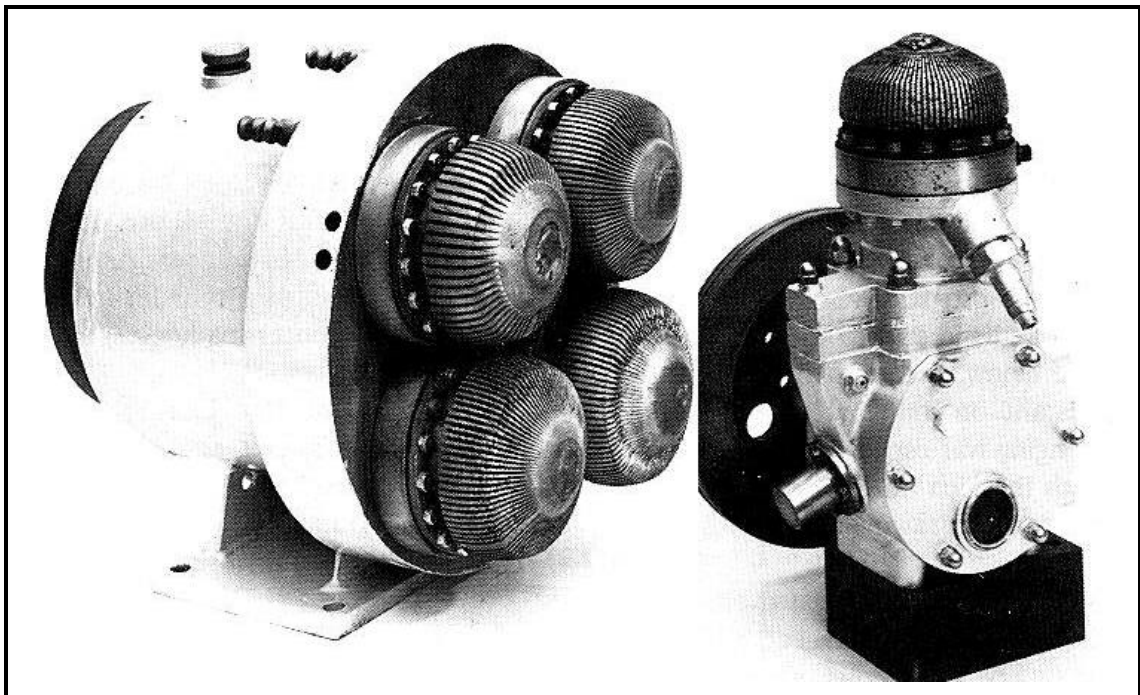


Abb. 6.2: Ringspalt-Erhitzerkopf in geschlitzter Ausführung /15/

Der große Vorteil des Ringspalt-Erhitzerkopfes ist die gleichzeitige Nutzung der vorhandenen Druckbehälterwand zur Wärmeübertragung. Die einfache Berippung kann häufig schon beim Gießen des Druckbehälters mit abgebildet werden. Selbst das Anlöten einer Blechrippenstruktur ist im Vergleich mit dem Einlöten der Rohre im Rohrbündel-Erhitzerkopf bezüglich der Festigkeit und der Dichtheit einfacher zu realisieren, da diese Lötstellen nur den thermischen Kontakt herstellen und nicht heliumdicht sein müssen. Bei Maschinen kleinerer Leistungen, bis zu ca. 3 kW Antriebsleistung, wie auch bei der Vuilleumier-Wärmepumpe mit einer Heizleistung von 4 kW, die im Rahmen eines Forschungsvorhabens /4/ entwickelt wurde, kamen daher fast ausschließlich Ringspaltwärmeübertrager zum Einsatz.

6.2.3. Sonderbauformen

Unter besonderen Randbedingungen sind für experimentelle Untersuchungen vereinzelt Erhitzerkopfbauformen entwickelt worden, die nicht einem der obigen Typen zugeordnet werden können. Hier erfolgt nur die Beschreibung einiger Bauformen dieser Art. Beispielsweise wurden für eine solare Anwendung durch den Druckbehälter Metallstifte gesteckt, die zur Hälfte in die Absorberhalbkugel und zur anderen Hälfte in den heißen Zylinderraum hineinragen /40/.

In einer weiteren solartechnischen Anlage ist der Erhitzerkopf als ein Scheibenwärmeübertrager ausgeführt, bei dem das Arbeitsfluid zwischen zwei Scheiben strömt, die mit einer Kupfermatrix gefüllt sind und deren obere Scheibe den Absorber darstellt /40/.

Zur Maximierung der Wärmeübertragungsflächen sind auch vereinzelt Stirling-Motoren mit Plattenwärmeübertragern ausgerüstet worden /41/.

Im folgenden wird noch auf die Varianten von Erhitzerköpfen eingegangen, in denen das wärmeabgebende Medium einen Phasenwechsel durchläuft. Sie stellen eigentlich keine eigene Bauform dar, sondern zeichnen sich lediglich durch eine andere Art der Beheizung, die in Form von Wärmerohren (Heat Pipe) in Verbindung mit Rohrbündel-Erhitzerköpfen realisiert wird. Dabei kommen wegen des Temperaturbereichs von 600 °C bis 800 °C flüssige Metalle zum Einsatz, häufig Natrium oder eine eutektische Mischung aus Natrium und Kalium. Ein ganz wesentlicher Vorteil dieser Wärmerohrsysteme im Vergleich zum konvektiven Wärmeübergang einer Gasströmung sind die erheblich besseren Wärmeübergangsbedingungen auf der Außenseite der Wärmeübertragerwände durch kondensierenden Dampf, so daß bei Erhitzerköpfen mit äußerem Phasenwechsel auch auf der Rohraußenseite ähnlich gute Wärmeübergangsraten wie innerhalb des Rohres erreicht werden können /40/. Ein weiterer Vorteil ist eine sehr gleichmäßige Wärmeeinkopplung und die sichere Vermeidung von Hot Spots, durch die Kondensation des Dampfes bei konstanter Temperatur.

Konstruktiv ergeben sich aus den thermodynamischen Eigenschaften des Phasenwechsels einige zusätzliche Vorteile. Die Wärmeübertragerflächen können wegen des verbesserten Wärmeübergangs auf der Außenseite kleiner dimensioniert werden, was sich positiv in einem reduzierten Totvolumen niederschlägt. Durch das Zwischenschalten eines weiteren Wärmeübertragers besteht eine große Unabhängigkeit von der Art der externen Wärmequelle, da die Gestaltung des eigentlichen Erhitzerkopfes nur an das Wärmerohrsystem angepaßt werden muß und jede beliebige Wärmequelle eingespeist werden kann.

Nachteilig sind die höheren Kosten dieser Erhitzerkopf-Ausführungen durch die zusätzliche Baugruppe sowie die Umweltgefahren wegen der Toxizität der eingesetzten Metalle und ihrer Dämpfe. Entsprechend wird diese Bauform in der Anwendung zur Wohnraumbeheizung in dezentraler Aufstellung nicht in Frage kommen.

Verbreitet ist diese Art der Beheizung bei Systemen mit solarer Wärmeeinkopplung, meist bei Hochleistungsanlagen, sogenannten Stirling-Dish-Systemen, bei denen die Wärmezufuhr durch den Receiver, die Kombination aus dem Solarabsorber und dem Wärmerohr, erfolgt /39/.

6.3. Nachteile der bisherigen Erhitzerköpfe

Unter der Prämisse, eine Vuilleumier-Wärmepumpe marktreif zu gestalten ist es nach /26/ erforderlich, eine Konstruktion zu entwickeln, die neben der optimierten Funktionalität den Erfordernissen einer kostenoptimierten, automatisierten, ökologisch vertretbaren und qualitätsgesicherten Serienfertigung genügt.

Diese Anforderungen erfüllt der Rohrbündel-Erhitzerkopf nur unzureichend. Die Vielzahl der Lötstellen zwischen dem drucktragenden Behälter und den einzelnen Rohren,

die gasdicht gegenüber den sehr kleinen Heliumatomen sein müssen, stehen einer qualitätsgesicherten Fertigung im Weg. Zusätzlich besteht keine Möglichkeit, eine undichte Lötung nachzuarbeiten, der gesamte Erhitzerkopf wäre Ausschuß, was einen negativen Einfluß auf die Fertigungskosten hat.

Der Ringspalt-Erhitzerkopf erfüllt zwar die Anforderungen an das Fertigungsverfahren, benötigt jedoch große Temperaturdifferenzen zum Wärmetransport durch die drucktragende Wand. Auch stellt sich die Frage, inwieweit er für Maschinen größerer Leistung geeignet ist. Bisher wurde er im Rahmen von Laboruntersuchungen in Maschinen bis 3 kW eingesetzt und benötigt dabei teilweise schon Temperaturdifferenzen von über 50 K. Da die Oberfläche des heißen Zylinderraums bei der Leistungssteigerung einer Vuilleumier-Wärmepumpe nicht linear wächst, wird bei den größeren Leistungen, die in der Heizungstechnik erforderlich sind, diese Temperaturdifferenz noch weiter steigen. Dies zeigen auch jüngere Erfahrungen beim Einsatz eines halbkugelförmigen Ringspalt-Erhitzerkopfes auf einer 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe bei der BVE Thermolift GbR /4/.

Eine marktreife Vuilleumier-Wärmepumpe ist somit unter obiger Prämisse nur erreichbar, wenn ein neuartiges Konzept für den Erhitzerkopf gefunden wird.

6.4. Der 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopf

Der neuartige Erhitzerkopf, der 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopf, ähnelt in seiner prinzipiellen Anordnung dem Rohrbündel-Erhitzerkopf und wurde in /26/ differenziert beschrieben und untersucht. Er verfügt über eine Trennung zwischen Druckbehälter und Wärmeübertragungszone. Das Arbeitsgas verläßt zur Wärmeaufnahme den eigentlichen Druckbehälter. Der Druckbehälter besteht aus einem zylindrischen Teil, der den konzentrisch um den Zylinderraum angeordneten heißen Regenerator umschließt, und einem daran anschließenden Klöpperboden. Die Wärmeübertragungszone ist zur Minimierung der Isolationsverluste, wie oben erläutert, oberhalb des Druckbehälters konzentrisch um die Brennkammer angeordnet, wie in der Prinzipskizze in Abb. 6.3 zu erkennen ist.

Die Arbeitsgasseite des heißen Wärmeübertragers bildet ein gegossener Stahlring, in den eine Vielzahl von axial laufenden Kanälen eingegossen sind. Am Ende der Kanäle befindet sich ein ringförmiger Sammelkanal. Das Arbeitsgas strömt bei der Bewegung des heißen Verdrängers nach unten vom heißen Ende des heißen Regenerators parallel durch jeden zweiten Kanal hoch zum Sammelkanal. Dort teilt sich das Arbeitsgas jedes Kanals in zwei Ströme und strömt durch die beiden benachbarten Kanäle wieder herunter. Diese Kanäle führen das Arbeitsgas entlang der inneren Klöpperbodenwand in den heißen Arbeitsraum. Die Wärmeaufnahme findet im wesentlichen in dem zylindrischen Teil des Wärmeübertragers statt.

Die Gestaltung der Arbeitsgasseite der Wärmeübertragungszone stellt einen Kompromiß zwischen der in /26/ erarbeiteten optimalen Struktur und dem serientechnisch Machbaren dar. Die Schaffung feiner Kanäle ermöglicht ähnlich einem Rohrbündel den Ein-

satz dünner Wände, wodurch einerseits der Wärmedurchgangswiderstand reduziert wird und andererseits eine hohe Kanaldichte realisiert werden kann.

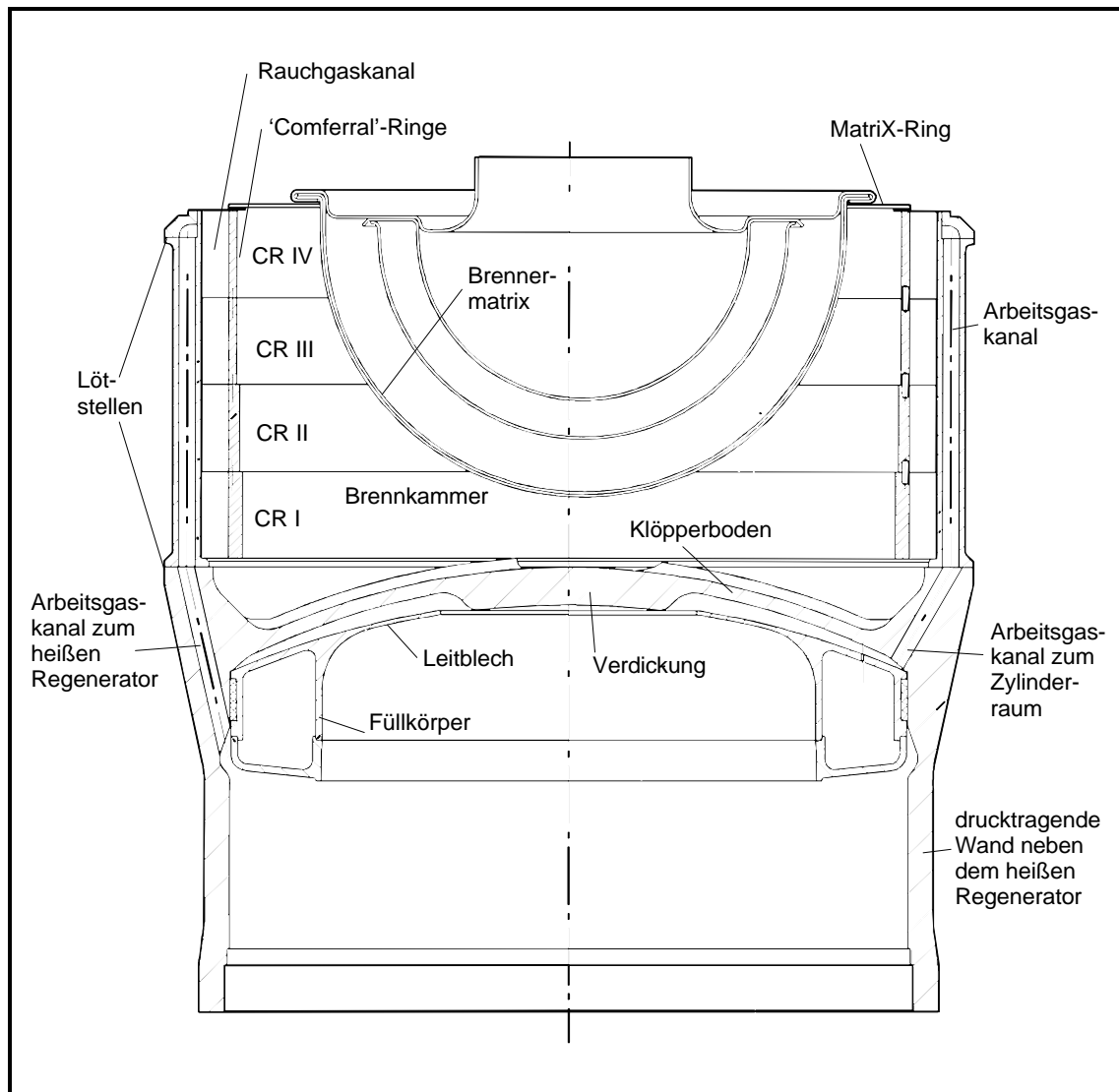


Abb. 6.3: Prinzipskizze des 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopfes aus /26/.

Der Druckbehälter und die Wärmeübertragungszone bestehen aus drei gegossenen Bauteilen, die durch Hartlötungen miteinander verbunden werden. Das erste Bauteil ist der eigentliche Druckbehälter, in den durch einen verlorenen Kern die Kanäle zur Wärmeübertragungszone mit eingegossen werden. Als Lötstelle wird eine waagerechte Fläche am unteren Ende der Wärmeübertragungszone angegossen. Das zweite Bauteil ist der Wärmeübertragungsring ohne Sammelkanal. Er wird auf die Lötfläche so aufgesetzt, daß die Kanäle übereinander fluchten. Das dritte Bauteil ist ein Stahlgußring, der mit dem Wärmeübertragungsring einen Ringkanal bildet und an einer waagerechten Kontaktstelle auf den Wärmeübertragungsring aufgelötet wird. Die beiden Lötungen können in einem Schritt durchgeführt werden.

Es sind waagerechte Lötnahte ausgeführt, damit durch eine einfache Gewichtsbelastung der erforderliche Warmspalt über die gesamte Aufheiz- und Abkühlphase im Lötöfen sicher realisiert werden kann und somit eine hohe Prozeßsicherheit erreichbar ist.

Die Verbindung der Erhitzerkopfbaugruppe am unteren Ende des zylindrischen Teils mit dem übrigen Druckbehälter erfolgt durch Schweißen. Die Schweißung sollte einerseits dort erfolgen, wo ein Wechsel von einer hochwarmfesten Legierung zu einer einfacheren und somit bezüglich des Preises günstigeren Legierung für den Druckbehälterbau möglich ist. Dies ist ab dem kälteren Drittel des heißen Regenerators möglich, da dort die Temperaturen dauerhaft unter 250 °C liegen. Außerdem sollte die Schweißnaht in einer Zone niedriger Spannungen liegen. Der Bereich am kälteren Drittel des heißen Regenerators ist somit als Position für die Schweißnaht ungeeignet, da dort ein Bereich mit einem starken axialen Temperaturgradienten an einen isothermen Bereich anstößt, wodurch große Spannungen verursacht werden. Geeigneter für die Position der Schweißnaht ist der Druckbehälterbereich am warm-heißen Wärmeübertrager, da dort nur geringe Spannungen auftreten und die Temperatur unter 100 °C liegt.

In der vom Klöpperboden und dem Wärmeübertragungsring gebildeten zylinderförmigen Brennkammer sitzt zentrisch auf Höhe der Oberkante des Wärmeübertragungsringes der Brenner. Die rauchgasseitige Wärmeübertragerstruktur ähnelt der Anordnung im Ringspalt-Erhitzerkopf. Die Wärmeübertragung zwischen dem heißen Rauchgas und der Erhitzerkopfwand erfolgt durch erzwungene Konvektion, indem das Rauchgas an der Zylinderwand von unten nach oben durch eine Kanalstruktur strömt. Die Kanalstruktur wird von den sogenannten 'Comferral'-Ringen gebildet, die dem Erhitzerkopf auch ihren Namen geben. Die 'Comferral'-Ringe sind außen axial berippte Ringe, die so in die Brennkammer eingelegt werden, daß sich am Übergang vom Klöpperboden zum Wärmeübertragungsring ein Einströmkanal bildet und sie oben bündig mit dem Wärmeübertragungsring abschließen.

Die 'Comferral'-Ringe sind aus einem Buntmetall ausgeführt und werden im Strang gepreßt oder gegossen hergestellt. Die Anwendung von Buntmetall hat zwei Gründe: Zum ersten haben die Buntmetalle eine höhere Wärmeleitung als austenitischer Stahl. Der Wert für die Wärmeleitung liegt mindestens um den Faktor drei über dem von austenitischem Stahl, so daß die Wärme bei einer geringeren Temperaturgrädigkeit durch die Rippen transportiert wird, und somit die Steigerung der Wärmeübertrageroberfläche durch Berippung effektiv ist. Zum zweiten ist durch die Verwendung von Buntmetall als Werkstoff für die 'Comferral'-Ringe ein stoffschlüssiges Fügen der 'Comferral'-Ringe an den Wärmeübertragungsring nicht erforderlich. Aufgrund der höheren thermischen Dehnung des Buntmetalls gegenüber dem Stahl kann der 'Comferral'-Ring so dimensioniert werden, daß er im Betrieb mit dem Wärmeübertragungsring thermischen Kontakt hat, ohne mit ihm stoffschlüssig verbunden zu sein.

6.4.1. Werkstoffauswahl

Im folgenden werden die beiden Werkstoff für den 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopf ausgewählt und ihre wechselseitige Beeinflussung beschrieben.

6.4.1.1. Druckbehälter

Der Werkstoff für den Druckbehälter des Erhitzerkopfes muß neben den hohen Festigkeitseigenschaften nach dem AD-Merkblatt W5 für Stahlguß /42/ auch Eigenschaften vorweisen, die ihn zu einem Druckbehälterstahl befähigen. Zum einen muß ein Druckbehälterstahl über eine Bruchdehnung von 20 % bei Raumtemperatur verfügen. Die Bruchdehnung wird im Zugversuch mit einem kurzen Proportionalstahl ermittelt. Zum anderen muß der Werkstoff als ISO-V-Probe im Kerbschlag-Biegeversuch eine Kerbschlagzähigkeit von mindestens 44 J/cm² vorweisen. Diese beiden minimalen Kennwerte sollen die Bildung von Sprödbrüchen im Druckbehältermantel verhindern. Zusätzlich zu diesen Anforderungen muß der Werkstoff natürlich über eine Korrosionsbeständigkeit und eine Zunderbeständigkeit bis 700 °C verfügen.

Grundsätzlich erfüllen auf der Seite der metallischen Stahlwerkstoffe im wesentlichen nur die Gruppe der hochwarmfesten Stahllegierungen die Forderungen nach guten mechanischen Eigenschaften unter langzeitiger Beanspruchung bei hohen Temperaturen. Die Gruppe der warmfesten Stahllegierungen erreicht schon bei Temperaturen von ca. 540 °C ihre Einsatzgrenze. Die hitzebeständigen Stahllegierungen verfügen zwar über eine gute Beständigkeit gegenüber der Heißgaskorrosion im Temperaturbereich über 550 °C, sie weisen jedoch nur geringe Warmfestigkeiten auf.

Zu den hochwarmfesten Stahllegierungen zählen einerseits die 12 % - Chromstähle mit einer ferritischen Gitterstruktur. Diese Legierungen weisen zwar eine Zunderbeständigkeit bis maximal 700 °C auf, erfüllen aber nicht die Anforderungen an die Bruchdehnung und die Kerbschlagzähigkeit, so daß die kostengünstigsten der hochwarmfesten Stahllegierungen als Werkstoff für den neuartigen Erhitzerkopf nicht eingesetzt werden können.

Die zweite Gruppe der hochwarmfesten Stahllegierungen sind die austenitischen Stähle mit 16 bis 18 % Chrom und 10 bis 13 % Nickel. Da das austenitische Gitter bei hohen Temperaturen gegenüber dem ferritischen einen höheren Formänderungswiderstand besitzt, verfügt diese Gruppe über eine höhere Warmfestigkeit gegenüber den 12 % - Chromstählen /43/.

Zu den hochwarmfesten Werkstoffen zählen auch die Nickel-Basis- und die Kobalt-Basis-Legierungen, die zur Gewährleistung der Korrosions- und Zunderbeständigkeit über einen Chromanteil von über 12 % verfügen. Die Tatsache, daß die Nickel-Basis-Legierungen in der Regel neben Kobalt, Molybdän und Wolfram zur Erhöhung der Festigkeit des Mischkristalls auch Titan und Aluminium zur Bildung kriechbehindernder Ausscheidungen als Legierungszusätze enthalten, begründet die kostenintensive Erschmelzung im Vakuum, da die hohe Affinität von Titan und Aluminium zum Luftsauerstoff die Bildung der Legierung unter atmosphärischen Bedingungen verhindern würde. Die Herstellung der Kobalt-Basis-Legierungen erfolgt nicht im Vakuum und ist daher kostengünstiger. Nachteilig sind dabei jedoch die extrem hohen Weltmarktpreise für Kobalt. Es kann somit bezüglich der Kosten in diesem frühen Entwicklungsstadium kein eindeutiger Favorit bestimmt werden. Aufgrund der höheren Warmfestigkeit der

Nickel-Basis-Legierungen gegenüber den Kobalt-Basis-Legierungen werden diese im folgenden vorgezogen.

Im Bereich der nichtmetallischen Werkstoffe kommt wegen der guten Festigkeitseigenschaften bei hohen Temperaturen nur keramisches Material in Betracht. Für den Druckbehälterbau läßt sich Keramik jedoch aufgrund der mangelnden Duktilität nicht nutzen.

Es kann somit festgehalten werden, daß als Werkstoff für den drucktragenden Behälter des Erhitzerkopfes nur Stahllegierungen in Frage kommen und dabei die hochwarmfesten Legierungen mit austenitischem Gefüge den Nickel-Basis-Legierungen vorzuziehen sind.

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Co	N	Nb	W	Fe	Ti	Al	Cu	B	Zr
min..	-	-	1,0	-		20,0	2,50	19,0	18,5	0,10	0,75	2,0		-	-			
1.4957																		
max..	0,20	1,0	2,0	0,035	0,025	22,5	3,50	21,0	21,0	0,20	1,25	3,0	Rest	-	-			
min..						18,0								1,80	1,0			
2.4952																		
max..	0,10	1,0	1,0		0,015	21,0		Rest	2,0				3,0	2,70	1,80	0,2	0,008	0,15

Tab. 6.1: Chemische Zusammensetzung in Massenanteilen in Prozent von den Werkstoffen 1.4957 und 2.4952, aus /26/.

Im folgenden werden die durch umfassende Recherchen /26/ ,/44/ gefundenen jeweils geeignetsten Werkstoffe der zwei Gruppen beschrieben und miteinander verglichen. Ein besonders leistungsfähiger Stahlwerkstoff mit austenitischem Gefüge ist der aushärtbare hochwarmfeste Chrom-Nickel-Kobalt-Stahlguß (1.4957). Seine chemische Zusammensetzung ist in Tab. 6.1 aufgelistet. Die wesentlichen Legierungszusätze sind Chrom, Nickel und Kobalt. Durch die Zusätze Chrom und Nickel wird der Werkstoff vor allem korrosions- und zunderbeständig. Zusätzlich steigern sie die Festigkeit und ermöglichen die thermische Aushärtung. Die großen Mengen Kobalt verbessern die Anlaßbeständigkeit und somit die Warmfestigkeit. Die übrigen geringeren Legierungszusätze führen zu einer weiteren Festigkeitssteigerung über eine verstärkte Carbidbildung und verringern wie das Molybdän die Neigung zur Anlaßversprödung. Der Werkstoff 1.4957 ist in erster Linie für hochwarmfeste Bauteile in Triebwerken und Raketen entwickelt worden. Er wird beispielsweise für Turbinenschaufeln bei Temperaturen bis etwa 730 °C eingesetzt /45/.

Die chemische Zusammensetzung der als besonders geeignet eingestuft Nickel-Basis-Legierung 2.4952, die auch als NIMONIC alloy 80A bezeichnet wird oder unter der Luftfahrtwerkstoff-Nummer 2.4631 zu finden ist, ist ebenfalls in Tab. 6.1 dargestellt. Die Korrosions- und Zunderbeständigkeit wird auch hier über große Zusätze von Chrom erreicht. Die Legierungszusätze Titan und Aluminium bilden kriechbehindernde Ausscheidungen und erfordern, wie oben bereits erwähnt, aufgrund ihrer Affinität zum Sauerstoff, die Erschmelzung unter Luftabschluß im Vakuum. Die weiteren Zusätze dienen wiederum der weiteren Warmfestigkeitssteigerung. Der Zusatz von Zirkon hat

korrosionshemmenden Einfluß. Der Werkstoff wird in Triebwerken für Bauteile mit Betriebstemperaturen bis 815 °C erfolgreich eingesetzt /46/.

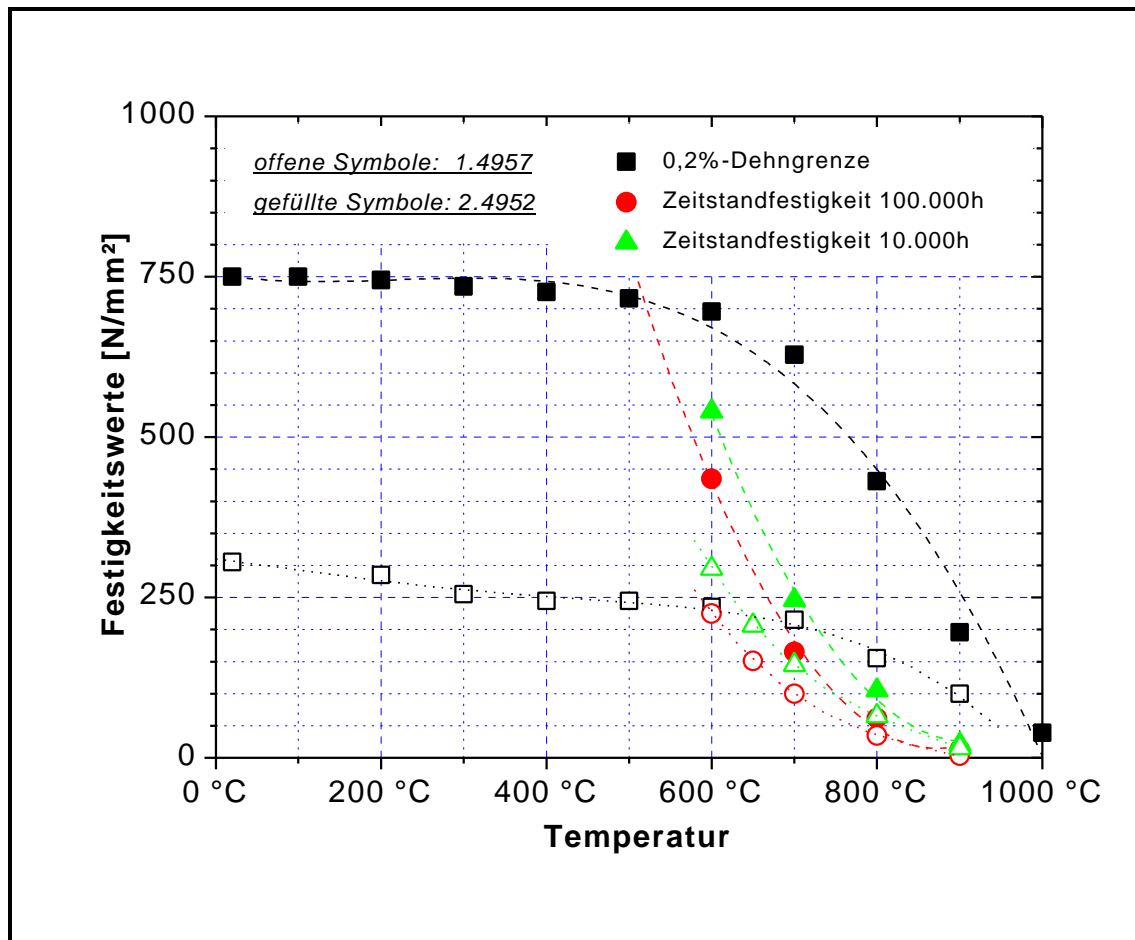


Abb. 6.4: Vergleichende Darstellung der Festigkeitswerte 0,2 %-Dehngrenze und Zeitstandfestigkeit für 10.000h und 100.000h der Werkstoffe 1.4957 und 2.4952 aus /47/, /45/, /46/, /48/, /26/.

Die physikalischen Eigenschaften dieser Werkstoffe erfüllen beide die geforderten Werte für die Kerbschlagzähigkeit, die Bruchdehnung und die Korrosions- und Zunderbeständigkeit. Ein Vergleich der für die Auslegung des neuartigen Erhitzerkopfes erforderlichen Festigkeitseigenschaften beider Werkstoffen wird in Abb. 6.4 dargestellt. Es ist zu erkennen, daß die beiden Werkstoffe in den Festigkeitseigenschaften große Unterschiede aufweisen. Die Nickel-Basis-Legierung (2.4952) weist über weite Bereiche der Temperatur eine fast dreimal größere 0,2 %-Dehngrenze auf als der Chrom-Nickel-Kobalt-Stahlguß (1.4957). Auch die Zeitstandfestigkeitswerte des 2.4952 sind größer als die des 1.4957. Obwohl der zeitkritische Bereich des 2.4952 schon bei niedrigeren Temperaturen als beim 1.4957 einsetzt, sind die Zeitstandfestigkeitswerte für eine Betriebszeit von 100.000 h des 2.4952 um den Faktor zwei größer als die des 1.4957. Der Vergleich mit den in /26/ überschlägig gefundenen Bauteilspannungen zeigt, daß die austenitische Legierung nur bedingt geeignet ist.

Zum Vergleich der wärmetechnischen Eigenschaften der zwei Werkstoffe ist in Abb. 6.5 die Wärmeleitfähigkeit über der Bauteiltemperatur für beide Materialien aufge-

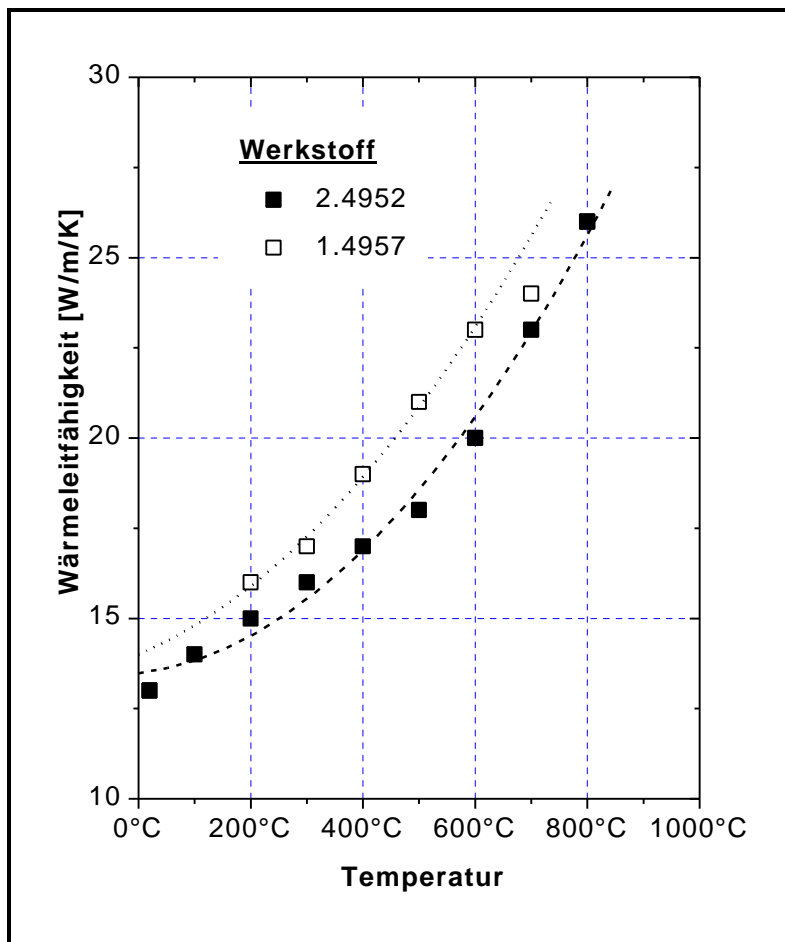


Abb. 6.5: Vergleichende Darstellung der Wärmeleitfähigkeit der Werkstoffe 1.4957 und 2.4952 aus /47/, /45/, /46/, /48/, /26/.

tragen. Es ist zu erkennen, daß die hochlegierte Eisen-Legierung im Vergleich zur Nickel-Basis-Legierung über eine etwa 10 % höhere Wärmeleitfähigkeit verfügt. Die Wärmeleitung hat einen uneinheitlichen Einfluß auf das Verhalten der Vuilleumier-Wärmepumpe. Einerseits sollte sie maximal sein, da der heiße Wärmestrom durch die Behälterwand hindurch transportiert werden muß. Andererseits ist die Größe des Verlustwärmestroms, der durch die Behälterwand längs des heißen Regenerators abgeführt wird, direkt proportional zur Wärmeleitfähigkeit. Bei einer Wärmestromdichte von maximal $9,5 \text{ W/cm}^2$ durch die Be-

hälterwand benötigt die Nickel-Basis-Legierung im Vergleich zum 1.4957 jedoch nur eine um 2 K höhere Temperaturdifferenz zum Transport der Wärme, so daß der Verlustwärmestrom längs der Regeneratorwand den größeren Verlust darstellt. Zusätzlich kann die Behälterwand aufgrund der größeren Festigkeitswerte des 2.4952 mit einer geringeren Wanddicke ausgeführt werden, wodurch die Verluste weiter reduziert werden.

Die bei der festigkeitstechnischen Auslegung des Erhitzerkopfes notwendigen Wärmeausdehnungsbeiwerte sind für beide Werkstoffe in Abb. 6.6 über der Temperatur aufgetragen. Die mittleren Wärmeausdehnungsbeiwerte des 1.4957 sind höher als die des 2.4952. Mit wachsender Temperatur nähern sich die Werte jedoch an. Bei einer Körpertemperatur von 600 °C ist die Wärmedehnung des Austeniten um 14 % höher als die der Nickel-Basis-Legierung. Auch hier weist die Nickel-Basis-Legierung gegenüber dem 1.4957 einen Vorteil auf, da durch den geringeren Ausdehnungsbeiwert die in der Behälterwand auftretenden Spannungen geringer ausfallen, wodurch wiederum die Wanddicke reduziert und somit Material eingespart werden kann.

Aus technischer Sicht kann somit festgehalten werden, daß die Nickel-Basis-Legierung aufgrund der überragenden Fähigkeiten dem Chrom-Nickel-Kobalt-Stahlguß vorzuziehen ist. Der Widerspruch zu dem ökonomischen Ziel, den günstigeren Werkstoff einzu-

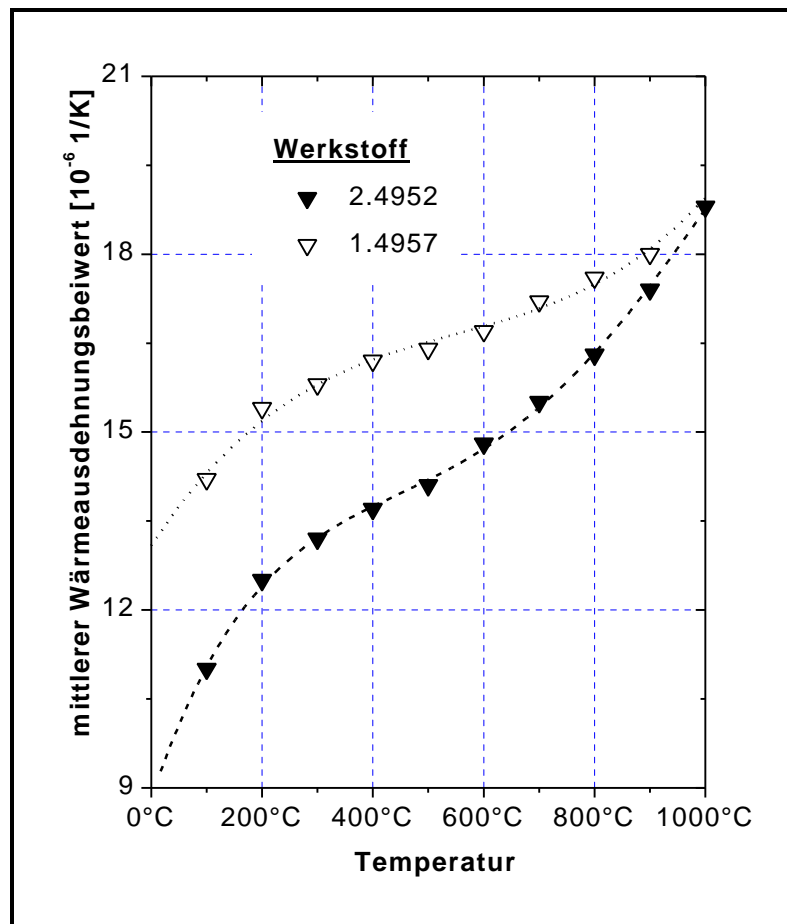


Abb. 6.6: Vergleichende Darstellung des mittleren Wärmeausdehnungsbeiwertes der Werkstoffe 1.4957 und 2.4952 aus /47/, /45/, /46/, /48/, /26/.

setzen, erfordert eine umfassende Optimierung. Da für eine solche Optimierung einerseits eine komplette Kalkulation der Herstellkosten auf der Grundlage einer Serienfertigung und eine kostenoptimierte Konstruktion in Zusammenarbeit mit Spezialisten der Vakuumgußtechnik erforderlich ist, und andererseits noch nicht einmal die Funktion dieses neuartigen Erhitzerkopfkonzeptes an einem Prototypen nachgewiesen wurde, erscheint sie an dieser Stelle jedoch verfrüht. Deshalb wird der Prototyp des 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopfes mit der Nickel-Basis-Legierung 2.4952 als Behälterstahl ausgelegt und

dimensioniert.

6.4.1.2. 'Comferral'-Ringe

Die 'Comferral'-Ringe sollen u. a. aufgrund der besseren Wärmeleitfähigkeit aus einem Buntmetall gefertigt werden, wie in Abschnitt 6.4 erläutert. Bei der Gruppe der Buntmetalle ist jedoch im Gegensatz zu den Stahllegierungen der Wert für die Wärmeleitung stark veränderlich, so daß eine genaue Auswahl sorgfältig erfolgen muß /26/.

Die an den Werkstoff der 'Comferral'-Ringe gestellten Anforderungen stellen für die Buntmetalle eine große Herausforderung dar: Vom Werkstoff wird eine hohe Wärmeleitfähigkeit gefordert, damit die Rippenwirkungsgrade der axial verlaufenden Rippen den konvektiv übertragbaren Wärmestrom nicht zu stark reduzieren. Ein schlechter Rippenwirkungsgrad würde zusätzlich die innere Wandtemperatur der 'Comferral'-Ringe erhöhen und damit den Wärmetransport durch Strahlung einschränken. Außerdem muß der Wärmeausdehnungskoeffizient des Werkstoffes nennenswert höher als der des Erhitzerkopfwerkstoffes sein, der als hochwarmfeste Legierung bei 600 °C einen typischen Wärmeausdehnungskoeffizienten von $\alpha = 16 \cdot 10^{-6} \text{ 1/K}$ aufweist. Aufgrund des Rauch-

gases muß der Werkstoff bis mindestens 700 °C zunderbeständig sein. Um eine sichere Funktion zu garantieren, sollten die 'Comferral'-Ringe unter Betriebsbedingungen den für einen guten Wärmekontakt der Rippenköpfe zur Erhitzerkopf wand notwendigen Tangentialspannungen dauerhaft standhalten. Die einzige Werkstoffvariante unter den Buntmetallen, die alle Anforderungen erfüllt, ist aufgrund der Zunderbeständigkeit nur eine Kupferlegierung mit Aluminium als Legierungszusatz.

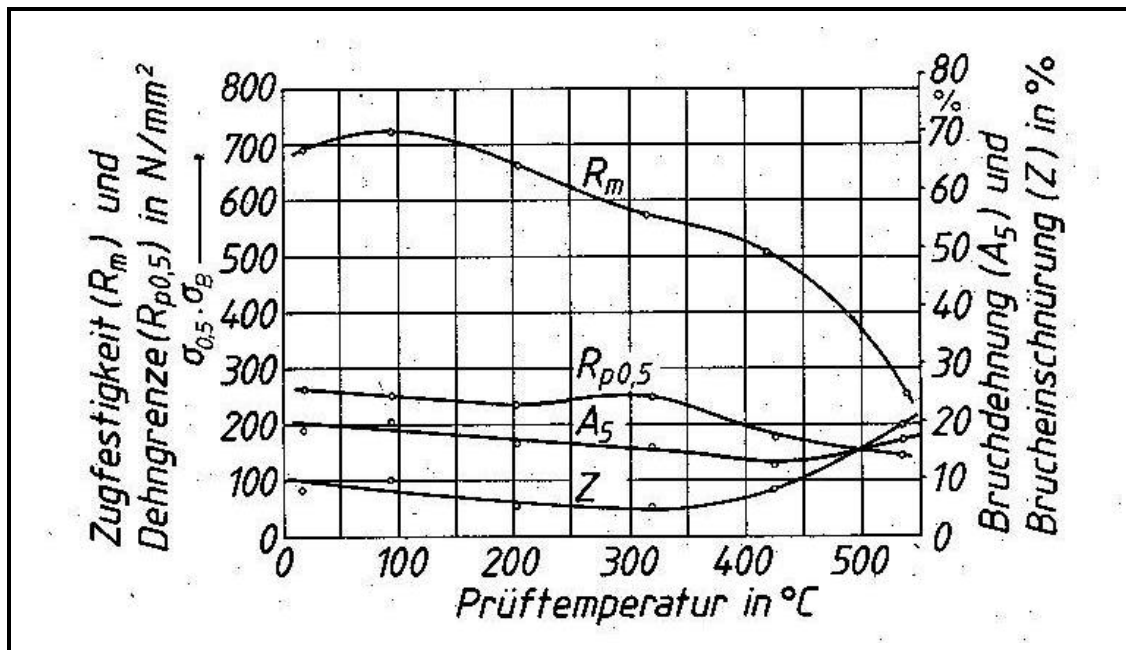


Abb. 6.7: Festigkeitseigenschaften von G-CuAl10Ni bei erhöhten Temperaturen aus /49/.

Der Aluminiumgehalt hat dabei einen hemmenden Einfluß auf die Verzunderung. Kupfer-Aluminium-Legierungen können ab einem sechsprozentigen Legierungszusatz von Aluminium bis zu Temperaturen von 800 °C als zunderbeständig angesehen werden /49/. Bei einem Massenanteil von 10 % Aluminium erreicht diese Legierung ihre maximalen Festigkeitseigenschaften. Demnach wird die Kupfer-Aluminium-Gußlegierung G-CuAl10Ni mit 80 % Kupfer, 10 % Aluminium, 5,5 % Nickel und 4,5 % Eisen für die 'Comferral'-Ringe gewählt. Der Zusatz von Nickel erhöht dabei die Korrosionsbeständigkeit, und der Eisenanteil steigert die Zugfestigkeit um 100 N/mm² bis 150 N/mm². Bei Raumtemperatur weist diese Kupfer-Aluminium-Legierung mit 10 % Aluminium eine Wärmeleitfähigkeit von 60 W/mK auf.

Die Festigkeitseigenschaften der gewählten Legierung sind für erhöhte Betriebstemperaturen in Abb. 6.7 dargestellt. Es ist zu erkennen, daß die Zugfestigkeit mit steigender Temperatur überproportional abnimmt. Die 0,5 % - Dehngrenze nimmt ebenso mit wachsender Temperatur ab, verfügt jedoch über eine geringere Steigung im Vergleich zur Zugfestigkeit. Auffallend in Abb. 6.7 ist die Tatsache, daß die Festigkeitseigenschaften des G-CuAl10Ni nur bis zu einer Prüftemperatur von 550 °C ermittelt wurden. Da die 'Comferral'-Ringe Betriebstemperaturen von bis zu 650 °C erreichen können, ist die Frage nach den dann vorliegenden Festigkeitseigenschaften zu beantworten. Eine Extrapolation der vorliegenden Werte für die 0,5 % - Dehngrenze bis zur Einsatztempe-

ratur von 650 °C ergibt einen Wert von 120 N/mm². Eine Untersuchung zu den Zeitstandeigenschaften dieser Kupferlegierungen zeigt, daß die Zeitstandfestigkeit dieser Legierung erst über 300 °C die 0,5 % - Dehngrenze unterschreitet /50/. Das Temperaturfeld über 400 °C wurde dabei jedoch nicht untersucht. Da soweit bekannt keine weiteren Daten zu diesen Werkstoffen veröffentlicht sind, können die Werkstoffwerte nur durch unsichere Extrapolationsverfahren, wie in /51/ und /26/ beschrieben, ermittelt werden. Der Unsicherheit bei der Extrapolation wird durch einen Sicherheitsbeiwert von 1,5 bei der Dimensionierung kompensiert. Die Spannungen innerhalb der 'Comferral'-Ringe bei Betriebstemperaturen um 650 °C sollten demnach unter Berücksichtigung eines Sicherheitsbeiwertes die maximal zulässige Spannung von 80 N/mm² nicht überschreiten. Da die Funktion der 'Comferral'-Ringe in Verbindung mit Labormustern untersucht werden, können diese mit großen Unsicherheiten behafteten Werkstoffdaten angewandt werden⁸.

6.4.2. Wärmetechnische Auslegung

Auf die differenzierte wärmetechnische Auslegung der komplexen Wärmeübertragungsvorgänge wird im Rahmen dieses Berichtes nicht eingegangen. Es wird im folgenden kurz über die Ergebnisse der Gasamtsimulation berichtet. Eine umfassende Berichterstattung über die Grundlagen und Auswahlprogramme wurde in /26/ vorgenommen.

Bei der Beschreibung der Auslegungsergebnisse wird zwischen denen im Bereich der 'Comferral'-Ringe und des Klöpperbodens unterschieden.

6.4.2.1. 'Comferral'-Ringe

Nachdem die 'Comferral'-Ringe einzeln ausgelegt und in ihren wärmetechnischen und fertigungstechnischen Eigenschaften optimiert wurden, ist das wärmetechnische Verhalten des 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopfes in Summe numerisch simuliert worden. Die Ergebnisse dieser Berechnung und die maßgeblichen geometrischen Parameter der 'Comferral'-Ringe sind in Tab. 6.2 aufgelistet. Die Brennkammer wurde bei der Simulation von einem Erdgasbrenner mit einer Leistung von 14.500 W beheizt. Wie aus Tab. 6.2 hervorgeht, werden davon an das Arbeitsgas 80 %, also 11.569 W, übertragen. In die 'Comferral'-Ringe und über diese an das Arbeitsgas werden in Summe 3.463 W durch Strahlung und 6.165 W durch konvektive Vorgänge abgegeben. Zusätzlich werden 1.941 W direkt durch Strahlungsvorgänge an den Klöpperboden, der den heißen Zylinderraum abschließt, übertragen.

Die Forderung nach einer konstanten Wärmestromdichte kann mit der gewählten rauchgasseitigen Struktur, wie aus Tab. 6.2 ersichtlich, erfüllt werden. Die Wärmestromdichte schwankt um weniger als 3 % und liegt somit in der üblichen Bandbreite

⁸ Persönliches Diskussionsergebnis mit Dr. Türpe vom Deutschen Kupfer-Institut in Düsseldorf.

der wärmetechnischen Vorhersagbarkeit. Es resultiert daraus eine konstante rauchgasseitige Oberflächentemperatur der Trennwand zwischen 586 °C und 597 °C und auch eine weitgehend konstante Temperatur der inneren Oberfläche der ‘Comferral’-Ringe von etwa 650 °C, so daß die Forderung nach einer Temperaturbelastung von maximal 650 °C für das Buntmetall ebenfalls erfüllt wird.

	Ring I	Ring II	Ring III	Ring IV	Klörperboden	Σ
Rippenanzahl	30	60	120	240	-	-
Rippenhöhe [mm]	10	10	10	10	-	-
Rippenbreite [mm]	7	3	1,6	1,6	-	-
Strahlungswärmemenge [W]	635	905	1.111	812	1.941	5.404
konv. übertragene Wärmemenge [W]	1.960	1.654	1.379	1.172	-	6.165
Wärmestromdichte der Trennwand [W/cm ²]	9,78	9,65	9,38	9,61	-	-
rauchgasseitige Temperatur der Trennwand [°C]	597	597	595	586	-	-
Temperatur der inneren Oberfläche der ‘Comferral’-Ringe [°C]	652	656	648	607	-	-
Strömungsdruckverlust [Pa]	1,34	1,72	3,16	18,5	-	24,7

Tab. 6.2: wärmetechnische und geometrische Daten der ‘Comferral’-Ringe aus /26/.

Die innerhalb der Konvektionszone der ‘Comferral’-Ringe verursachten Strömungsdruckverluste betragen in Summe 25 Pa und sind somit ähnlich den Druckverlusten, die in Heizungsaggregaten bestehender Technik auftreten. Dies ist wichtig, damit für das Gebläse des Brenners keine größeren Energieaufwendungen notwendig werden und bestehende Gebläse eingesetzt werden können.

Die letzte offene wärmetechnische Frage bei der Auslegung des neuartigen ‘Comferral’-Ring-Erhitzerkopfes ist die Berechnung der arbeitgasseitigen Strömung auf der Innenseite des Klörperbodens, um sicherzustellen, daß die eingekoppelte Strahlungswärme zu keiner Überhitzung des Klörperbodens führt. Entsprechende Überlegungen und die konkrete Auslegung werden im kommenden Abschnitt durchgeführt.

6.4.2.2. Klörperboden

Der Klörperboden, der einerseits als drucktragende Begrenzung des heißen Zylinder-raums dient und andererseits den Boden der Brennkammer bildet, spielt bei der Übertragung des heißen Wärmestroms an das Arbeitsgas, wie oben dargestellt, nur eine untergeordnete Rolle. So werden über ihn nur etwa 16 % des Antriebswärmestroms übergeben. Aufgrund der besonderen festigkeitstechnischen Anforderungen und des unmittelbaren Kontakts zur Verbrennungszone des MatriX-Brenners ist eine differenzierte wär-

metechische Auslegung zur sicheren Vermeidung zu hoher Temperaturbelastungen notwendig.

Ziel der wärmetechnischen Auslegung des Klöpperbodens ist, bei einer maximalen Arbeitsgastemperatur im heißen Zylinderraum von 550 °C auf der Außenseite des Klöpperbodens eine Wandtemperatur von maximal 600 °C sicher zu stellen.

Die Außenseite des Klöpperbodens wird durch einen Strahlungswärmestrom in der Größenordnung von 1.941 W erwärmt. Eine Wärmeübertragung durch Konvektion kann vernachlässigt werden, da in der Brennkammer an dieser Stelle nur geringe Geschwindigkeiten herrschen. Der Klöpperboden hat eine als Ebene angenäherte Fläche $A_{\text{Klöpper}}$ mit einer Größe von 468 cm². Die gleichmäßige Strahlungsbelastung ergibt eine Wärmestromdichte von 4,15 W/cm², die etwa halb so groß ist wie im Bereich der 'Comferral'-Ringe.

Auf der Innenseite des Klöpperbodens strömt das Arbeitsgas in einem Spaltwärmeübertrager. Von den 48 Kanälen strömt das Arbeitsgas radial zur Behältermitte. An den in Abb. 6.3 dargestellten Füllkörper schließt sich ein Kugelsegment an, das als Leitblech das Arbeitsgas an der Kalotte des Klöpperbodens entlangführt. Der Spalt zwischen dem Klöpperboden und dem Leitblech ist derart dimensioniert, daß der Strömungsquerschnitt in Richtung Behältermitte annähernd konstant bleibt. Das Arbeitsgas strömt demnach mit konstanter Geschwindigkeit in einem in der Höhe und Breite veränderlichen Spalt. Das Leitblech reicht bis auf einen Durchmesser von 50 mm an den Behältermittelpunkt heran. Ab dieser Stelle wird das Arbeitsgas durch eine zentralen Verdickung der

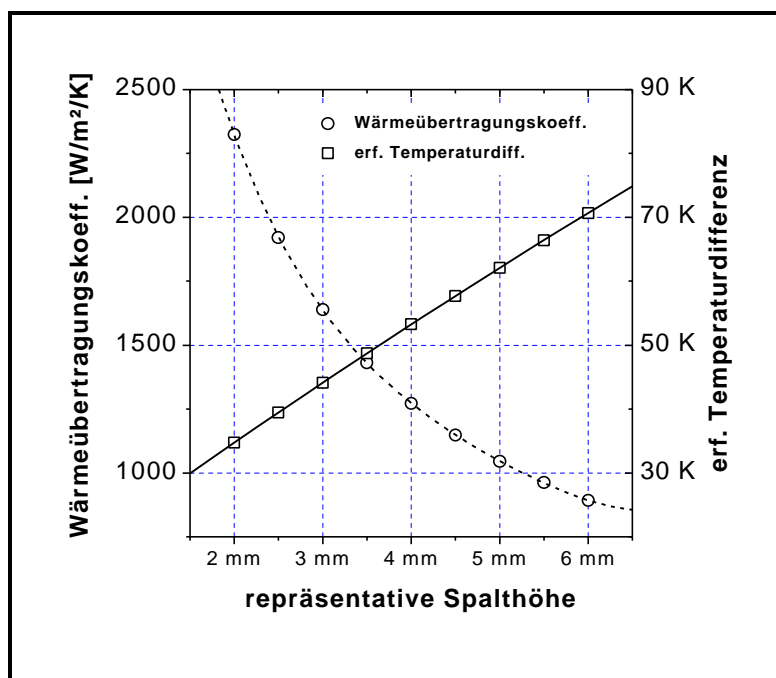


Abb. 6.8: Wärmeübertragungskoeffizient in der Spaltströmung zwischen Klöpperboden und Leitblech und die erforderliche Temperaturdifferenz zwischen äußerer Klöpperbodentemperatur und Arbeitsgastemperatur zur Gewährleistung der Wärmestromdichte über der repräsentativen Spalthöhe, aus /26/.

Klöpperbodenwand in den heißen Raum umgelenkt. Die Erhöhung der Wanddicke in der Klöpperbodenmitte hat zusätzlich die Funktion, den heißen Zylinderraum mit einer Kugelfläche ohne Absätze abzuschließen, damit das obere Ende des heißen Verdrängers in einer einfachen und druckstabilen Kontur ausgebildet werden kann.

Zur Beschreibung der Wärmeübertragungsvorgänge innerhalb der Spaltströmung wird aufgrund der konstanten Strömungsgeschwindigkeit

keit nur eine repräsentative Spalthöhe benötigt, die dann verdoppelt als hydraulischer Durchmesser in die Nusselt-Gesetze für Rohrströmungen von Hausen /52/ eingesetzt wird. Als repräsentative Spalthöhe wird die Kanalhöhe nach halbem Strömungsweg gewählt. Aus dem Wärmeübertragungskoeffizienten kann dann ein Wärmeübertragungswiderstand gebildet werden, der mit dem Wärmeleitwiderstand durch den Klöpferboden zu einem Gesamtwiderstand zusammengefaßt werden kann. Der Klöpferboden benötigt nach einer Vorkalkulation eine Wanddicke von etwa 5 mm.

In Abb. 6.8 sind die Wärmeübertragungskoeffizienten in der Spaltströmung über der repräsentativen Spalthöhe dargestellt. Es ist zu erkennen, daß der Wärmeübertragungskoeffizient mit wachsender Spaltweite nennenswert abnimmt. Die für eine Wärmestromdichte von $4,15 \text{ W/cm}^2$ erforderliche Temperaturdifferenz zwischen Brennraumwand und Arbeitsgas ist ebenfalls in Abb. 6.8 über der Spaltweite aufgetragen. Es ist zu erkennen, daß die geforderte Temperaturdifferenz von 50 K mit einer repräsentativen Spaltweite von 3,5 mm erreicht werden kann. Das Leitblech wird dementsprechend angeordnet, so daß es außen einen Abstand von 2,5 mm und innen von 6 mm zum Klöpferboden hat.

6.4.3. Festigkeitsauslegung

Die Festigkeitsauslegung des 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopfes kann im Rahmen dieses Berichtes nur überschlägig bzw. beispielhaft beschrieben werden, da eine umfassende Beschreibung den Rahmen dieses Abschnittes sprengen würde. Es werden somit im folgenden für die Festigkeitsauslegung des drucktragenden Erhitzerkopfes beispielhaft die Belastungen in der Zylinderwand längs des heißen Regenerators, in der sich die thermischen Spannungen und Druckspannungen zur maximalen Belastung überlagern, qualitativ analysiert.

Beispielhaft für die Dimensionierung der 'Comferral'-Ringe bezüglich ihrer Körperspannungen und des thermisch verursachten Körperkontaktes zwischen 'Comferral'-Ringe und Wärmeübertragerzylinder mittels Finite-Elemente-Methode, wird die Auslegung des 'Comferral'-Ring I dargestellt.

6.4.3.1. Zylinderwand längs des heißen Regenerators

Die Zylinderwand längs des heißen Regenerators gehört wegen der Überlagerung von thermischen und mechanischen Spannungen, wie bereits oben beschrieben, zu den meistbelasteten Bauteilen einer Vuilleumier-Wärmepumpe. Da die differenzierte Auslegung nur mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode möglich ist und dabei aufwendige nichtlineare Berechnungen erforderlich sind, wird im folgenden in Anlehnung an /26/ durch eine qualitative Betrachtung der Grundzusammenhänge die Gestaltungsidee der Behälterwand nachvollziehbar erarbeitet.

Die Belastung der Zylinderwand des Druckbehälters im Bereich um den heißen Regenerator wird zum Teil durch den Innendruck des Behälters verursacht. Eine einfache Me-

thode zur Vorkalkulation der axialen und tangentialen Spannungen ist über die Kesselformel möglich. Für die Zylinderwand mit einem Innendurchmesser von 247 mm ergibt sich so bei einer Wanddicke von 10 mm eine Tangentialspannung von 142 N/mm². Das führt zu einer radialen elastischen Dehnung von ca. 0,1 mm.

Wesentlich größere radiale Dehnungen verursacht die Temperaturbelastung der Zylinderwand. Die thermische Dehnung beträgt bei einer Bauteiltemperatur von 600 °C und der genannten Geometrie in radialer Richtung ca. 1 mm. Daher treten große thermische Spannungen in der Zylinderwand an den beiden Stellen auf, an denen sich der Temperaturgradient in axialer Richtung stark ändert. Unter Betriebsbedingungen weist die Zylinderwand in der Höhe des warm/heißes Wärmeübertragers keinen Temperaturgradienten in axialer Richtung auf und hat eine konstante Temperatur ähnlich der des Heizungswassers. Parallel zum heißen Regenerator bildet sich in der Zylinderwand auf der Länge von 65 mm ein linearer Anstieg der Temperatur von ca. 50 °C bis auf das Niveau der Erhitzerkopftemperatur von ca. 600 °C. Der Temperaturgradient in axialer Richtung beträgt dabei im Maximalfall 8,5 K/mm. Im Bereich der Krempe des Klöpperbodens am Erhitzerkopf ist die Wandtemperatur in axialer Richtung wieder konstant. Der Temperaturgradient ist hier annähernd null.

Die Temperaturgradienten in axialer Richtung verursachen eine starke Verformung der zylindrischen Wand. Während die Wand am unteren und oberen Ende zylindrisch bleibt, stellt sich auf der Höhe des Regenerators die Kontur eines Kegelstumpfes ein. Die maximalen Spannungen treten dabei an den Stellen des Übergangs zwischen Zylinder und Kegelstumpf auf. Kritisch ist dabei aus Gründen der höheren Temperatur jedoch der obere Übergang.

Die Größe der an diesem Übergang auftretenden Spannung ist abhängig von der Wandstärke und von der Größe der Veränderung des Temperaturgradienten in axialer Richtung. Die Veränderung des Temperaturgradienten kann wegen des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik nicht sprunghaft auftreten, da der im Temperaturgradienten implementierte Wärmeleitungsstrom auch in die Behälterwand einströmen muß. Auf der anderen Seite verfügt der heiße Regenerator über eine sehr große Wärmekapazität und prägt damit den Temperaturverlauf.

Eine ebene Betrachtung der Verformung ermöglicht, die Größenordnung der thermischen Spannungen bereits im Vorfeld überschlägig zu quantifizieren. Unter der Annahme, daß die Veränderung des Temperaturgradienten auf einer Länge der Zylinderwand von 10 mm stattfindet und die Wand wie oben eine Dicke von 10 mm aufweist, verursacht die Biegung eine Dehnung von $\varepsilon = 0,0043$ und Spannungen von über 884 N/mm². Diese einfache ebene Betrachtung ist zwar nur näherungsweise zulässig, sie zeigt aber eindrucksvoll die Problemstellung, da derartige Spannungen von keinem gängigen metallischen, druckbehältertauglichen Werkstoff bei Betriebstemperaturen von 600 °C getragen werden können.

Zusammenfassend benötigt die Zylinderwand einerseits eine endliche Wanddicke, um die durch den Innendruck verursachten Tangentialspannungen zu tragen, andererseits

sollte die Wand möglichst dünn sein, um den Verformungen infolge der Temperaturverteilung nicht entgegenzustehen. Die Lösung für dieses Problems liegt in der Trennung der Funktionen. Indem der Behälter außen mit schmalen umlaufenden Rippen bestückt wird, können die Tangentialspannungen teilweise in der bestehenden Behälterwand, aber im wesentlichen in den Rippen getragen werden. Gleichzeitig behindern die Rippen nicht die Verformung des Behälters infolge der Temperaturverteilung, und das hat somit geringere thermische Spannungen zur Folge. Anschaulich befinden sich in den Senken zwischen den Rippen 'Gelenke', die die von der Temperaturverteilung verursachten Dehnungen ermöglichen. Realisierbar wird diese Konstruktion durch die Tatsache, daß die in einer Zylinderwand infolge des Innendrucks auftretenden Tangentialspannungen doppelt so groß sind wie die axialen Spannungen. Demnach kann die verbleibende Wanddicke in den Senken zwischen den umlaufenden Rippen halb so groß sein wie die aufgrund der Tangentialspannungen erforderliche Wanddicke.

Mit Hilfe der umlaufenden Rippen gelingt es, den mehrachsigen Spannungszustand zu vergleichmäßigen. Die Spannungsspitzen in der Behälterwand, in Höhe der Ober- und Unterkante des heißen Regenerators, können so reduziert werden. Die Bauteilbelastung bleibt jedoch auf einem so hohen Niveau, daß nur Hochleistungswerkstoffe, die oben verglichen wurden, angewendet werden können.

6.4.3.2. 'Comferral'-Ring I

Die 'Comferral'-Ringe, das Herzstück des rauchgasseitigen Wärmeübertragers, verlangen nach einer sehr sorgfältigen Dimensionierung, da der Wärmetransport von den 'Comferral'-Ringen an den heißen Wärmeübertragerzylinder nur auf den durch thermische Dehnungen verursachten Anpreßkräften basiert. Da das Buntmetall, aus dem die 'Comferral'-Ringe gefertigt sind, bei Betriebstemperaturen von maximal 700 °C nur noch geringe Festigkeitseigenschaften aufweist, dürfen die auftretenden Tangentialspannungen in dem Ring nicht die zulässigen Werte überschreiten. Eine plastische Verformung der 'Comferral'-Ringe würde dazu führen, daß der Wärmeabtransport an den Wärmeübertragerzylinder nicht erfolgen kann und der 'Comferral'-Ring durch das Rauchgas, welches Temperaturen oberhalb des Schmelzpunktes aufweist, aufgeschmolzen würde.

Der beispielhaft beschriebene 'Comferral'-Ring I verfügt gemäß der wärmetechnischen Auslegung in Abschnitt 6.4.2 über 30 radial nach außen weisende Rippen mit einer Rippenbreite von 7 mm. Die beiden Freiheitsgrade, die im Rahmen der festigkeitstechnischen Auslegung noch in Grenzen wählbar sind, sind einerseits die Wanddicke des umlaufenden Ringes und andererseits der Spalt zwischen den Rippenköpfen der 'Comferral'-Ringe und dem heißen Wärmeübertragerzylinder bei Raumtemperatur. Bei der Wahl der Wanddicke muß berücksichtigt werden, daß die Forderung nach einer ausreichenden Ausbrandlänge erfüllt bleibt. Diese Randbedingung führt jedoch durch die halbkugelförmige Form der Brennermatrix nur bei der Auslegung von 'Comferral'-Ring IV zu ernsthaften Beschränkungen.

Die festigkeitstechnische Auslegung der 'Comferral'-Ringe stellt sich als eine Kombination aus einem Kontaktproblem und den beim Kontakt auftretenden Spannungen und Verformungen in den Ringelementen zwischen den Rippen dar. Eine differenzierte und in diesem Fall tragbare festigkeitstechnische Dimensionierung ist nur mit der Finite-Elemente-Methode möglich. Dabei werden in einem nichtlinearen Berechnungsverfahren Kontaktelemente zwischen den Bauteilen eingesetzt, die bei einem frei wählbaren Körperabstand Druckkräfte übertragen.

Bei der Modellierung der 'Comferral'-Ringe in Finiten-Elementen werden die Symmetrien in der Form ausgenutzt, daß jeweils nur zwei benachbarte Kanäle abgebildet werden. Unter Minimierungsgesichtspunkten hätte die Abbildung eines halben Kanals genügt. Da die Rechenzeit jedoch keinen nennenswerten Einfluß hat, können durch die Modellierung der zwei benachbarten Kanäle in einem Schritt die gesetzten Randbedingungen in einfacher Weise auf Symmetrie überprüft werden. Diese ist insbesondere wichtig, weil in COSMOS/M, dem benutzten FEM-Programm, zur Definition der Randbedingungen mehrfach das aktive Koordinatensystem gewechselt werden muß, wodurch folgenschwere Fehler verursacht werden können.

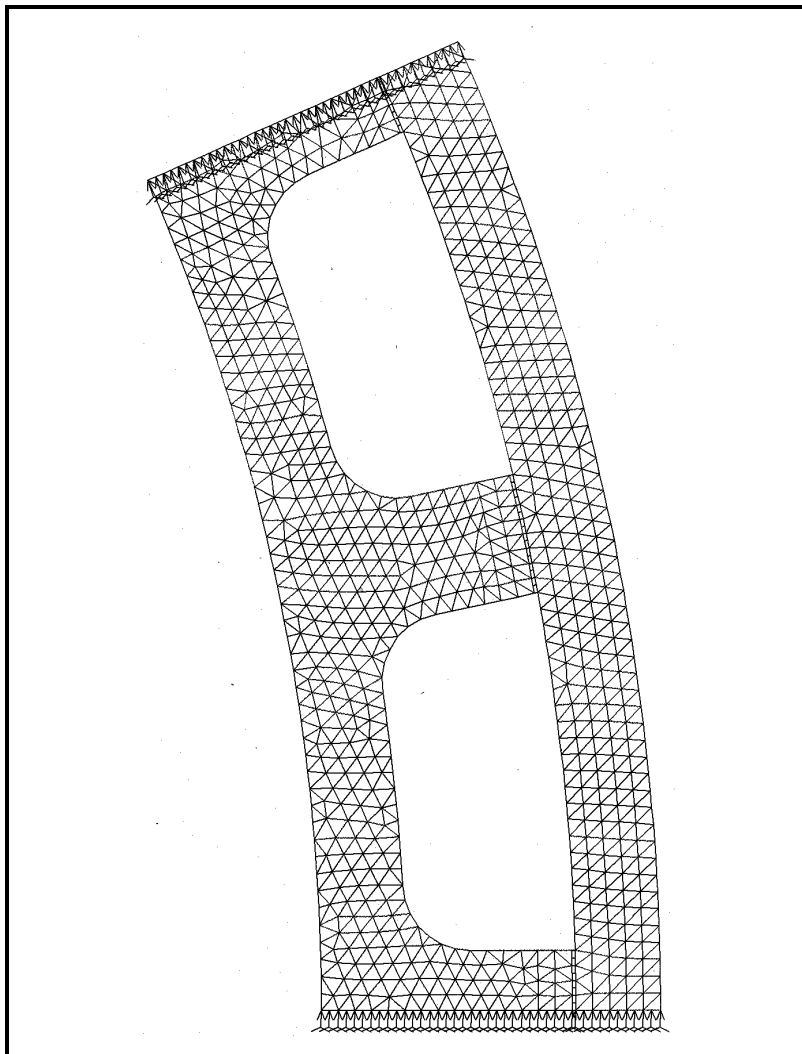


Abb. 6.9: Gitterstruktur zur FEM-Berechnung des 'Comferral'-Ringes I, aus /26/.

Der Kontakt zwischen den Rippenköpfen und dem Wärmeübertragerzylinder wird über sogenannte GAP-Elemente simuliert. Als Stabelemente (2 Knoten) sind sie in der Lage, bei der Unterschreitung eines frei wählbaren Knotenabstands Druckkräfte in axialer Richtung der Stabes zu übertragen. Die Netzgenerierung wird so gesteuert, daß durch die Verbindung der gegenüberliegenden Knoten an den Rippenköpfen radial ausgerichtete Stabelemente (GAP) angeordnet werden. In Abb. 6.9 ist die Gitterstruktur zur Berechnung des 'Comferral'-Ringes I dargestellt. In

Abb. 6.9 ist zusätzlich zu erkennen, daß der Wärmeübertragerzylinder, wie bereits oben erwähnt, als geschlossener Zylinder simuliert wird.

Bevor die Spannungsberechnung durchgeführt werden kann, wird in einer transienten (zeitlichen) thermischen Berechnung jedem Knoten eine Temperatur zugeordnet. Dabei wird eine Anlaufkurve durchfahren, die in 20 Schritten, beginnend bei der Raumtemperatur, die Zieltemperatur mit einer abnehmenden Steigung erreicht. Die Temperatur-Randbedingungen werden an drei Stellen aufgeprägt. Der Innenseite des 'Comferral'-Ringes wird die Zieltemperatur 652 °C und der Innen- bzw. Außenseite des Wärmeübertragerzylinders werden die Zieltemperaturen von 600 °C bzw. 580 °C aufgeprägt. Da in jedem Berechnungsschritt eine stationäre Temperaturverteilung von Interesse ist, wird die spezifische Wärmekapazität der beiden Materialien annähernd zu Null gesetzt, um den Zeitfaktor aus der Berechnung zu eliminieren. Die so gewonnenen Temperaturverteilungen der 20 Berechnungsschritte werden im Anschluß an das nichtlineare Berechnungsmodul übergeben.

Bei der nichtlinearen Berechnung werden aus den Temperaturverteilungen und den temperaturabhängigen Werkstoffdaten die auftretenden Dehnungen und daraus die Spannungen berechnet, die bei den 'Comferral'-Ringes vom Zustand der GAP-Elemente abhängen. Sofern diese noch nicht geschlossen sind, führen die thermischen Dehnungen zu keinen Spannungen. Erst bei Schließung der Kontaktelemente wird der thermischen Dehnung ein Hindernis in den Weg gestellt, welches Körperspannungen zur Folge hat.

Bevor aus den Spannungsberechnungen die Spaltweite zwischen dem 'Comferral'-Ring I und dem Wärmeübertragerzylinder ermittelt werden kann, muß die Frage nach den erreichbaren Fertigungstoleranzen gestellt werden: Die im Strang gepreßten 'Comferral'-Ringe verfügen fertigungsbedingt über eine für diese Anwendung unzureichende Toleranzbreite, da in diesem Fertigungsverfahren bei den geforderten Durchmessern nur Toleranzbreiten größer 1 mm erreichbar sind. Durch ein anschließendes hydrostatisches Verpressen kann die Toleranzbreite des Durchmessers jedoch auf 5/100 mm reduziert werden. Ähnliches gilt für den Wärmeübertragerzylinder, der als Gußkörper entweder innen ausgedreht oder auch hydrostatisch verpreßt wird, wodurch eine Toleranzbreite des Durchmessers von ebenfalls 5/100 mm erreicht wird. In der Summe bedeutet dies, die 'Comferral'-Ringe so zu dimensionieren, daß ein zusätzlicher radialer Spalt von 5/100 mm wegen Fertigungsunsicherheiten ihre Funktion nicht beeinträchtigt.

Bei der Spannungsberechnung wird iterativ vorgegangen. Die Distanz der GAP-Elemente wird in Schritten von 5/100 mm variiert, bis in zwei benachbarten Rechnungen sowohl die wärmetechnische Funktion des 'Comferral'-Ringes durch einen sicheren Kontakt der Rippenköpfe zum Wärmeübertragerzylinder gewährleistet ist, als auch die zulässigen Spannungen im 'Comferral'-Ring nicht überschritten werden. Für den 'Comferral'-Ring I sind die Ergebnisse dieser beiden Rechnungen in Abb. 6.10 mit einer GAP-Distance von 0,30 mm und Abb. 6.11 mit einer GAP-Distance von 0,35 mm dargestellt.

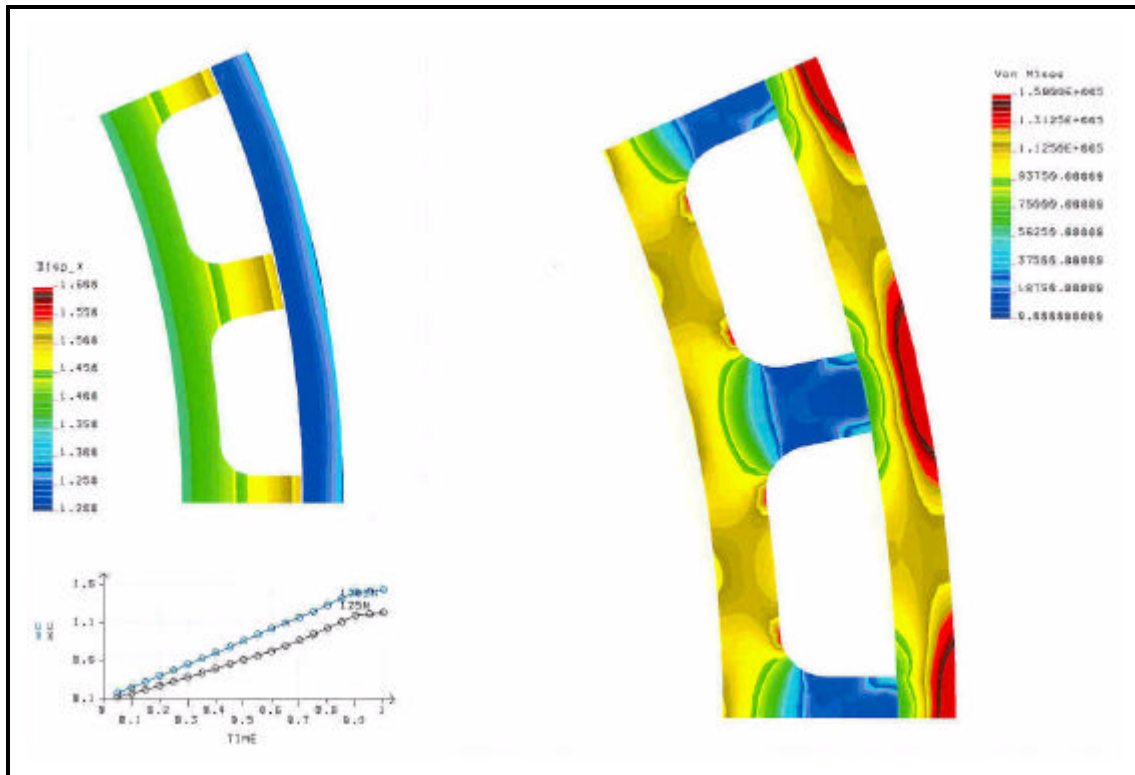


Abb. 6.10: Ergebnisse der FEM-Berechnung von 'Comferral'-Ring I mit einer GAP-Distance von 0,30 mm. Auf der linken Seite sind die radialen Dehnungen in mm und auf der rechten Seite die Vergleichsspannungen nach von Mises in 10^{-3} N/mm^2 dargestellt, aus /26/.

In Abb. 6.10 ist auf der linken Seite die radiale Dehnung der Knoten dargestellt. Es ist zu erkennen, daß der Dehnungsunterschied zwischen dem Rippenkopf und dem Wärmeübertragerzylinder genau 0,30 mm, die eingestellte GAP-Distance, beträgt. Unterhalb der radialen Dehnungen ist das Verhalten eines GAP-Elementes exemplarisch für alle dargestellt. Die radialen Dehnungen zweier mit einem GAP-Element verbundenen Knoten sind über den Verlauf der 20 Berechnungsschritte dargestellt. Die unteren Werte sind die des Knotens auf dem Wärmeübertragerzylinder, was an der geringeren Steigung eindeutig zu erkennen ist. Die oberen Werte beschreiben die Dehnungen des Knotens auf dem 'Comferral'-Ring. Es ist zu erkennen, daß im 12. Berechnungsschritt das GAP-Element geschlossen wird, und ab diesem Zeitpunkt die radialen Dehnungen der beiden Punkte parallel laufen. Unter Betrachtung der Anlaufkurven entspricht der 12. Berechnungsschritt einer Temperatur des 'Comferral'-Ringes von $447 \text{ }^\circ\text{C}$.

Auf der rechten Seite von Abb. 6.10 sind die bei Erreichen der Zieltemperatur auftretenden Spannungen dargestellt. Es ist zu erkennen, daß in dem inneren Ring des 'Comferral'-Ring I maximale Vergleichsspannungen von 118 N/mm^2 auftreten. Die zulässige Spannung von 80 N/mm^2 wird demnach überschritten. Da eine Bewertung dieser Spannungen erst im Zusammenhang mit den Ergebnissen der nächsten Rechnung sinnvoll ist, ist in Abb. 6.11 analog zu Abb. 6.10 das Berechnungsergebnis mit einer um $5/100 \text{ mm}$ größeren GAP-Distance von $0,35 \text{ mm}$ dargestellt.

Auf der linken Seite von Abb. 6.11 ist anhand der radialen Dehnungen zu erkennen, daß die GAP-Elemente erst mit dem 14. Berechnungsschritt bei einer Temperatur des 'Comferral'-Ringes von 510 °C schließen. Auf der anderen Seite der Abb. 6.11 können die Vergleichsspannungen abgelesen werden. Sie betragen maximal 80 N/mm² und überschreiten nicht die zulässige Höchstspannung.

Aus diesen beiden Berechnungen ist zu ersehen, daß das Fenster, in dem einerseits die wärmetechnische Funktion garantiert ist und andererseits der 'Comferral'-Ring nicht überlastet wird, sehr klein ist. Dieses kleine Fenster wirft die Frage auf, wie der 'Comferral'-Ring auf Unsicherheiten in der wärmetechnischen Auslegung reagiert und ob eine Abweichung der 'Comferral'-Ring-Temperatur von 10 K von der Auslegungstemperatur zu einem Funktionsausfall führt und die Umsetzung der 'Comferral'-Ringe in eine reale Konstruktion nicht möglich ist.

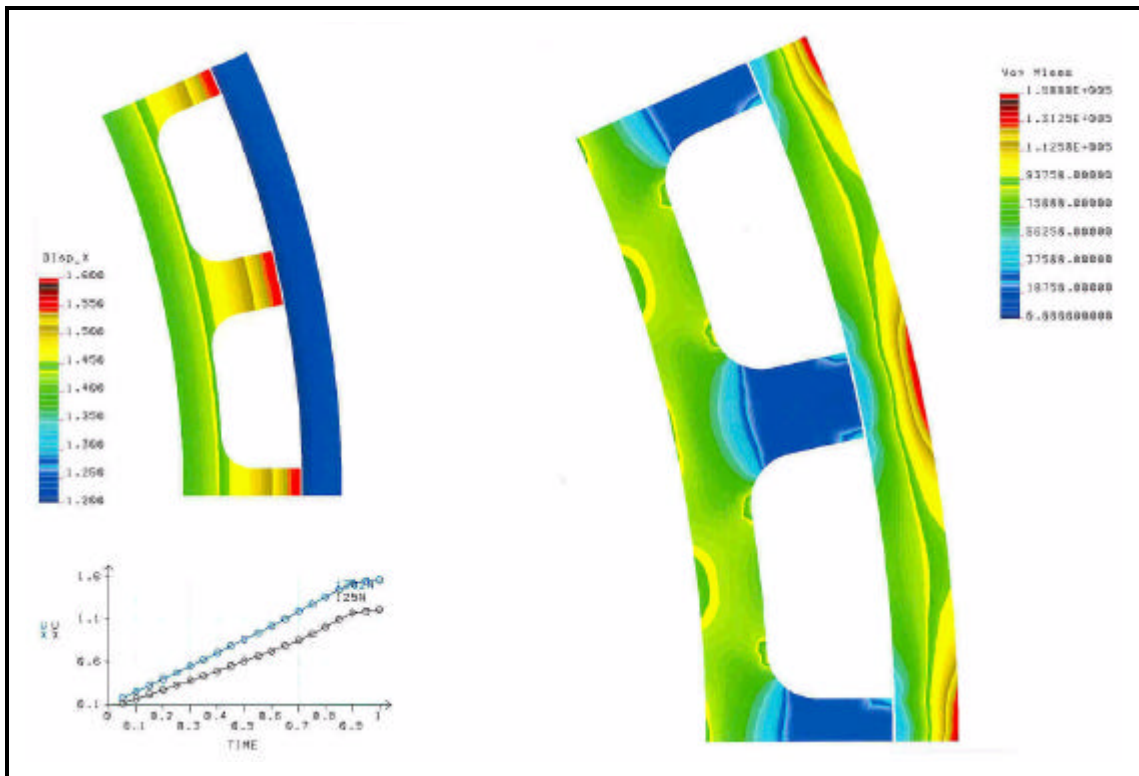


Abb. 6.11: Ergebnisse der FEM-Berechnung von 'Comferral'-Ring I mit einer GAP-Distance von 0,35 mm. Auf der linken Seite sind die radialen Dehnungen in mm und auf der rechten Seite die Vergleichsspannungen nach von Mises in 10^{-3} N/mm² dargestellt, aus /26/.

An dieser Stelle ist es erforderlich, die nach herkömmlichen Kriterien durchgeführte Auslegung zu überdenken. Eine Überschreitung der zulässigen Spannungen im 'Comferral'-Ring würde bei den hohen Temperaturen zu einer leichten Einbeulung des Ringes zwischen den Rippen führen, die als plastische Verformung erhalten bleibt, die Funktion jedoch nicht einschränkt, da der wärmetechnische Kontakt sicher hergestellt bleibt. Für den Fall, daß der 'Comferral'-Ring bei Betriebstemperatur noch nicht sicher anliegt oder die auftretende Betriebstemperatur unterhalb der Auslegungstemperatur liegt, würde der 'Comferral'-Ring vom Rauchgas weiter erwärmt und nach einer Über-

hitzung um wenige Kelvin am Wärmeübertragerzylinder anliegen. Die Folge wäre eine leichte Reduktion des Brennerwirkungsgrades und kein Funktionsausfall, denn insgesamt läßt sich festhalten, daß die Funktion der 'Comferral'-Ringe bzw. des 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopfes erhalten bleibt.

Somit kann die Umsetzung der 'Comferral'-Ringe im Rahmen der geplanten Prototypenkonstruktion unter Inkaufnahme einer gewissen Unsicherheit erfolgen. Da auf der einen Seite als negativer Effekt die Reduktion des Brennerwirkungsgrades mit Einfluß auf die Gesamtleistungszahl droht und auf der anderen Seite nur die leichte plastische Verformung des 'Comferral'-Ringes ohne Funktionseinbußen steht, wird diese Seite bei der Auslegung bevorzugt. Die Fertigung des 'Comferral'-Ring I wird daher so ausgeführt, daß sich in Kombination zum Erhitzerkopf ein radialer Spalt von 0,30 mm bis 0,35 mm ergibt. Der innere Ring des 'Comferral'-Ringes wird in einer Wanddicke von 5 mm ausgeführt. Eine weitere Steigerung der Wanddicke ist aus Gründen der thermischen Trägheit und des wärmetechnischen Durchgangswiderstands für die Strahlungswärme und im Hinblick auf die Materialkosten nicht günstig.

Wie die Ausführungen in /26/ zeigen, konnten mit Hilfe ähnlicher Überlegungen auch für die anderen drei 'Comferral'-Ringe die Dimensionierung des Dehnspaltes vorgenommen werden. Da bei der Auslegung der 'Comferral'-Ringe einige Annahmen vorausgesetzt wurden, deren Gültigkeit auf theoretischem Weg nicht eindeutig nachgewiesen werden konnten, muß die anschließende experimentelle Untersuchung des Prototypen über die Funktionsweise des 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopfes Aufschluß geben.

Zuvor wird die Gesamtanordnung des Erhitzerkopfes beschrieben, um einen Eindruck über die Gestaltung der anderen 'Comferral'-Ringe zu geben.

6.4.4. Gesamtanordnung

Zur Verdeutlichung der Gesamtanordnung der Bauteilkomponenten der Baugruppe Erhitzerkopf, ist in Abb. 6.12 ein Foto des ersten Prototypen des 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopfes dargestellt. Dabei wurden die vier 'Comferral'-Ringe nicht in den Wärmeübertragerzylinder eingelegt, sondern in der Einbaureihenfolge oberhalb des Erhitzerkopfes positioniert. Die einzelnen Ringe sind durch ein Verstiftung untereinander fixiert, um sicherzustellen, daß durch ein etwaiges Verdrehen keine rauchgasseitigen Kanäle durch ein Überdecken der Rippenzwischenräume durch die Berippung des Nachbarrings verdeckt werden.

Im oberen Drittel von Abb. 6.12 ist die äußere Berippung der 'Comferral'-Ringe zu erkennen, die von unten nach oben verfeinert wird. In eingebautem Zustand schließen die 'Comferral'-Ringe an der Oberkante bündig mit dem Erhitzerkopf ab. Bei der Auslegung der 'Comferral'-Ringe konnte erreicht werden, daß die Temperatur der inneren Oberfläche der rauchgasseitigen Trennwand im Nennlastfall konstant zwischen 595 °C und 597 °C liegt. Nur im Bereich des vierten 'Comferral'-Ringes ist diese Temperatur um 10 K reduziert.

Die erwarteten Druckverluste bei der Rauchgasströmung durch diese 'Comferral'-Ringstruktur wird für den Nennlastfall in /26/ mit 25 Pa berechnet.

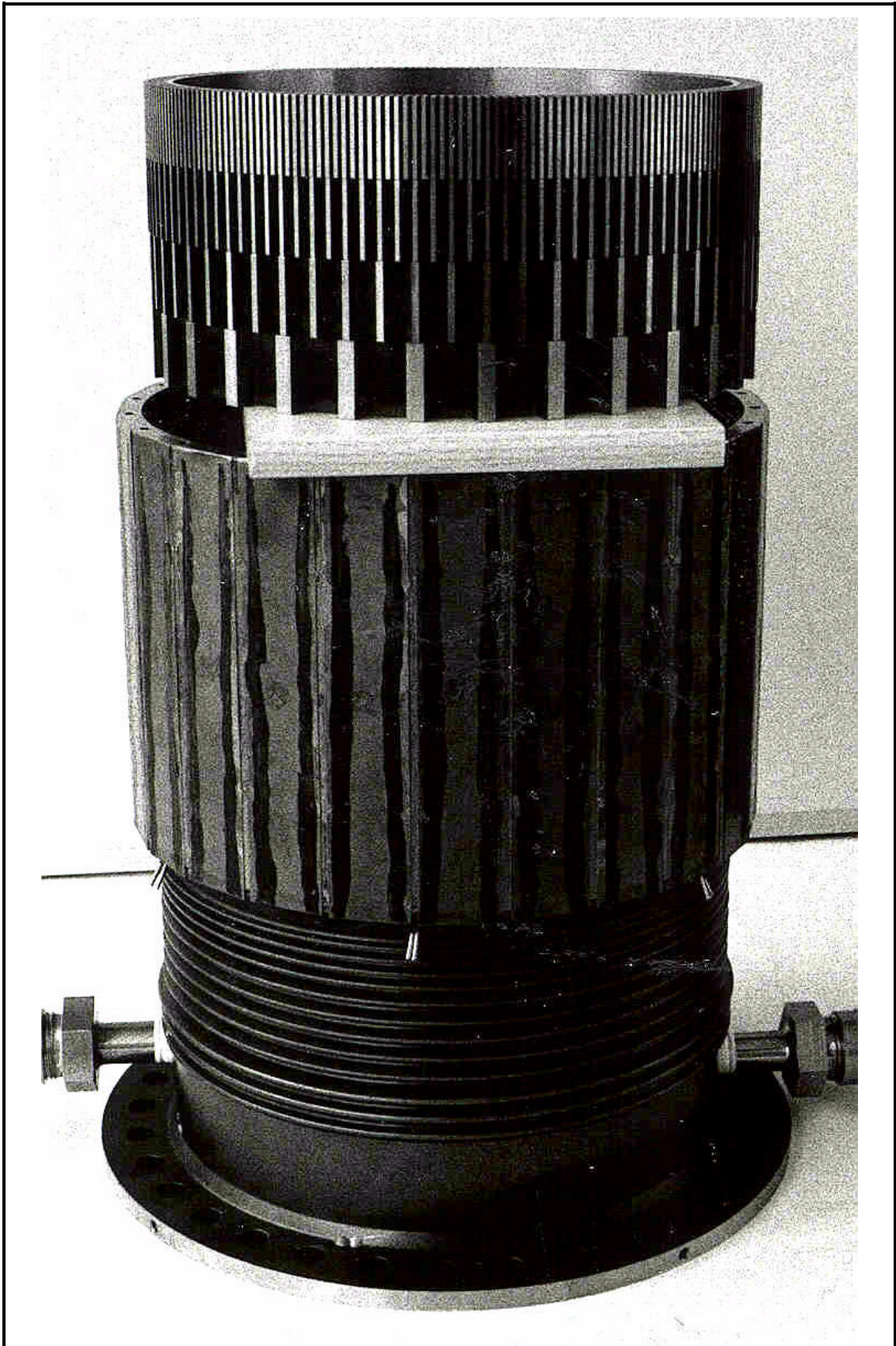


Abb. 6.12: Der 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopf mit ausgebauten 'Comferral'-Ringen.

Weiter sind in Abb. 6.12 auch die radial um den zylindrischen Druckbehälterteil längs des heißen Regenerators angeordneten Rippen zu erkennen. Sie dienen der Aufnahme der hohen Tangentialspannungen und ermöglichen gleichzeitig die geringe Wanddicken, die hohen thermischen Spannungen entgegenwirken.

Der in Abb. 6.12 dargestellte Prototyp des 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopfes ist nicht mit dem angrenzenden Druckbehälter durch eine Schweißnaht verbunden, sondern der Anschluß wurde in einem Flansch als lösbare Verbindung ausgeführt.

6.4.5. Temperaturverteilung am Erhitzerkopf

Vorrangiges Interesse bei der experimentellen Untersuchung des Erhitzerkopfes ist die Temperaturverteilung. Zielsetzung sollte eine isotherme Beheizung des Erhitzerkopfes auf höchste möglichen Temperaturniveau sein. Bevor im folgenden die Temperaturverteilung des 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopfes beschrieben wird, wird die Positionierung der Temperatursensoren und deren Fehlerschranken beschrieben.

6.4.5.1. Versuchsaufbau und Fehlerbetrachtung

Um die Funktionsweise des 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopfes experimentell untersuchen zu können, wird er mit einer Vielzahl von Ni-CrNi-Thermoelementen bestückt. Zu diesem Zweck werden auf den Klöpperboden sternförmig acht Edelstahlrohre mit einem Außendurchmesser von 2 mm und einer Wanddicke von 0,4 mm angelötet, von denen zwei bis zum Mittelpunkt des Klöpperbodens reichen, vier auf einem Kreis um den Mittelpunkt mit einem Durchmesser von 100 mm und zwei außen enden. In diese Schutzrohre können die Mantelthermoelemente eingeschoben werden, die auf diese Weise durch das mit dem Klöpperboden verbundene Schutzrohr dem heißen Rauchgasstrom dauerhaft standhalten. Die Temperaturmessung am bzw. im Wärmeübertragerzylinder geschieht über 15 Meßstellen zwischen den arbeitsgasseitigen Strömungskanälen. Durch Erodieren werden von außen zwischen den Strömungskanälen Bohrungen mit einem Durchmesser von 0,8 mm und einer Tiefe von 8 mm eingebracht, in die Mantelthermoelemente mit einem Durchmesser von 0,5 mm eingesteckt werden. Auf der Höhe von 'Comferral'-Ring IV werden dabei umlaufend sechs Meßstellen positioniert. Vor Eintritt des Rauchgases in die 'Comferral'-Ringe werden ebenfalls 6 Meßstellen im Kreis angebracht. Die übrigen drei Meßstellen werden in einer axial verlaufenden Reihe je in der Mitte eines 'Comferral'-Ringes angeordnet.

Bei der Fehlerbetrachtung der mit Hilfe der NiCr-Ni-Thermoelemente bestimmten Temperaturen am Erhitzerkopf sind die Meßstellen am Klöpperboden von denen im Wärmeübertragerzylinder zu unterscheiden. Die Mantelthermoelemente mit einem Durchmesser von 1 mm, die in die Schutzrohre auf dem Klöpperboden eingeschoben werden, unterliegen einerseits den nach DIN IEC 584-1 definierten Abweichungen, die bei einem Meßwert von 600 °C eine Meßunsicherheit von $\pm 4,5$ °C verursachen. Außerdem ist die Anordnung der Sensoren mit zusätzlichen Unsicherheiten behaftet.

Die Schutzrohre werden vor dem Lötprozeß an dem aufzulötenden Ende mit einem Schweißpunkt verschlossen, anschließend mit kleinen Blechlaschen am Klöpperboden angeschweißt und dann unter Zugabe von Lötpaste im Vakuumofen an den Klöpperboden angelötet. Die Meßunsicherheiten sind dadurch verursacht, daß einerseits die vom Lot ausgebildete Kehlnaht und somit der Wärmekontakt zum Klöpperboden nicht gleichmäßig ist. Zusätzlich kann nicht garantiert werden, daß es nach der Fixierung keinen Abstand zwischen dem Schutzrohr und dem Klöpperboden gibt, da die Schutzrohre in einem weiten Bereich elastischen Dehnungen unterliegen. Unklar bleibt auch die Frage, inwieweit der Schweißpunkt das Schutzrohr auch im heißen Zustand gasdicht verschließt, so daß der Sensor keine Rauchgastemperaturen mißt. Diese schwer zu quantifizierenden Meßunsicherheiten müssen bei der Betrachtung der Temperaturverteilung des Klöpperbodens berücksichtigt werden.

Die Temperaturmeßstellen im Wärmeübertragerzylinder des Erhitzerkopfes bieten in ihrer Anordnung den großen Vorteil, daß sie von der 'kalten' Seite an die Meßstelle herangeführt werden können. Die Mantelthermoelemente mit einem Durchmesser von 0,5 mm werden in ein Sackloch von außen bis auf 1,5 mm an die rauchgasseitige Oberfläche des Wärmeübertragerzylinders eingeführt. Die konstante Wärmestromdichte benötigt für die Distanz von 1,5 mm eine Temperaturdifferenz von 8 K zur Oberflächentemperatur. Die Sacklöcher sind aus konstruktiven Gründen zwischen zwei arbeitgasseitigen Kanälen angeordnet und zwar an Stellen, wo der Abstand zwischen den Kanälen ca. 10 mm beträgt. Die zweidimensionale Wärmeleitung an diesen Stellen verursacht eine geringere radiale Wärmestromdichte, so daß die Temperaturdifferenz deutlich kleiner als 8 K ist. Im wesentlichen kann deshalb davon ausgegangen werden, daß die im Wärmeübertragerzylinder gemessenen Temperaturen bis auf die Meßunsicherheiten nach DIN IEC 584-1 von $\pm 4,5$ °C bei einem Meßwert von 600 °C die Oberflächentemperatur gut wiedergeben.

Dem Phänomen der Alterung von Thermoelementen und speziell der sehr dünnen Mantelthermoelemente im Hochtemperaturbereich wird dadurch Rechnung getragen, daß in kurzen regelmäßigen Abständen eine 1-Punkt-Kalibrierungen bei Raumtemperatur durchgeführt wird. Bei den im Rahmen dieses Forschungsberichtes präsentierten Ergebnissen wurde jeweils maximal 200 Betriebsstunden zuvor eine Kalibrierung durchgeführt. Da die NiCr-Ni-Thermoelemente bei Temperaturen zwischen 500 °C und 600 °C eine Temperaturdrift von ca. 0,6 K/1000h aufweisen /53/, beträgt der durch Drift verursachte Fehler maximal 0,12 K. Thermoelemente, die bei der 1-Punkt-Kalibrierung außerhalb der nach DIN IEC 584-1 zulässigen Schwankungsbreite liegen, werden bei der Interpretation nicht beachtet.

6.4.5.2. Versuchsauswertung

Zur Klärung der Frage, inwieweit der neuartige 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopf im Betrieb eine isotherme rauchgasseitige Oberfläche aufweist, sind in Abb. 6.13 beispielhaft die mit Hilfe der Thermoelemente ermittelten Temperaturen bei einer Brenner-

leistung von 15,8 kW aufgetragen. Die Temperaturen werden dabei in einer polaren Darstellung mit der Perspektive von oben auf den Erhitzerkopf dargestellt.

In Abb. 6.13 ist zu erkennen, daß nicht alle Meßstellen die gleiche Temperatur anzeigen, wie idealerweise zu erwarten gewesen wäre. Die Temperaturen weichen in einer Bandbreite von 61 K voneinander ab, mit einem Maximalwert von 590 °C auf dem Klöpperboden und dem Minimum der Temperaturen in der Kehle, der Umlenkung des Rauchgasstroms vor Eintritt in die 'Comferral'-Ringe, mit 529 °C.

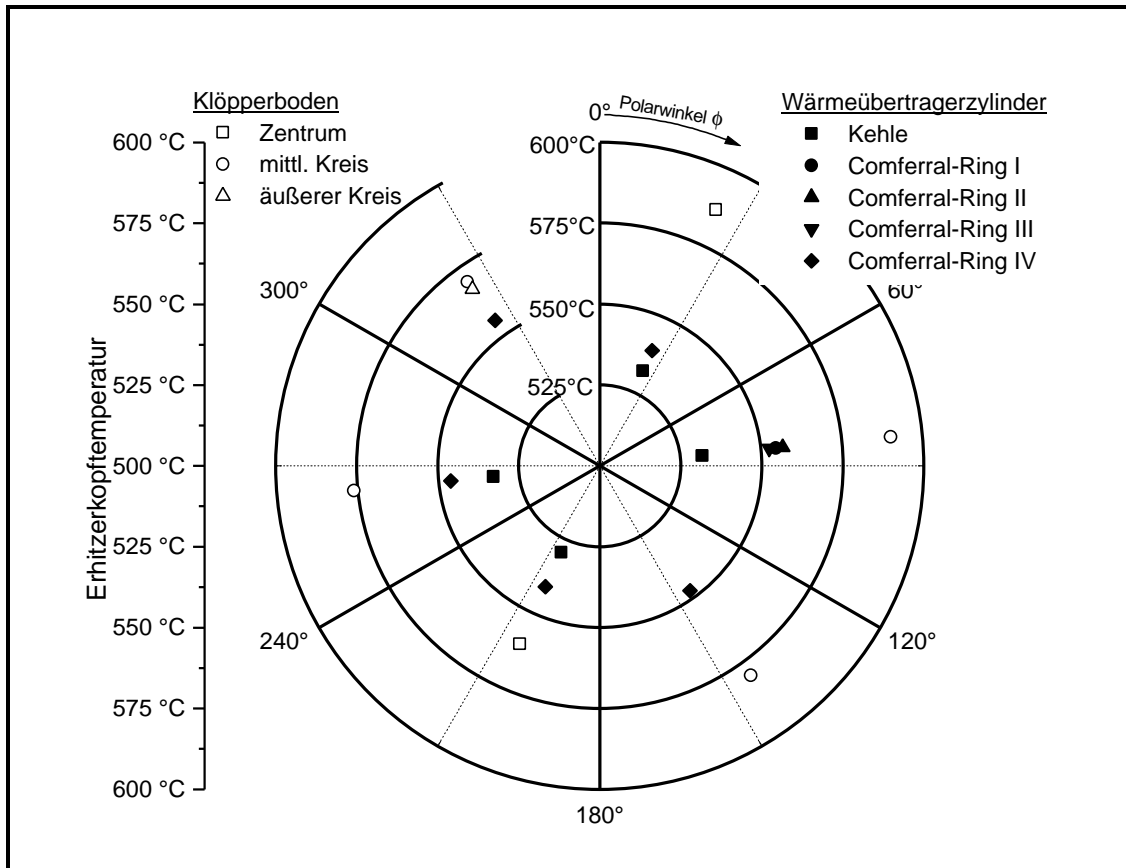


Abb. 6.13: Temperaturverteilung am 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopf aufgetragen über dem Polarwinkel bei einer Brennerleistung von 15,8 kW aus /26/.

Weiter ist in Abb. 6.13 eine Zweiteilung der gemessenen Temperaturen zu erkennen. Die mit offenen Symbolen dargestellten Temperaturen auf der Rauchgasseite des Klöpperbodens sind im Mittel um 32,6 K wärmer als die in gefüllten Symbolen beschriebenen Temperaturen am Wärmeübertragerzylinder. Als Ursache für diese Differenz kommen drei Phänomene in Betracht. Zum ersten kann die unterschiedliche Anordnung der Sensoren - in Schutzrohren oder in von außen erodierten Bohrungen - ursächlich für diese Differenzen sein. In Anbetracht der Größe der Differenz und der Meßgenauigkeiten erscheint dies als alleinige Ursache jedoch eher unwahrscheinlich. Als zweites können verringerte Wärmeübertragungseigenschaften auf der Innenseite des Klöpperbodens diese Temperaturdifferenz begründen. Die erzwungene Konvektion der Strömung des Arbeitsgases zwischen dem Klöpperboden und dem Leitblech des Füllkörpers ist im wesentlichen eine Funktion der mittleren Kanalhöhe. Da sich jedoch der einzige Fix-

punkt zwischen dem Druckbehälter und den inneren Aggregaten im heißen Maschinenteil auf der Höhe des warm/heißes Wärmeübertragers befindet, kann die Kanalhöhe durch thermische und elastische Dehnungen und Fertigungstoleranzen in einem durchaus maßgeblichen Rahmen verändert werden. Aufgrund der Wärmeübertragung an den Klöpperboden, die im wesentlichen über den Strahlungsaustausch erfolgt, ist als dritte Ursache eine von den Auslegungsbedingungen abweichende Temperatur der Brennermatrix denkbar. Diese kann sowohl als gesamte Matrix als auch nur durch eine ungleiche Durchströmung in einigen Zonen wärmer sein. Da die Strahlungswärmemenge aus der Differenz der Temperaturen zur vierten Potenz gebildet wird, genügen zur Erklärung der Differenz der gemessenen Temperaturen schon Abweichungen um wenige Kelvin. Zur definitiven Klärung der Ursache wäre es erforderlich, die Kenntnisse über das Verhalten des Strahlungsbrenners unter diesen Randbedingungen, Luftvorwärmung und heiße Strahlungsgegenfläche, zu erweitern. Diese Untersuchung übersteigt den Rahmen dieser Arbeit; die Kenntnisse über die möglichen Ursachen können jedoch als Ausblick und Anstoß für weitere Arbeiten dienen.

Die genauere Betrachtung der in Abb. 6.13 dargestellten Temperaturen am Wärmeübertragerzylinder zeigt, daß die im Bereich der 'Comferral'-Ringe gemessenen Temperaturen sehr nah beieinander liegen, wie bei Polarwinkel $\phi = 84^\circ$ gut zu erkennen. Die Bandbreite beträgt nur 4 K. Dem entgegen ist durch die Analyse der Temperaturmeßstellen auf Höhe des 'Comferral'-Ringes IV, die über den Polarwinkel in Abständen von 60° verteilt positioniert sind, eine deutlich Temperaturungleichheit auszumachen. Die Temperaturen weichen in einer Bandbreite von 16 K voneinander ab, und somit signifikant außerhalb der Meßgenauigkeit. Im Gegensatz dazu zeigt die Analyse der im Bereich der Kehle über den Polarwinkel verteilten Thermoelemente eine Bandbreite von nur 4 K. Die Bandbreite von 4 K liegt innerhalb der Grenzabweichungen der Thermoelemente und läßt somit keine Aussage über eine ungleiche Verteilung zu.

Zur Analyse der Ursachen für die ungleiche Erwärmung in Richtung des Polarwinkels im Bereich des 'Comferral'-Ringes IV wird im ersten Schritt der Brenner um 180° gedreht. Die Temperaturverteilung des Erhitzerkopfes wird unter ähnlichen Randbedingungen neu erfaßt. Da die Einstellung der Randbedingungen aufgrund ihrer Vielzahl nur ähnlich erfolgen kann, ist ein Vergleich der absoluten Temperaturen nicht sinnvoll. Die Veränderung einer Meßstelle im Vergleich zur Referenztemperatur kann jedoch über den Einfluß der Brennerposition auf die Temperaturverteilung Auskunft geben. Die zum Vergleich herangezogene Referenztemperatur soll von der Position des Brenners unabhängig sein. Bei einer einfachen arithmetischen Mittelung aller Meßstellen werden die Bereiche des Polarwinkels, in denen mehr Meßstellen positioniert sind, überbewertet. Demzufolge werden aus den Temperaturen der Meßstellen am 'Comferral'-Ring IV an der Kehle und am mittleren Kreis auf dem Klöpperboden durch Mittelung drei repräsentative Ringtemperaturen gebildet, aus denen dann durch erneutes Mitteln die Referenztemperatur ermittelt wird. Bei der Bildung der Ringtemperaturen wird darauf geachtet, daß beim Ausfall einer Meßstelle auch die gegenüberliegende nicht in die Wertung einfließt.

Die Differenzen der in den beiden Versuchen gemessenen Temperaturen zu der jeweiligen Referenztemperatur werden voneinander subtrahiert, um die Veränderung durch das Drehen des Brenners zu ermitteln. Diese Werte sind in Abb. 6.14 über dem Polarwinkel ϕ aufgetragen. Dabei werden die beiden Meßstellen in der Mitte des Klörperbodens nicht betrachtet, da diese aufgrund ihrer Nähe zueinander keine direkte Veränderung erfahren. Eine Betrachtung der Meßstellen am Wärmeübertragerzylinder, die in Abb. 6.14 mit gefüllten Symbolen dargestellt sind, zeigt, daß durch das Drehen des Brenners die Meßstellen auf der einen Hälfte, zwischen 120° und 300° , im Vergleich zur Referenztemperatur um bis zu 13 K kälter sind und auf der anderen Hälfte eine Erwärmung um bis zu 11 K festzustellen ist. Die Drehung des Brenners um 180° spiegelt sich in der Temperaturverteilung am Wärmeübertragerzylinder direkt wider. Die ungleiche Verteilung der Temperaturen am Wärmeübertragerzylinder in Richtung des Polarwinkels kann somit eindeutig dem Brenner angelastet werden.

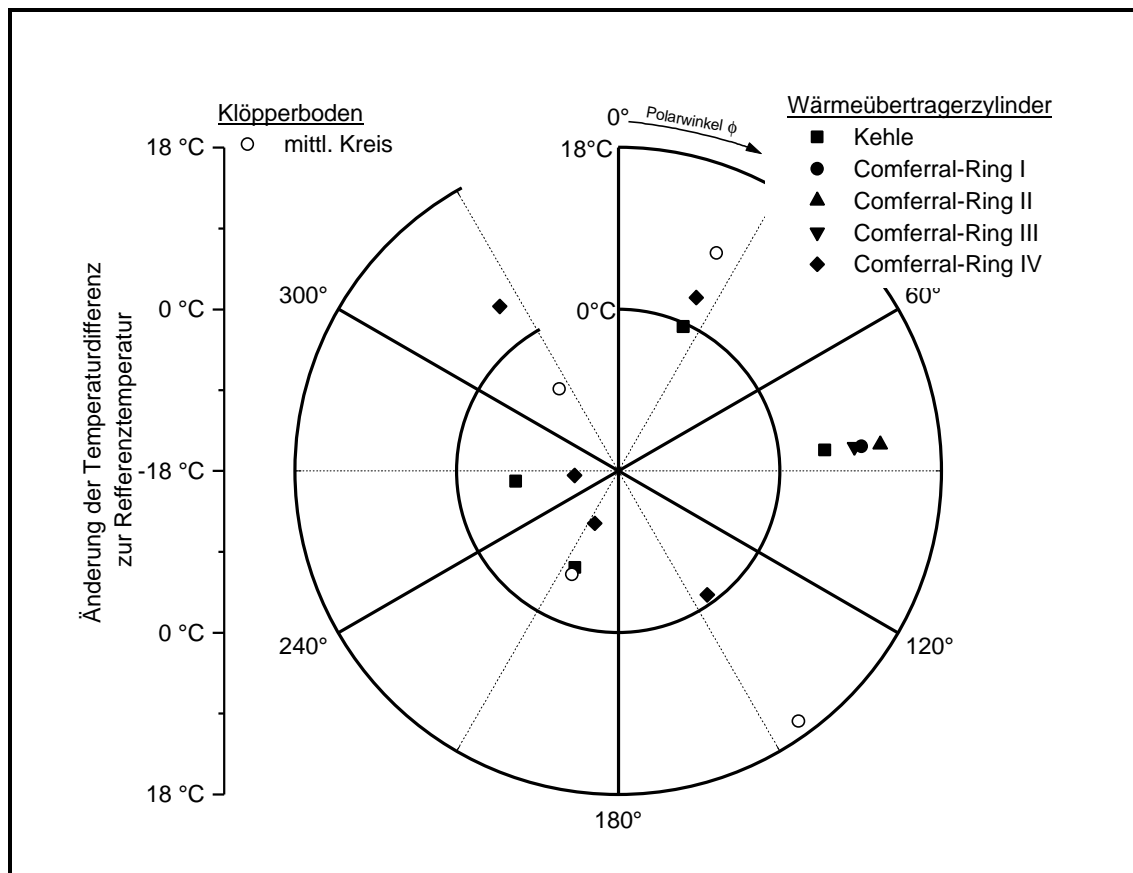


Abb. 6.14: Änderung der Temperaturdifferenz zur Referenztemperatur maßgeblicher Meßstellen durch ein Drehen des Brenners um 180° bei einer Brennerleistung um 15,4 kW bis 15,8 kW aus /26/.

Die vier Thermoelemente auf der Rauchgasseite des Klörperbodens in einem Durchmesser von 100 mm um den Mittelpunkt zeigen ein ähnliches Verhalten. Im Vergleich mit den Elementen des Wärmeübertragerzylinders ist die Symmetrieebene um einige Winkelgrade verdreht. Da die Temperaturverteilung am Klörperboden auch die Drehung des Brenners widerspiegelt, kann der Brenner eindeutig als Verursacher der ungleichen Temperaturverteilung ausgemacht werden.

Ein Grund für die ungleiche Beheizung des Erhitzerkopfes durch den Brenner ist u. a. in der Tatsache begründet, daß der Brenner aus konstruktiven Gründen um 5 mm exzentrisch in der Brennkammer angeordnet ist. Ursächlich kann aber auch eine ungleichmäßige Durchströmung der Brennermatrix sein, die zu einer nicht einheitlichen Temperatur der Matrixoberfläche und damit zu einem über dem Raumwinkel ungleichen Wärmeübergang durch Strahlung führt. Die ungleiche Durchströmung kann durch Verschmutzungen der halbkugelförmigen Lochbleche, die der Vergleichmäßigung der Strömung dienen sollen, oder durch die aus einem planen, rechtwinkligen Gewebe geformte Brennermatrix mit der dadurch unveränderlich inhomogenen Struktur verursacht werden. Da in dieser Arbeit die Analyse des Verhaltens des Erhitzerkopfes im Vordergrund steht, genügt der Nachweis, daß der Brenner die ungleiche Verteilung in Richtung des Polarwinkels verursacht. Es wird nicht weiter untersucht, welches Phänomen am Brenner ursächlich ist.

Im folgenden wird das Verhalten des Erhitzerkopfes unter Teillastbedingungen anhand seiner Temperaturverteilungen untersucht. Die notwendige Variation der Brennerleistung wird bei weitgehender Beibehaltung der maßgeblichen verbrennungstechnischen Randbedingung, der Luftzahl, in einem Modulationsverhältnis von 1 : 2,5 durchgeführt. Die Variation der Brennerleistung zwischen 7,6 kW und 18,4 kW hat eine Schwankung der Erhitzerkopftemperaturen zwischen 360 °C und 650 °C zur Folge. Die Modulation der Brennerleistung wird über die Veränderung der Gebläsedrehzahl realisiert, wodurch der Luftvolumenstrom und damit über den Gas/Luft-Verbund-Regler auch der Brenngasvolumenstrom verändert wird. Da die Gebläsedrehzahl nach oben begrenzt ist, können die oberen beiden Brennerleistungen (17,0 kW und 18,4 kW) nur durch leichtes 'Anfetten' des Brennstoffluftgemisches erreicht werden. Das Gemisch ist in jedem Fall jedoch überstöchiometrisch.

Da im Bereich der 'Comferral'-Ringe der wesentliche Anteil der heißen Wärmemenge übertragen wird und diese Zonen durch die Kombination aus Konvektions- und Strahlungswärme am ehesten kritisch auf die Modulation der Brennerleistung reagieren, wird die Untersuchung im folgenden auf diesen Bereich konzentriert. Analog zu der Analyse der Auswirkungen der Brennerdrehung werden wiederum keine absoluten Temperaturen miteinander verglichen. Analysiert werden die Veränderungen der einzelnen Meßstellen im Vergleich zu einer repräsentativen mittleren Temperatur des Wärmeübertragerzylinders, der Zylinder-Mitteltemperatur. Sie repräsentiert die Temperaturen der vier 'Comferral'-Ringzonen zu gleichen Teilen. Aus den Meßdaten wird durch arithmetische Mittelung für jede Zone eine Temperatur ermittelt, aus denen dann erneut durch Mittelung die Zylinder-Mitteltemperatur gebildet wird.

Die Abweichungen der Meßstellen, die in axialer Folge am Wärmeübertragerzylinder angebracht sind, von der Zylinder-Mitteltemperatur sind für die sieben untersuchten Brennerleistungen in Abb. 6.15 dargestellt. Die entsprechende Meßstelle in Höhe des 'Comferral'-Ringes IV, deren Darstellung in Abb. 6.15 fehlt, lieferte, wie die vorherige Kalibrierung zeigte, zum Zeitpunkt dieser Untersuchungen keine zuverlässigen Daten.

Statt dessen standen in Richtung des Polarwinkels jedoch fünf weitere Thermoelemente zur Untersuchung dieser Zone zur Verfügung. Die an diesen Stellen gemessenen Abweichungen von der Zylinder-Mitteltemperatur sind in Abb. 6.16 in polarer Darstellung abgebildet.

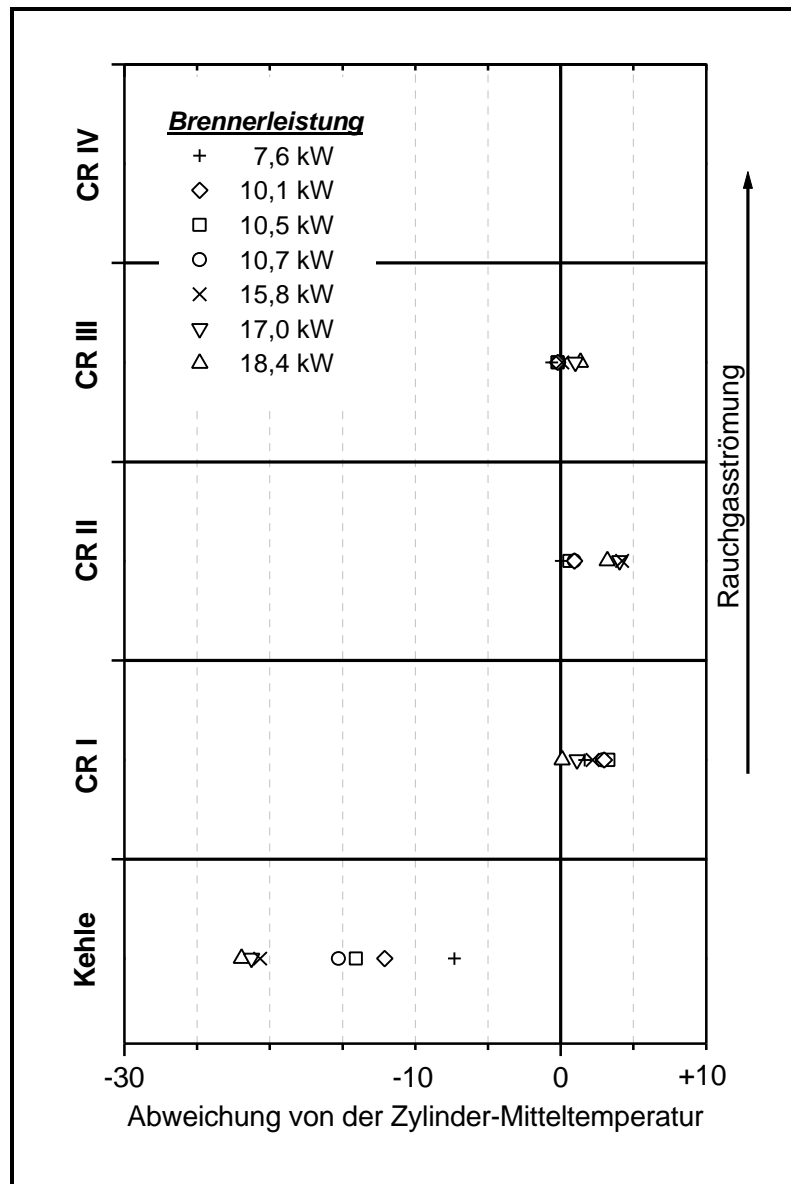


Abb. 6.15: Abweichungen der Meßstellen in axialer Folge am Wärmeübertragerzylinder bei einem Polarwinkel von 84° von der Zylinder-Mitteltemperatur als Funktion der Brennerleistung aus /26/.

Die Betrachtung der Abweichungen der gemessenen Temperaturen im Bereich der 'Comferral'-Ringe in Strömungsrichtung in Abb. 6.15 zeigt, daß sich die Lage der Wandtemperaturen nur geringfügig verändert. Die drei Wandtemperaturen liegen für alle untersuchten Brennerleistungen in einer Bandbreite von 2 K bis 4 K. Mit Ausnahme der Fälle hoher Brennerleistungen mit angefettetem Gas-Luft-Gemisch weist die Wandtemperatur in Strömungsrichtung auf den ersten Blick eine abnehmende Tendenz auf. Der Verlauf entspricht somit dem vorhergesagten Verhalten, da in den ersten drei 'Comferral'-Ringen die Wandtemperatur um 2 K sinkt. In den Fällen höherer Brennerleistung, in denen die Luftzahl in Richtung der Stöchiometrie verändert ist, steigt

die Wandtemperatur vom ersten auf den zweiten 'Comferral'-Ring leicht an. Zum dritten 'Comferral'-Ring fällt die Wandtemperatur erwartungsgemäß wieder ab. Die durch die Veränderung der Luftzahl erhöhte Brenngeschwindigkeit bei gleichzeitiger Reduktion der Gasgeschwindigkeit verschiebt die Flammenzone am MatriX-Brenner näher an das Drahtgewebe und führt somit zu einer höheren Drahtgewebetemperatur. Der dadurch erhöhte Wärmeübergang durch Strahlung wirkt sich auf den 'Comferral'-Ring II stärker

aus als auf den Ring I, da auf ihn eine größere Strahlungswärmemenge entfällt, und erklärt damit den leichten Anstieg. Die Geringfügigkeit des Anstieges zeigt, daß die Konstruktion des 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopfes auf eine derartige Veränderung der Randbedingungen nur wenig reagiert, was positiv zu bewerten ist.

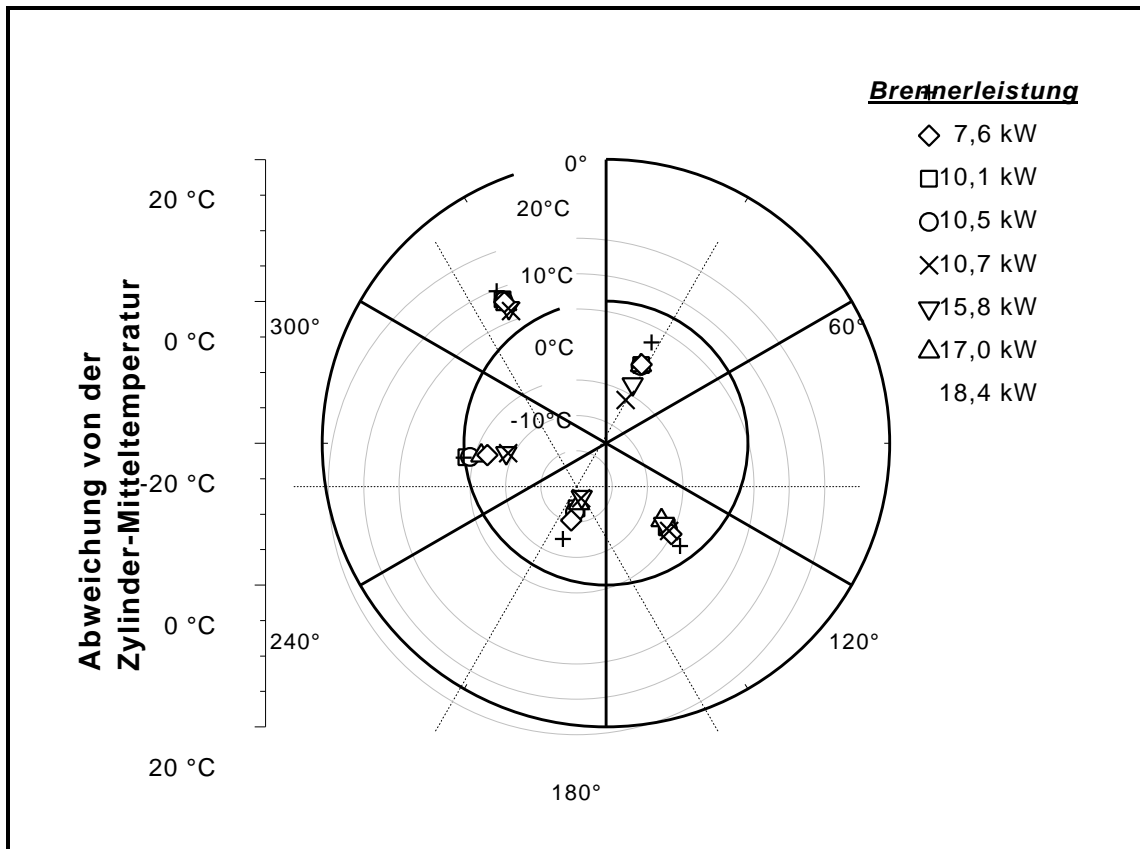


Abb. 6.16: Abweichungen der Meßstellen in Höhe des 'Comferral'-Ringes IV von der Zylinder-Mitteltemperatur bei Variation der Brennerleistung aus /26/.

Die Wandtemperaturen im Bereich des 'Comferral'-Ringes IV sind, wie aus der polaren Darstellung in Abb. 6.16 zu entnehmen ist, geringer als die des Ringes III. Da die direkt in Folge der Meßstellen in Abb. 6.15 liegende Meßstelle am 'Comferral'-Ring IV ausgefallen ist, kann über die Mittelung der fünf Meßstellen in Abb. 6.16 nur ein ungefähre Wert für die Reduktion der Wandtemperatur von 4 K bestimmt werden. Da auf der anderen Seite die Differenzen der gemessenen Temperaturen in axialer Richtung des Wärmeübertragerzylinders in ihrer Größenordnung innerhalb der Genauigkeitsschranken der Thermoelemente liegen, sind all diese Interpretationen nur qualitativ gerechtfertigt. Die Abnahme der Wandtemperatur im Bereich des vierten 'Comferral'-Ringes bestätigt jedoch auch die im Rahmen der Auslegung erwartete Tendenz.

Die Steigerung der Brennerleistung bedingt im Bereich des 'Comferral'-Ringes IV, daß die Wandtemperatur im Vergleich zur Zylinder-Mitteltemperatur sinkt. Mit steigender Brennerleistung nimmt die Differenz zwischen den Wandtemperaturen im Bereich des dritten und vierten 'Comferral'-Ringes zu. Dieses Phänomen kann unter Berücksichtigung der Gesamtkonstruktion erklärt werden. Um den Wärmeübertragerzylinder ist nach außen eine hochwertige Isolation angeordnet, so daß die Wärmeverluste an die um-

gebenden Bauteile sehr gering sind. Die Ausnahme bildet die Oberkante des Wärmeübertragerzylinders, das obere Ende der Zone IV, an die ein Blechteller zur Aufnahme des Brenners und des Restwärmeübertragers angeschraubt ist. Da die äußere Temperatur dieses Blechtellers bei allen Versuchen in etwa der Vorlauftemperatur des Heizungswasser entspricht, die innere Temperatur jedoch mit wachsender Brennerleistung proportional zur Erhitzerkopftemperatur steigt, steigen im selben Umfang die Wärmeverluste. So läßt sich die zunehmende Temperaturreduktion in Zone IV erklären.

Die Untersuchung der Temperaturverteilung im Bereich des Klörperbodens zeigt auf der einen Seite, daß auch hier die Modulation des Brenners nur wenig Einfluß auf die Temperaturverteilung hat. Auf der anderen Seite weisen die kleinen Veränderungen, die auszumachen sind, keine klaren Tendenzen auf. Ursächlich dafür ist wahrscheinlich das inhomogene Verhalten des Brenners, das im Bereich des Klörperbodens, in dem der Wärmeübergang durch Strahlung überwiegt, in besonderem Maße einfließt.

Für das Verhalten der Wandtemperaturen im Bereich der Kehle genügt die Betrachtung der Meßstelle, die in Abb. 6.15 dargestellt ist, da sie das Verhalten der anderen über den Polarwinkel verteilten Meßstellen gut wiedergibt. Mit wachsender Brennerleistung nimmt die Abweichung der Wandtemperatur von der Zylinder-Mitteltemperatur zu. Die Temperatur ist stets niedriger als die Mitteltemperatur. Ursächlich für dieses Verhalten ist die Betriebscharakteristik der Vuilleumier-Wärmepumpe. Auf der einen Seite der Wand ist der Wärmetransport an die Wand im wesentlichen durch Strahlung und geringe Konvektion nur wenig beeinflusst von der Brennerleistung und dem Rauchgasvolumenstrom. Auf der anderen Seite der Wand steigt das Wärmeübertragungsverhalten mit wachsender Erhitzerkopftemperatur über die Drehzahl an. Solange die Wandtemperatur an dieser Stelle wärmer ist als die Arbeitsgastemperatur, die Wärme demnach in die richtige Richtung fließt, ist dieser Umstand nicht funktionseinschränkend, da der Bereich der Kehle nicht zur eigentlichen Wärmeübertragungszone zählt.

Abschließend kann aus den Betrachtungen der Temperaturverteilungen abgeleitet werden, daß der neuartige 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopf im Hinblick auf seine konstante Temperaturverteilung alle Anforderungen erfüllt. Die maximal gemessenen Temperaturdifferenzen in axialer Richtung betragen in dem Bereich der ersten drei 'Comferral'-Ringe weniger als 4 K. Die zum vierten Ring auftretenden Differenzen sind kleiner als bei der Auslegung in /26/ kalkuliert. Um auch die in Richtung des Polarwinkels aufgetretenen Temperaturschwankungen zu eliminieren, wäre es notwendig, die Kenntnisse über das Verhalten des Brenners zu vervollständigen und dessen Matrixstruktur zu homogenisieren. In der Summe kann der neuartige 'Comferral'-Ring-Erhitzerkopf als isotherm bezeichnet werden.

In einer weiteren Untersuchung in /26/ wurde durch numerische Simulation der experimentell bestimmten Maschinenzustände Rückschlüsse auf die Temperatur des Erhitzerkopfes gezogen. Von besonderem Interesse war dabei die Frage, ob bei der numerischen Simulation der Vuilleumier-Wärmepumpe die Erhitzerkopftemperatur weiterhin um

50 K reduziert werden muß, wie bisher von Kühl, aufgrund der nicht realisierbaren isothermen Beheizung, postuliert /23/, /54/. Es konnte aus den experimentellen Untersuchungen und den numerischen Simulationen zweifelsfrei nachgewiesen werden, daß eine Reduktion der kennzeichnenden Erhitzerkopftemperatur in der Simulation nur noch um 25 K erforderlich ist, um die Maschinenzustände nachzubilden /26/.

6.5. Geeignete Fertigungsverfahren

Aufgrund der extremen wärmetechnischen und festigkeitstechnischen Anforderungen an den Erhitzerkopf, kommt als Werkstoff für den Drucktragenden Behälter nur ein Hochleistungswerkstoff in Frage. Mit dem Blick auf eine serientechnische Umsetzung der Vuilleumier-Wärmepumpe zur Wohnraumbeheizung, sollte der Erhitzerkopf in einem Fertigungsverfahren herzustellen sein, welches im Urformschritt die Kontur in wesentlichen Teilen abbilden kann. Dieses ist notwendig, da jedes Kilogramm Werkstoff welches zusätzlich angebracht wird doppelt Geld kostet. Zum einen bei den Stoffkosten und zum anderen bei der Zerspanung.

Basierend auf dieser Erkenntnis wurden demzufolge Möglichkeiten untersucht, den Erhitzerkopf als Gußteil zu fertigen. Es sollte insbesondere geklärt werden, ob dieses Urformverfahren die notwendigen Konturen und Strömungskanäle direkt abbilden können und somit erforderliche Spanarbeiten und Fügeschritte auf ein Minimum reduziert werden können.

6.5.1. Urformverfahren

In Zusammenarbeit mit verschiedenen Industriepartnern wurden unterschiedliche Gießverfahren analysiert und deren Eignung für die Erstellung des Erhitzerkopfes untersucht.

6.5.1.1. Feinguß

Es besteht grundsätzlich die Möglichkeit für die Realisierung des Erhitzerkopf-Druckbehälterteils das Wachsaußschmelzverfahren zu nutzen, wobei die Größe des Bauteils den Einsatz dieses Verfahrens erschwert. Zudem ist es nicht möglich, die Strömungskanäle im Wärmeübertragerzylinder in den erforderlichen Geometrien abzubilden, da die Fertigung der notwendigen keramischen Kerne und deren Fixierung während des Gießvorgangs nicht prozeßsicher realisierbar ist. Daher wurde dieses Fertigungsverfahren hier nicht weiter verfolgt.

6.5.1.2. Sandguß

Die Bauteilgröße des Erhitzerkopfes ist für den Sandguß nicht ungewöhnlich; es sind jedoch nur deutlich weniger filigrane Strukturen als im Feinguß mit diesem Verfahren

darstellbar. Des weiteren konnte vor Beginn der Versuche keine Aussage darüber getroffen werden, ob sich heliumdichte Bauteile überhaupt realisieren lassen.

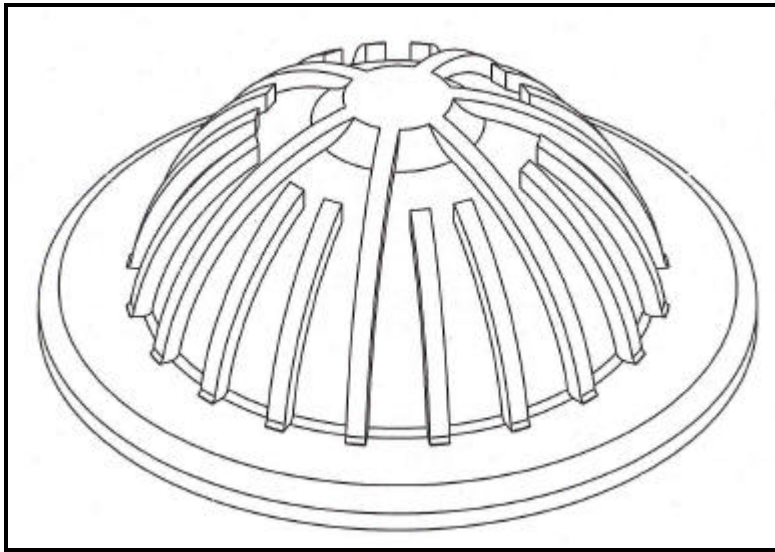


Abb. 6.17: Probenkörper Sandguß

Die genannten Punkte wurden mit einem Gußversuch überprüft, bei dem acht halbkugelförmige Probenkörper, wie in Abb. 6.17 dargestellt, aus einer hochwarmfesten austenitischen Stahlegierung, ähnlich dem 1.4957, abgegossen wurden.

In anschließend Langzeit-Dichtigkeitsuntersuchungen, konnte die He-

liumdichtigkeit aller Probenkörper nachgewiesen werden. Dazu wurden die Probenkörper mit einem Behälterdeckel verschlossen und mit Helium bei einem Druck von 50 bar gefüllt. Um sicher zu stellen, daß jede Gasblase im Laufe des Versuchs erfaßt wurde, wurde der Probenkörper in einer Wanne versenkt und mit einem mit Flüssigkeit gefüllten nach unten geöffneten Deckel abgedeckt, ähnlich einer Pneumatischen-Wanne. In der Versuchszeit von 4 Wochen je Prüfkörper konnten keine aufsteigendes Gas im Schauglas der 'Pneumatischen-Wanne' festgestellt werden. Da sich auch die Konturen der Verrippungen annähernd in den gewünschten Geometrien abbilden ließen, konnte der Nachweis für die Eignung dieses Fertigungsverfahrens für den Druckbehälterteil erbracht werden.

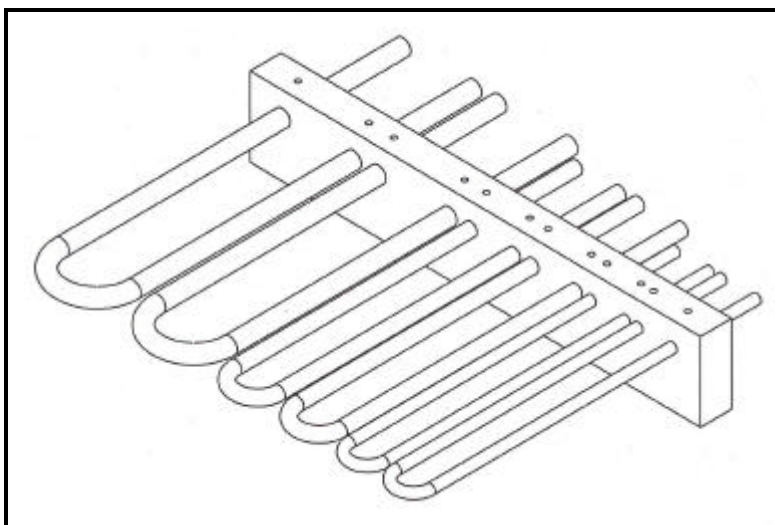


Abb. 6.18: Probenanordnung für die mit Stahl umgossenen Edelstahlkerne.

Die Heliumkanäle im Wärmeübertragerzylinder des Erhitzerkopfes lassen sich jedoch nicht im klassischen Sandguß erstellen, da es beim Abguß zu Verzungen des Kernsandes in den langen Kanälen kommt. Daher wurde in einem weiteren Versuch die Möglichkeit geprüft, Sandkerne durch entsprechend geformte Edelstahlrohre zu ersetzen. Zu diesem

Zweck wurden zwei Probeabgüsse mit den in Abb. 6.18 dargestellten Kernaufbauten

durchgeführt. Die Bauteile wurden in eine entsprechende Sandform eingelegt und anschließend mit einer hitzebeständigen Stahllegierung umgossen. Zum Abguß wurde eine Legierung gewählt, die bei gleicher Gießtemperatur wie der hochwarmfeste Werkstoff verarbeitet wird, aber durch weniger Legierungselemente deutlich kostengünstiger ist.

Bei beiden Probeabgüssen konnte beobachtet werden, daß die Edelstahlrohre mit größerem Durchmesser von der Schmelze vollständig gefüllt waren, während die Rohre mit 8 mm Außendurchmesser und 1 mm Wanddicke frei blieben. Durch Auftrennen in der Längsachse und anschließendes Anfertigen eines Schliffbildes konnte eine stoffschlüssige Verbindung zwischen Rohr und Gußwerkstoff nachgewiesen werden.

6.5.1.3. Lost-Foam-Verfahren

Eine weitere Möglichkeit bildet das Lost-Foam-Verfahren, das von seinem Vorgehen und den erzielbaren Oberflächengüten zwischen Sandguß und Feinguß einzuordnen ist.

Mit Hilfe von speziellen Schäumwerkzeugen werden Positivmodelle des Bauteils aus Polystyrol erstellt, die im Tauchverfahren mit Schlichte überzogen und anschließend getrocknet werden. Im Gegensatz zum Wachsausschmelzverfahren beim Feinguß werden die Modelle nicht vor dem eigentlichen Gießvorgang entfernt, sondern erst durch die Stahlschmelze thermisch verdampft. Daher sind im Gegensatz zum Wachsausschmelzverfahren keine speziellen Kerne notwendig, um Hohlräume abzubilden. Bei dieser Gießtechnik werden die entsprechenden Bereiche des Polystyrolmodells vor dem Abguß mit Sand gefüllt.

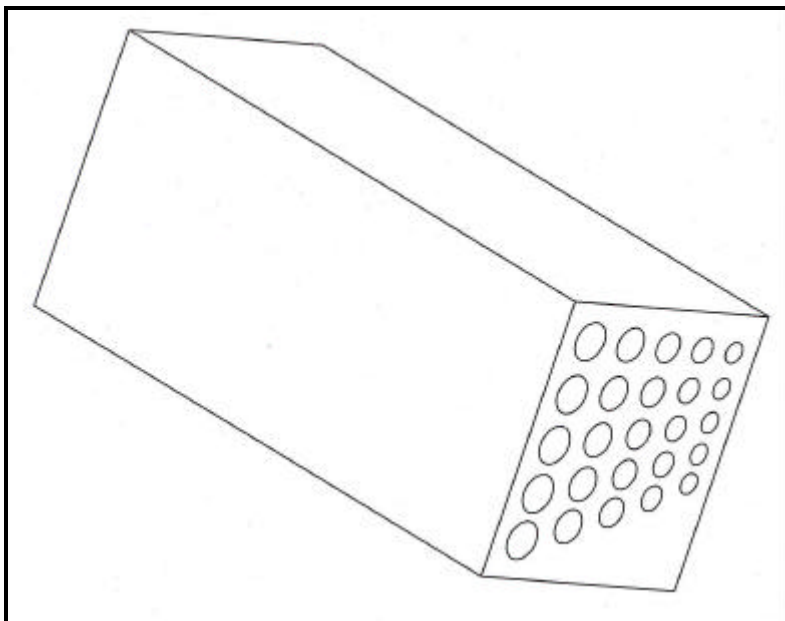


Abb. 6.19: Probenkörper für das Lost-Foam-Verfahren.

Da auch bei diesem Verfahren grundsätzlich die Schwierigkeit in der Darstellung von langen Kanälen mit geringem Querschnitt besteht, aber keine quantitative Aussage getroffen werden konnte, wurde parallel zu den Sandgußversuchen die Grenzen des Lost-Foam-Gießens untersucht. Zu diesem Zweck wurden Probenkörper mit einer Länge von 140 mm erstellt mit zylindrischen Kanälen zwischen 5 mm

und 9 mm Durchmesser, deren Abstand untereinander zwischen 2 mm und 5 mm variiert wurde. (vgl. Abb. 6.19)

Nach dem Abguß von zwölf Probenkörpern konnte bei allen Bohrungen festgestellt werden, daß sie auf der gesamten Länge frei von Vererzungen oder Schmelzpenetrationen waren. Lediglich zwischen Bohrungen, wo die verbleibende Wandstärke kleiner als 2,5 mm war, kam es zu Fehlstellen. Ab einer Wandstärke von 3 mm trat dieser Fehler nicht mehr auf.

Da in einer anschließenden Dichtigkeitsprüfung mit Helium die Dichtheit der Gußstruktur nachgewiesen werden konnte, ist auch dieses Verfahren grundsätzlich für die Erstellung eines Erhitzerkopfes geeignet. Die Vorteile gegenüber dem Sandguß können in geringeren Aufwänden bei der spanenden Nachbearbeitung der Bauteile bestehen, da mit weniger Schrägen und höheren Oberflächengüten gefertigt werden kann.

6.5.2. Fügeverfahren

Von entscheidender Bedeutung sind die möglichen einsetzbaren Fügeverfahren zwischen Erhitzerkopf und drucktragender Wand der Vuilleumier-Wärmepumpe. Da aus Sicherheits- und Kostengründen an dieser Stelle keine Schraubverbindung in Frage kommt, wurde mit den in Abschnitt 6.5.1.2 beschriebenen Gußproben verschiedene thermische Fügeverfahren untersucht.

Nach einer spanenden Vorbereitung der Probenkörper und der Erstellung von entsprechenden Gegenstücken aus einem niedrig legiertem Standardedelstahl (1.4301) wurde eine Probe per Laserschweißen, eine durch Löten im Hochvakuum und eine weitere durch WIG-Schweißen gefügt. In einem anschließenden Langzeitversuch unter Heliuminnen- druck, analog zu den in Abschnitt 6.5.1.2 beschriebenen, konnte die Dichtheit aller Fügstellen nachgewiesen werden.

6.5.3. Fazit

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß es möglich ist einen Erhitzerkopf mit komplexer Kerngeometrie mit unterschiedlichen Gießverfahren zu realisieren.

Die in einem ersten Schritt geplante Lösung einer mehrteiligen Gußkonstruktion, die über eine Lötung im Hochvakuum zu einem Bauteil gefügt wird, ist auf jeden Fall umsetzbar. Weiterhin zeigen die Versuchsergebnisse mit den umgossenen Edelstahlröhrchen, daß mit diesem Verfahren die Möglichkeit besteht, komplexe Kernstrukturen abzubilden und es denkbar ist, einen einteiligen Erhitzerkopf im Sandguß zu erstellen und somit auf kostenintensive Fügeverfahren verzichten zu können.

7. Wärmeübertrager

In diesem Kapitel werden die inneren Wärmeübertrager der Vuilleumier-Wärmepumpe mit Ausnahme des Erhitzerkopfes diskutiert. Diese Wärmeübertrager dienen dazu die vom Vuilleumier-Prozeß durch die Kompression und Expansion des Arbeitsgases benötigten Wärmemengen bereitzustellen. Da die Wärmeübertragungsflächen in den Zylinderräumen bei leistungsdichten Maschinen zur Übertragung dieser Wärmemengen nicht ausreichend groß sind, wie bereits in Abschnitt 2.1.2 erläutert, werden diese Wärmeübertrager trotz des dadurch geschaffenen zusätzlichen Totvolumens benötigt. Im folgenden werden nach der Beschreibung der Anforderungen und der Optimierungsziele zwei alternative Wärmeübertragervarianten zu den, als Stand der Technik zu bezeichnenden, Rohrbündel-Wärmeübertragern vorgestellt. Die bei einer Vuilleumier-Wärmepumpe zur Wohnraumbeheizung vorkommenden Wärmeübertrager verfügen alle über ein flüssiges und ein gasförmiges, druckaufgeladenes Medium. Auch für den Fall, daß die Außenluft als Sekundärwärmequelle genutzt wird, muß aufgrund der großen erforderlichen Luftmassen ein zusätzlicher flüssiger Wärmeträgerkreislauf zwischengeschaltet werden.

7.1. Anforderungen

Neben den allgemeinen Anforderungen, die an Wärmeübertrager gestellt werden, wie z.B. das Übertragen eines vorgegebenen Wärmestromes bei minimaler wärmeübertragender Fläche, gibt es für die Wärmeübertrager in Vuilleumier-Wärmepumpen einige, teilweise prozeßspezifische, Anforderungen, die beachtet werden müssen.

- maximale Druckdifferenz zwischen den Medien circa 110 bar
Gasseite 100 bar \pm 10 %, Flüssigkeitseite < 0-3 bar
- oszillierende Strömung auf der Gasseite mit einer Frequenz bis zu 7,5 Hz
- minimale Strömungsdruckverluste auf der Gasseite
- minimales Totvolumen auf der Gasseite
- minimale Strömungsdruckverluste auf der Flüssigkeitsseite

Im Vuilleumier-Prozeß wird eine Druckschwingung thermisch induziert. Aus diesem Grunde müssen die Eigenvolumina der Bauteile, wie z.B. die der Wärmeübertrager, minimiert werden, da jedes prozeßseitige Totvolumen die Druckschwingung dämpft und somit die Leistungsdichte des Prozesses verringert.

7.2. Optimierung

Um die idealen inneren Wärmeübertrager für eine Vuilleumier-Wärmepumpe zu entwickeln, ist es erforderlich die wärmetechnischen Zusammenhänge zu betrachten und die Gegenläufigkeit zu einem Optimum zu führen. Dazu werden im folgenden die allgemeinen Wärmeübertragungseigenschaften formuliert und mathematisch optimiert.

7.2.1. Konvektiver Wärmeübertragung

Der ideale konvektive Wärmeübergang findet bei minimiertem Wärmeübertragungswiderstand statt. Gleichzeitig verursacht die erzwungene Strömung des Gases minimale Druckverluste und die Kanäle des Wärmeübertragers weisen minimales freies Gasvolumen auf. Durch die einzelne Formulierung der Zusammenhänge und der anschließenden Optimierung kann die optimale Wärmeübertragerstruktur gefunden werden.

7.2.1.1. Wärmeübertragung

Für den konvektiv übertragenden Wärmestrom \dot{Q} gilt folgender Zusammenhang

$$\dot{Q} = \mathbf{a} \cdot A \cdot \Delta \mathbf{J}_{\text{In}} \quad \text{Gl. 7-1}$$

mit \mathbf{a} als dem Wärmeübertragungskoeffizient, A als der Wärmeübertragungsfläche und $\Delta \mathbf{J}_{\text{In}}$ als der logarithmischen Temperaturdifferenz. Mit dem Wärmeübertragungskoeffizienten \mathbf{a} aus dem Kennzahlgesetz für laminare Strömungen

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot d_{\text{hyd}}}{\lambda_{\text{Gas}}} = 3,66 \quad \text{Gl. 7-2}$$

und der Wärmeübertragungsfläche A als

$$A = \mathbf{p} \cdot d_{\text{hyd}} \cdot l \cdot n \quad \text{Gl. 7-3}$$

ergibt sich für den Kehrwert des Wärmeübertragungswiderstandes folgende Beziehung in Abhängigkeit von den geometrischen Größen Länge l und Kanalzahl n :

$$\frac{\dot{Q}}{\Delta \mathbf{J}_{\text{In}}} = 3,66 \cdot \mathbf{p} \cdot \mathbf{l}_{\text{Gas}} \cdot l \cdot n = \text{Const.} \cdot l \cdot n \quad \text{Gl. 7-4}$$

Daraus folgt, daß der je Kelvin Temperaturdifferenz übertragene Wärmestrom direkt proportional zur Länge und zur Anzahl der Kanäle bzw. Rohre ist.

7.2.1.2. Druckverlust

Für den Druckverlust einer Strömung in einem Kanal gilt folgender Zusammenhang:

$$\Delta p = \mathbf{x} \cdot \frac{l}{d_{hyd}} \cdot \frac{\mathbf{r} \cdot w^2}{2} \quad \text{Gl. 7-5}$$

mit \mathbf{x} als dem Widerstandsbeiwert, \mathbf{r} als der Dichte des strömenden Mediums und w als der mittleren Strömungsgeschwindigkeit. Der Widerstandsbeiwert ist bei laminarer Strömung

$$\mathbf{x} = \frac{64}{\text{Re}} = 64 \cdot \frac{\mathbf{h}}{w \cdot \mathbf{r} \cdot d_{hyd}} \quad \text{Gl. 7-6}$$

mit \mathbf{h} als der dynamischen Viskosität des strömenden Mediums. Für den Druckverlust in Abhängigkeit von den geometrischen Größen Länge, hydraulischer Durchmesser und Kanalzahl gilt somit:

$$\Delta p = \frac{128 \cdot \dot{V} \cdot \mathbf{h}}{\mathbf{p}} \cdot \frac{l}{d_{hyd}^4 \cdot n} = \text{Const.} \cdot \frac{l}{d_{hyd}^4 \cdot n} \quad \text{Gl. 7-7}$$

Der Druckverlust ist demnach proportional zur Strömungslänge l , umgekehrtproportional zur vierten Potenz des hydraulischen Durchmessers d_{hyd} und umgekehrtproportional zur Anzahl der Rohre n .

7.2.1.3. Totvolumen

Für das Totvolumen dem dritten Zielwert für die Optimierung eines Wärmeübertragers gilt folgender Zusammenhang:

$$V_{tot} = n \cdot l \cdot d_{hyd}^2 \cdot \frac{\mathbf{p}}{4} = \text{Const.} \cdot n \cdot l \cdot d_{hyd}^2 \quad \text{Gl. 7-8}$$

Es ist somit direkt proportional zum Produkt aus der Anzahl der Rohre n , der Länge der Rohre l und dem Quadrat des hydraulischen Durchmessers d_{hyd} .

7.2.1.4. Optimierung

Infolge der drei Zusammenhänge ergibt sich der ideale Wärmeübertrager mit einer unendlichen Anzahl parallel durchströmter Kanäle, die neben einem hydraulischen Durchmesser von nahe Null auch eine Länge von nahe Null aufweisen. Der optimale Wärmeübertrager stellt somit einen unrealen Grenzfall dar. Für jeden Wärmeübertrager gilt, daß beispielsweise durch eine Erhöhung der Anzahl der parallel durchströmten Kanäle um den Faktor $\sqrt{8}$ und entsprechend verringerten hydraulischem Durchmesser und Strömungslänge sein Wärmeübertragungswiderstand halbiert werden kann. Das Ergebnis dieser Optimierung kann somit nur eine Optimierungsrichtung sein, die in die Formulierung der konstruktiven Zielsetzung einfließt.

7.2.2. Wärmeleitung durch die drucktragende Wand

Die Wand zwischen den beiden am Wärmeübergang beteiligten Medien sollte für einen effektiven Wärmetransport möglichst dünn sein. Entgegen steht diesem die drucktragende Funktion dieses Bauteils zwischen dem unter hohem Druck (110 bar) stehenden Arbeitsgas und dem flüssigen Wärmeträgermedium (1 bis 5 bar). Eine genauere Betrachtung mit der Zielsetzung einer Optimierung dieser gegenläufigen Anforderungen wird im folgenden durchgeführt. Für den molekularen Wärmetransport durch eine feste Wand gilt allgemein:

$$\dot{Q}_{\text{Leitung}} = \frac{\lambda_{\text{Werkstoff}}}{d} \cdot A \cdot \Delta J \quad \text{Gl. 7-9}$$

mit $\lambda_{\text{Werkstoff}}$ als der Wärmeleitfähigkeit des Wandwerkstoffes und d als der Wanddicke. Für die Fläche der Trennwand gilt bei einer zylindrischen Geometrie der Wärmeübertragerkanäle folgender geometrischer Zusammenhang:

$$A = p \cdot 2 \cdot r \cdot l \cdot n \quad \text{Gl. 7-10}$$

mit r als dem mittleren Radius des Zylinders, l der Länge und n als der Anzahl des Zylinder. Die erforderliche Wanddicke eines drucktragenden Zylinders kann durch Umformen aus der Kesselformel:

$$p_i \cdot r_i = \frac{K}{S} \cdot d \quad \text{Gl. 7-11}$$

folgendermaßen berechnet werden:

$$d = p_i \cdot r_i \cdot \frac{S}{K} \quad \text{Gl. 7-12}$$

Dabei steht p_i für den inneren Überdruck auf die Zylinderwand, r_i für den inneren Radius des Zylinders, K für den Festigkeitskennwert des Werkstoffes und S für den Sicherheitsbeiwert. Unter der Voraussetzung dünnwandiger Rohre kann der mittlere Radius der Rohre und der innere Radius annähernd gleich gesetzt werden, so daß sich für die zur Durchleitung der Wärmemenge \dot{Q} eine Temperaturdifferenz ΔJ erforderlich ist:

$$\Delta J = \frac{\dot{Q} \cdot p_i}{2 \cdot p} \cdot \frac{1}{\lambda_{\text{Werkstoff}}} \cdot \frac{S}{K} \cdot \frac{1}{l \cdot n} \quad \text{Gl. 7-13}$$

Es ist daraus zu erkennen, daß einerseits die erforderliche Temperaturdifferenz von den Werkstoffeigenschaften Wärmeleitfähigkeit und Festigkeitskennwert abhängt. Eine Maximierung aus dem Produkt dieser beiden Werkstoffeigenschaften führt zu einer minimalen Temperaturdifferenz. Auf der anderen Seite hängt die erforderliche Temperaturdifferenz von der von den geometrischen Größen Länge und Anzahl der Kanäle ab. Auch die Maximierung des Produktes aus diesen beiden Größen führt zu einer minima-

len Temperaturdifferenz. Gl. 7-13 zeigt weiterhin, daß die für den Wärmedurchgang erforderliche Temperaturdifferenz unabhängig von dem Radius der Kanalstruktur ist.

Der Vergleich mit der Optimierungsrichtung des konvektiven Wärmeübergangs zeigt, daß die Anzahl der Kanäle in beiden Fällen zu maximieren ist, um eine optimale Lösung zu erreichen. Gegensätzlich ist die Anforderung an die Länge der parallelen Kanäle. Für einen optimalen konvektiven Wärmeübergang wäre aufgrund der Strömungsdruckverluste eine minimale Kanallänge optimal, wohingegen für den Wärmedurchgang aufgrund der größeren Fläche ein maximierter Strömungsweg ideal wäre.

7.2.3. Konstruktive Zielsetzung

Neben den oben mathematisch formulierten geometrischen Zielsetzungen bezüglich eines optimalen konvektiven Wärmeübergangs und einem minimierten Wärmeleitwiderstand durch die drucktragende Trennwand, ergeben sich für eine serientechnisch umsetzbare Konstruktion noch weitere Anforderungen. Wesentliche Kostenfaktoren einer Serienproduktion sind Werkstoffkosten, Fertigungskosten und Kosten die bei komplexen Fertigungsverfahren aufgrund der erforderlichen Nacharbeit anfallen.

Bezüglich der wärmetechnischen Eigenschaften sind Werkstoffe mit guten Wärmeleitfähigkeiten wie Kupfer und auch Aluminium ideal, unter Berücksichtigung der Werkstoffkosten ist das Aluminium dem Kupfer in jedem Fall vorzuziehen. Nachteilig ist jedoch das Korrosionsverhalten des Aluminiums in Verbindung mit Heizungswasser.

Die Fertigungskosten werden von dem Aufwand der einzelnen Fertigungsschritte und auch durch ihre Anzahl bestimmt. Erstrebenswert sind somit Fertigungsverfahren, in denen die erforderlichen feinen geometrischen Strukturen ohne Nacharbeit abgebildet werden können.

Bei dem Entwurf einer Wärmeübertragervariante und bei dessen Konstruktion ist aufgrund der geforderten Heliumdichtigkeit des Bauteils auf die Minimierung der Fügstellen zu achten. Unabhängig von dem Fügeverfahren, stellt jede Fügstelle ein Fertigungsrisiko dar und ist somit mit Fertigungsfolgekosten verbunden.

Eine weitere konstruktive Randbedingung folgt aus der Suche nach einem geeigneten Dichtungskonzept für die Kolbenringe der Vuilleumier-Wärmepumpe. Zur Vermeidung veränderlicher Spaltweiten zwischen dem Dichtring und der Gegenlauffläche ergibt sich die Forderung nach einer Gegenlauffläche mit einer konstanten Temperatur, die ideal durch die Wärmeübertrager gebildet werden können. Die inneren zylindrischen Flächen der Wärmeübertrager sollten somit eine Länge aufweisen, die die Amplitude der Verdrängerbewegung addiert mit der Dichtungsbreite übersteigt. Zusätzlich sollte sie aus selbigem Grund durch die Druckbelastung nur geringe elastische Dehnungen aufweisen.

Diese Überlegungen haben im Rahmen dieses Forschungsvorhabens zu der Weiterentwicklung des klassischen Rohrbündel-Wärmeübertragers, der als Stand der Technik

in Vuilleumier-Wärmepumpen bezeichnet werden kann, geführt. Im folgenden werden zwei Ergebnisse dieser Weiterentwicklung vorgestellt.

7.3. Sternprofil-Wärmeübertrager

Die bisher in regenerativen Gaskreisprozessen im wesentlichen eingesetzten Rohrbündel-Wärmeübertrager weisen neben der Vielzahl der Fügstellen einen weiteren Nachteil auf. Die eingesetzten Rohre mit einem inneren Durchmesser in der Nähe von 1 mm weisen aus fertigungstechnischen Gründen eine Wanddicke auf, die wesentlich über der für die drucktragende Funktion erforderlichen liegt. Dieses hat neben der Verschlechterung der wärmetechnischen Bedingungen eine große kostenintensive Materialansammlung zur Folge. Aus Sicht der drucktragenden Funktion wäre somit ein größerer Innendurchmesser der drucktragenden Kanalwände anzustreben.

Aus diesen Beobachtungen resultiert die Idee des Sternprofil-Wärmeübertragers. Der Innendurchmesser der drucktragenden Rohre wird vergrößert und gleichzeitig wird durch die Aufteilung der Rohre in mehrere Einzelkanäle die für die Wärmeübertragung erforderlichen kleinen hydraulischen Durchmesser erreicht. Die Anzahl der erforderlichen Fügstellen wurde gleichzeitig nennenswert reduziert.

Konkret wird die Geometrie durch sternförmige Profile erreicht, die in Rohre eingesetzt werden. Hierdurch entstehen pro Rohr, d.h. pro Fügstelle, mehrere Strömungskanäle mit kleinen hydraulischen Durchmessern. Dabei wird das sternförmige Profil mittels Strangpressverfahren als Meterware hergestellt und in die Rohre eingelegt. Um einen formschlüssigen Kontakt zwischen dem Sternprofil und der Rohrwand zu erreichen, wird das Rohr anschließend umrollt und damit auf das Sternprofil aufgepreßt. Im selben Bearbeitungsschritt können die Rohre mit einer äußeren schraubenförmigen Berippung versehen werden, die den Wärmeübergang auf der Seite der Flüssigkeit verbessert. Zur Veranschaulichung ist eine Kombination aus einem zehnstrahligen Sternprofil und einem berippten Rohr in Abb. 7.1 dargestellt.

Bei der Umsetzung des neuartigen Sternprofil-Wärmeübertrager in ein Vuilleumier-Wärmepumpe wurden um schnell Prototypen realisieren zu können auf Standardmaße für berippte Rohre aus Kupfer zurückgegriffen. Bezüglich des Sternprofils konnte einerseits auf keine bestehenden Profile zurückgegriffen werden und andererseits bedeutete die Herstellung eines neuen Profils mittels Strangpressverfahren auch kein unüberwindlicher Aufwand. Im folgenden wird das Sternprofil unter der Beachtung der fertigungstechnischen Randbedingungen wärme- und strömungstechnisch optimiert. Randbedingungen waren dabei die Geometrie der Kupferrohre mit einem Innendurchmesser von 7,9 mm der Aluminiumwerkstoff (AlMgSi0,5) als Sternwerkstoff und die damit verbundenen geometrischen Grenzen des Strangpressverfahrens mit einer minimalen Stegbreite von $b = 1$ mm sowie einem Krümmungsradius am Kanalgrund von $R \approx 0,3$ mm und einem Öffnungswinkel der Kanäle von $\varphi \geq 30^\circ$. Für Optimierungszwecke war es

erforderlich, den freien Strömungsquerschnitt und den hydraulischen Durchmesser der Kanäle als stetige Funktionen der Teilung bzw. des Öffnungswinkels φ zu formulieren.

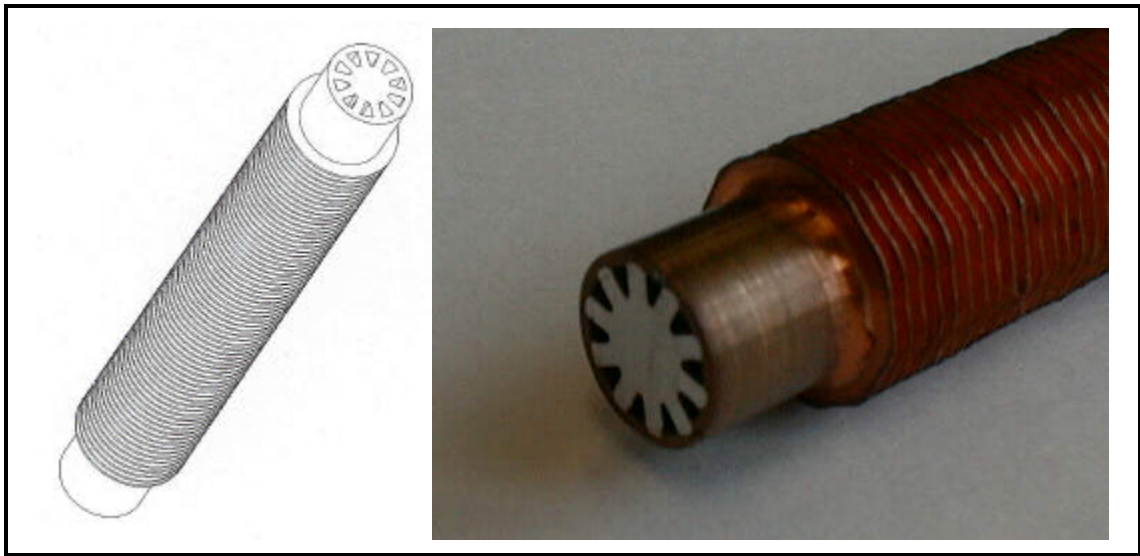


Abb. 7.1: Prinzipskizze und Photographie eines Rohres mit eingesetztem Sternprofil

Gemäß Abb. 7.2 ergibt sich die freie Strömungsquerschnittsfläche pro Kanal gemäß

$$A = A_o - 2A_1 - 2A_2 + A_3 \quad \text{Gl. 7-14}$$

Dabei gilt aufgrund geometrischer Beziehungen

$$A_o = \frac{1}{2} r^2 (\mathbf{j} - 2\mathbf{a}) \quad \text{Gl. 7-15}$$

$$A_1 = \frac{1}{4} br \left(\sqrt{1 - \left(\frac{b}{2r}\right)^2} - \frac{b}{2r} \cot \frac{\mathbf{j}}{2} \right) \quad \text{Gl. 7-16}$$

$$A_2 = \frac{1}{2} R^2 \cot \frac{\mathbf{j}}{2} \quad \text{Gl. 7-17}$$

$$A_3 = \frac{1}{2} R^2 (\mathbf{p} - \mathbf{j}) \quad \text{Gl. 7-18}$$

wobei

$$\alpha = \arcsin \frac{b}{2r} \quad \text{Gl. 7-19}$$

und $r = 3,95$ mm der Rohrrinnenradius ist.

Damit folgt schließlich

$$A = r^2 \left[\frac{\mathbf{j}}{2} - \mathbf{a} \right] \frac{b}{2r} \sqrt{1 - \left(\frac{b}{2r}\right)^2} + \left(\left(\frac{b}{2r}\right)^2 - \left(\frac{R}{r}\right)^2 \cot \frac{\mathbf{j}}{2} + \frac{1}{2} \left(\frac{R}{r}\right)^2 (\mathbf{p} - \mathbf{j}) \right) \quad \text{Gl. 7-20}$$

und für den Umfang gilt

$$U = r \left[j - 2a + 2 - 2 \left(\frac{R}{r} + \frac{b}{2r} \right) \cot \frac{j}{2} + \frac{R}{r} (p - j) \right] \quad \text{Gl. 7-21}$$

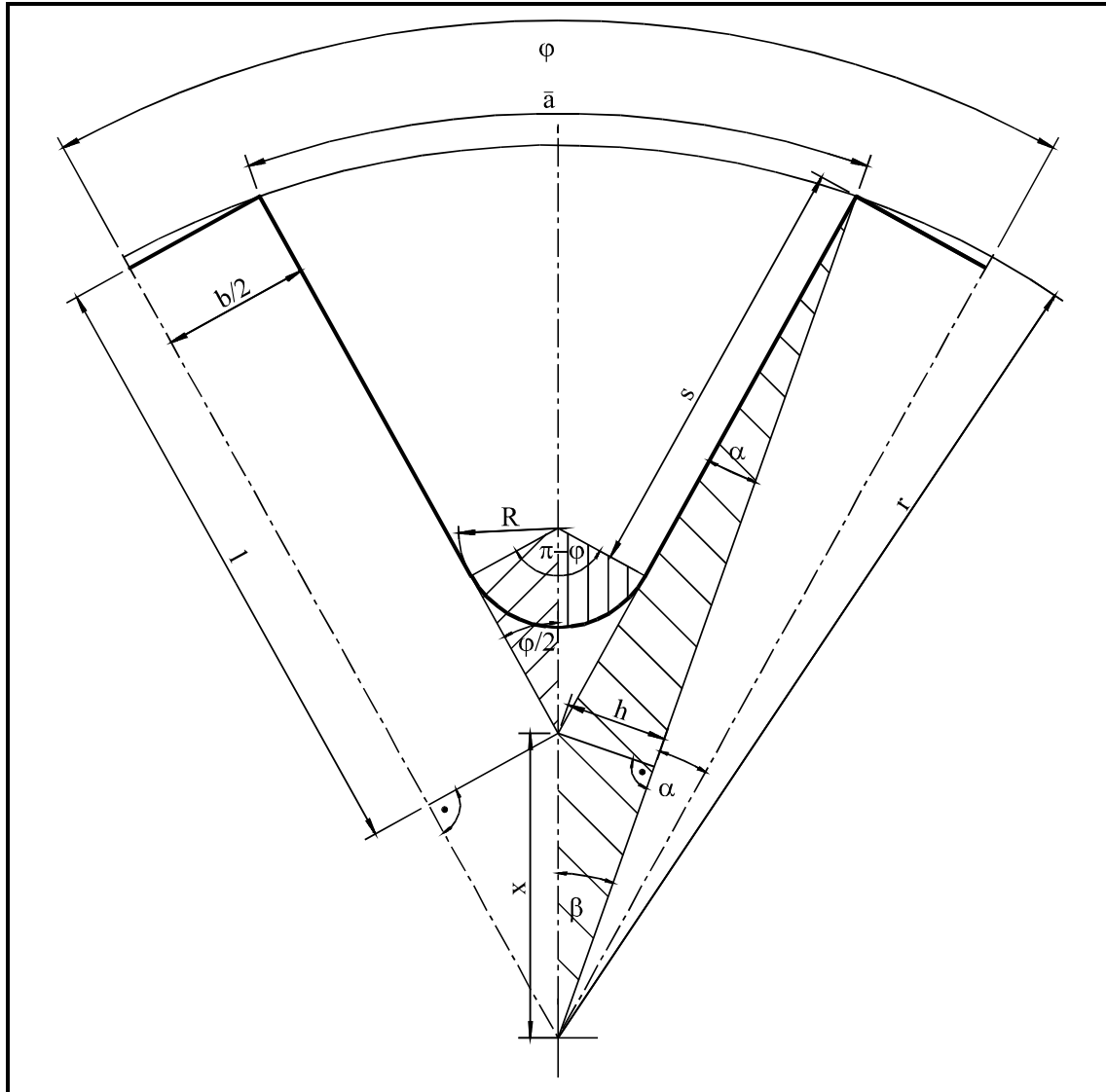


Abb. 7.2: Skizze zur Bestimmung der freien Strömungsquerschnittsfläche pro Kanal des Sternprofils

Da im Simulationsprogramm ein Unterprogramm zur Berechnung von Rippen-Wärmeübertragern mit rechteckigem Rippen- und Kanalquerschnitt zur Verfügung stand, lag es angesichts der relativ unerheblichen Abweichungen im vorliegenden Fall nahe, eine entsprechende Umrechnung vorzunehmen. Für einen rechteckigen Kanal mit den Kantenlängen a_k und b_k ergibt sich danach sowohl der gleiche Querschnitt als auch der gleiche hydraulische Durchmesser, wenn die Maße entsprechend

$$a_k = \frac{U}{4} + \sqrt{\frac{U^2}{16} - A} \quad \text{Gl. 7-22}$$

und

$$b_k = A / a_k \quad \text{Gl. 7-23}$$

gewählt werden. Dabei existiert eine reelle Lösung von Gl. 7-22 für alle Teilungswinkel $\varphi < 2$ rad, einem Grenzwert, der deutlich außerhalb des plausiblen Bereiches liegt.

Mit diesen Berechnungsgrundlagen wurden Optimierungen des Gesamtprozesses nach dem in /4/ beschriebenen hierarchischen Verfahren durchgeführt. Exemplarisch werden hier aus Platzgründen lediglich die Ergebnisse einer Variation des temperaturbezogenen Totvolumens dargestellt, wobei die geforderte Heizleistung bei konstanter Drehzahl (900 min^{-1} im Maximallastfall) über Querschnittsskalierungen abgeglichen wurde. Zugleich wurde die Zahl der Rohre/Reihe zwischen 31 und 34 variiert, siehe Tab. 7.1.

Es bestätigt sich zunächst die Tendenz, daß bei höheren Totvolumenwerten eine verbesserte Leistungszahl zu erwarten ist, jedoch beschränkt die Nebenbedingung einer konstanten Heizleistung in Verbindung mit der festgelegten Grenze für den Außendurchmesser des Druckbehälters die Optimierungsmöglichkeiten, so daß die dritte Spalte in Tab. 7.1 für die weiteren Rechnungen zugrunde gelegt wurde.

	Fall I	Fall II	Fall III	Fall IV
$\Sigma (V/T)/V_{\text{Hub}}/T_{\text{ref}}$	0,8027	0,8916	0,9806	1,0674
Rohrzahl / Reihe	31	32	33	34
Zylinderdurchmesser [mm]	126,7	131,1	133,7	137,3
Rippenbreite [mm]	1,010	1,010	1,012	1,015
hydraulischer Durchmesser [mm]	1,144	1,184	1,251	1,319
Öffnungswinkel [°]	34,84	35,74	37,31	38,98
Leistungszahl (max.)	1,340	1,348	1,368	1,386
Leistungszahl (opt.)	1,520	1,535	1,564	1,581

Tab. 7.1: Optimierungsergebnisse bei Variation des temperaturbezogenen Totvolumens

Die Ergebnisse für den Öffnungswinkel liegen relativ dicht am Startwert von 36° und rechtfertigen keine Abweichung von der bereits favorisierten Teilung (10er-Stern). Für die ebenfalls optimierte Rippenbreite ergibt sich im Rahmen des Abbruchfehlers stets der untere Grenzwert von 1 mm, so daß es keinen Grund gibt, hiervon abzuweichen. Die Vermutung, der Wärmedurchgang könne durch den äußeren Wärmeübergang limitiert sein, so daß ein höherer Füllungsanteil im Rohrquerschnitt bei gleichzeitig erhöhter Rohrzahl von Vorteil wäre, bestätigte sich somit nicht.

Mit diesen Rechnungen läßt sich die optimale Geometrie des Sternprofils folgendermaßen festlegen:

$$b = 1 \text{ mm}; a_k = 1,66 \text{ mm}; b_k = 0,944 \text{ mm} \Rightarrow d_h = 1,204 \text{ mm}$$

Nach der Festlegung der Geometrie des Sternprofils und damit dem hydraulischen Durchmesser ergeben sich aus numerischen Simulationsrechnungen bei festgelegter An-

zahl der Rohrreihen die Länge und die Anzahl der Rohre pro Rohrreihe. Für die Länge ergibt sich bei allen Optimierungen die minimale Länge, die durch die Funktion der Gegenlauffläche der dynamischen Dichtung ergibt. Die Anzahl der Rohrreihen ist in den drei Wärmeübertragern, dem kalten, dem warm/kalten und dem warm/heißen unterschiedlich. Für die ersten zwei ergeben sich drei Rohrreihen als günstig, der warm/heiße wird mit zwei Rohrreihen ausgeführt. Ursächlich dafür ist die durch die Temperaturunterschiede veränderliche Dichte des Arbeitsgases und die damit verbundenen unterschiedlichen Massenströme.

Die Rohre werden auf der Ober- und Unterseite in ringförmigen Rohrträgern aus Edelstahl aufgenommen. Den Innenteil des Wärmeübertragers bildet ein Druckzylinder, den Außenteil ein Stützzylinder, die ebenfalls aus Edelstahl bestehen. Der prinzipielle Aufbau der Wärmeübertrager ist in Abb. 7.3 dargestellt.

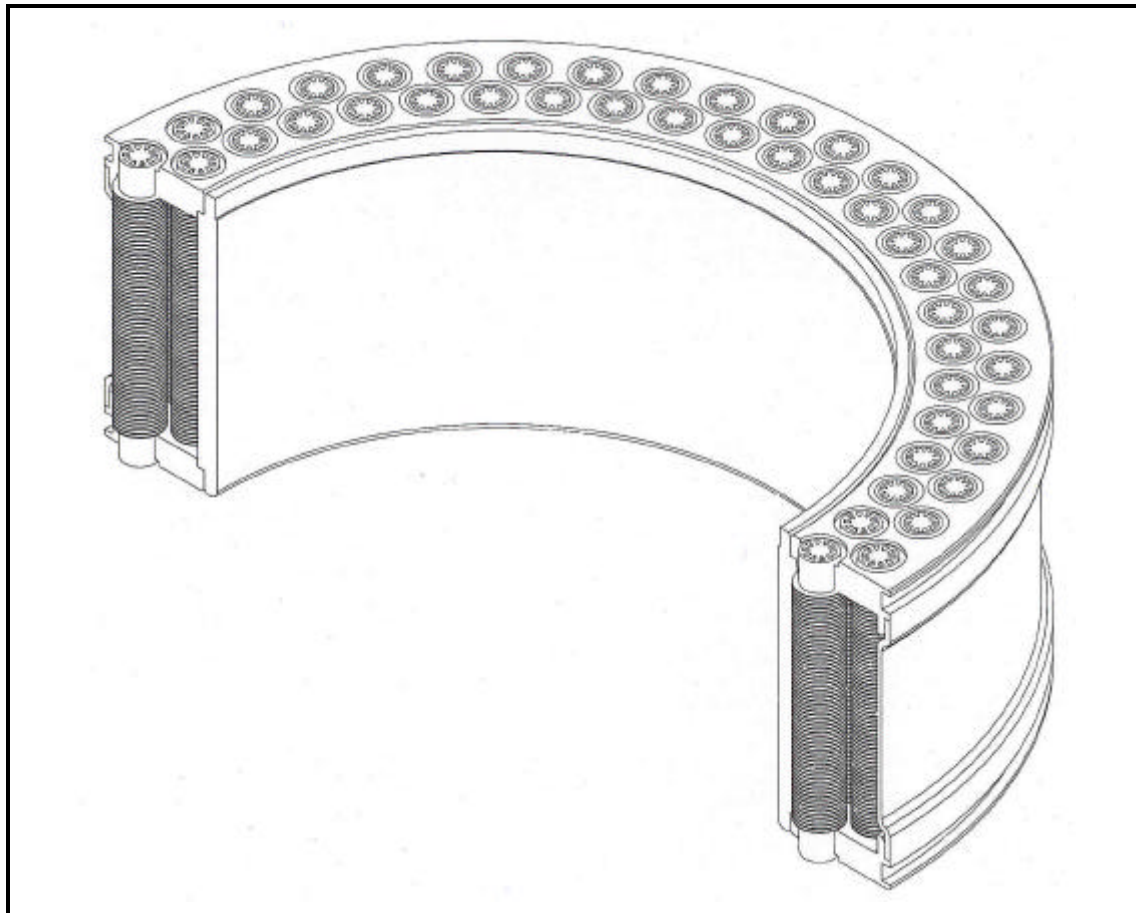


Abb. 7.3: Prinzipskizze des Sternprofil-Wärmeübertragers

Insgesamt werden in der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe drei der beschriebenen Wärmeübertrager eingesetzt, wobei der warm/kalte und der kalte Wärmeübertrager baugleich und dreireihig ausgeführt sind, wohingegen der zweireihige heiße Wärmeübertrager über einen kleineren Außendurchmesser verfügt (vgl. Abb. 3.6 auf Seite 41).

Das Fügeverfahren mit dem die einzelnen Komponenten des Sternprofil-Wärmeübertragers zu einer Baugruppe zusammengeführt werden, ist abhängig von den Werkstoffen der einzelnen Komponenten. Die Rohre wurden bei der Ausführung mit Sternprofilen

aus Aluminium mittels Weichlötung mit den Rohrträgern gefügt. Bei der späteren Ausführung mit Sternprofilen aus Kupfer konnte das serientauglichere Hartlötverfahren angewandt werden. Die Verbindung der Edelstahlkomponenten konnte ebenfalls durch Löten oder auch durch vorheriges Laserschweißen erfolgen.

Die Sternprofil-Wärmeübertrager wurden in allen experimentell untersuchten 20 kW-Vuilleumier-Wärmepumpen eingesetzt. Sie haben in jeder Weise den funktionalen Anforderungen erfüllt. Auch die geringen Druckverluste durch die querangeströmten berippten Rohrpakete auf der Seite der flüssigen Fluide konnten im Experiment bestätigt werden. Die Kalkulation der erforderlichen Herstellkosten hat jedoch gezeigt, daß der hohe Kupferanteil auch bei minimalen Fertigungskosten ursächlich für die hohen Kosten ist. Eine kostengünstigere Variante stellt der Aluminium-Kammerprofil-Wärmeübertrager dar, der im folgenden besprochen wird.

7.4. Aluminium-Kammerprofil-Wärmeübertrager

Die Konstruktion und die experimentelle Untersuchung der Sternprofil-Wärmeübertrager hat gezeigt, daß aus wärmetechnischer Sicht diese Wärmeübertragervariante für Vuilleumier-Wärmepumpen sehr gut geeignet ist. Um eine Reduktion der Herstellkosten zu erreichen wurde diese Variante durch Substitution des Kupfers optimiert und dadurch der Aluminium-Kammerprofil-Wärmeübertrager entwickelt.

Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wurde dieses alternative Wärmeübertragerkonzept erarbeitet. Parallel dazu wurde die Fragestellung untersucht, inwieweit Aluminium unter den Bedingungen des Heizungswassers bei schwellenden Lasten eingesetzt werden kann. Über die Ergebnisse wird im Anschluß an die Beschreibung der Konstruktion des Aluminium-Kammerprofil-Wärmeübertrager berichtet.

In Analogie zum Automobilbereich und Klimatechnik, in dem Aluminium nach [55] den Werkstoff Kupfer bereits weitgehend verdrängt, sollte im Sternprofil-Wärmeübertrager das Kupferrohr mit innerem Sternprofil durch ein Aluminiumbauteil substituiert werden. Kernstück dieses Wärmeübertragers bildet ein Aluminiumstrangpreßprofil, dessen Innenseite von kleinen Kanälen durchzogen ist, wie es am unteren Rand in Abb. 7.4 im Schnittbild dargestellt ist. Profile dieser Art werden serienmäßig im Klimatechnikbereich im Automobilbereich bei Drücken von 120 bar eingesetzt, wobei eine Anpassung dieser Profile auf ein höheres Druckniveau laut Hersteller jederzeit möglich ist.

Die Herstellung dieser Profile im Endlosverfahren über Strangpressen ist eine Standardtechnologie, die im Rahmen dieses Projektes auch schon bei der Erstellung der Sternprofile eingesetzt wurde. Durch Kombination des Strangpressens mit einem Beschichtungsverfahren können die Profile direkt nach ihrer Erstellung mit Lot überzogen werden, bevor das Ablängen und damit die Erstellung der Einzelprofile durchgeführt wird.

Nach der anschließenden Montage der Profile, der oberen und unteren Profilträgerplatte, die aus gestanztem Blechmaterial gefertigt werden können, und des innenliegenden

Druckzylinders, der aus Rohrmaterial erstellt werden kann, erfolgt eine stoffschlüssige Verbindung der Bauteile durch Löten in einem Durchlaufofen. Auch diese Fügetechnik ist Standard im Automobilkühlerbau, wo mittlerweile die aus Kunststoff gefertigten Seitenkästen der Kühler durch Aluminiumbauteile ersetzt wurden.

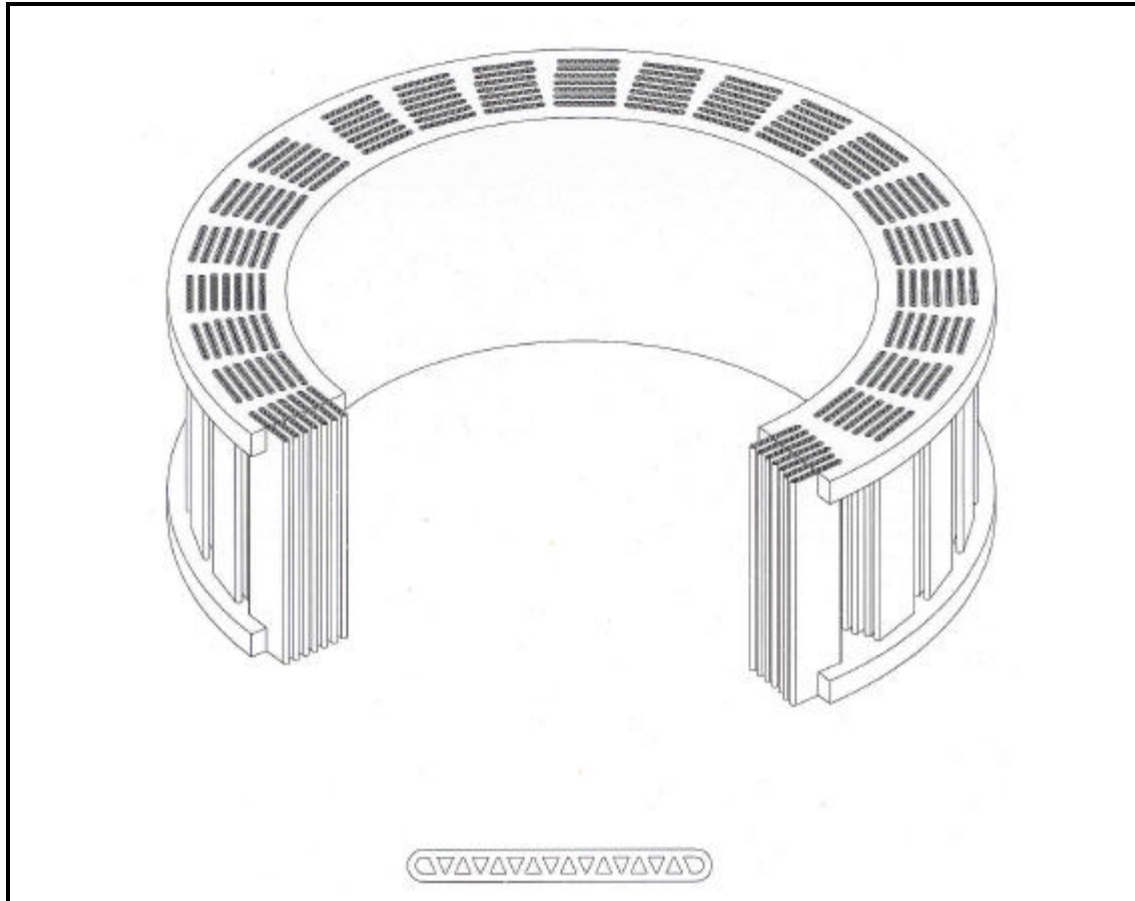


Abb. 7.4: Aluminium-Kammerprofil-Wärmeübertrager

Die Strömungsverhältnisse auf der Seite des flüssigen Fluids werden beim Aluminium-Kammerprofil-Wärmeübertrager analog zu denen im Sternprofil-Wärmeübertrager im Kreuzstrom geführt. Dieses kann sowohl in tangentialer wie in radialer Richtung erfolgen. Die fehlende Berippung im Vergleich zum Sternprofil-Wärmeübertrager wird durch engere Kanalgeometrie kompensiert.

7.5. Aluminium-Korrosionsuntersuchungen

Eine Anwendung von Aluminium als Wärmeübertragerwerkstoff in Verbindung mit Wasser wird zwar derzeit im Bereich der Automobilindustrie realisiert, jedoch stellt sich in der Anwendung dieses Werkstoffs in Verbindung mit der Vuilleumier-Wärmepumpe die Frage, inwieweit unter den Einwirkungen des Heizungswassers und der schwelenden Last eine Korrosionssicherheit gewährleistet ist. Zu diesem Zweck wurden in Verbindung mit dem Dänischen Technologischen Institut in Aarhus spezielle Korrosionsuntersuchungen durchgeführt.

7.5.1. Konzeption

Da es für die Ermüdungskorrosionsuntersuchungen von Aluminium unter schwellender Last keinerlei Erfahrungswerte noch etwaige Zeitrafferverfahren existieren, mußte eine eigene Versuchskonzeption erarbeitet werden. Da aus den experimentellen Untersuchungen der Vuilleumier-Wärmepumpe bekannt war, daß Rohre aus Kupfer den spezifischen Belastungen der Vuilleumier-Wärmepumpe standhalten, wurde ein Vergleich zwischen Aluminium und Kupfer angestrebt. Dabei sollte das Ermüdungsverhalten von Kupfer und verschiedenen Aluminiumproben aus geeigneten Aluminiumlegierungen unter schwelldem Innendruck zur Aufnahme von Wöhler-Linien experimentell untersucht werden.

Die Grundlage bildeten dabei folgenden Normen und Richtlinien:

- British Standard BS 3518 Part 1 „Fatigue Testing“
- DIN/ENV 1999 Teil 2, Eurocode 9 „Bemessung und Konstruktion von Aluminiumbauten“,
Teil 2 „Ermüdungsanfällige Tragwerke“
- DIN 50100 „Dauerschwingversuch“

7.5.2. Versuchsaufbau

Eine schematische Darstellung der Prüfaufstellung ist in Abb. 7.5 aufgetragen.

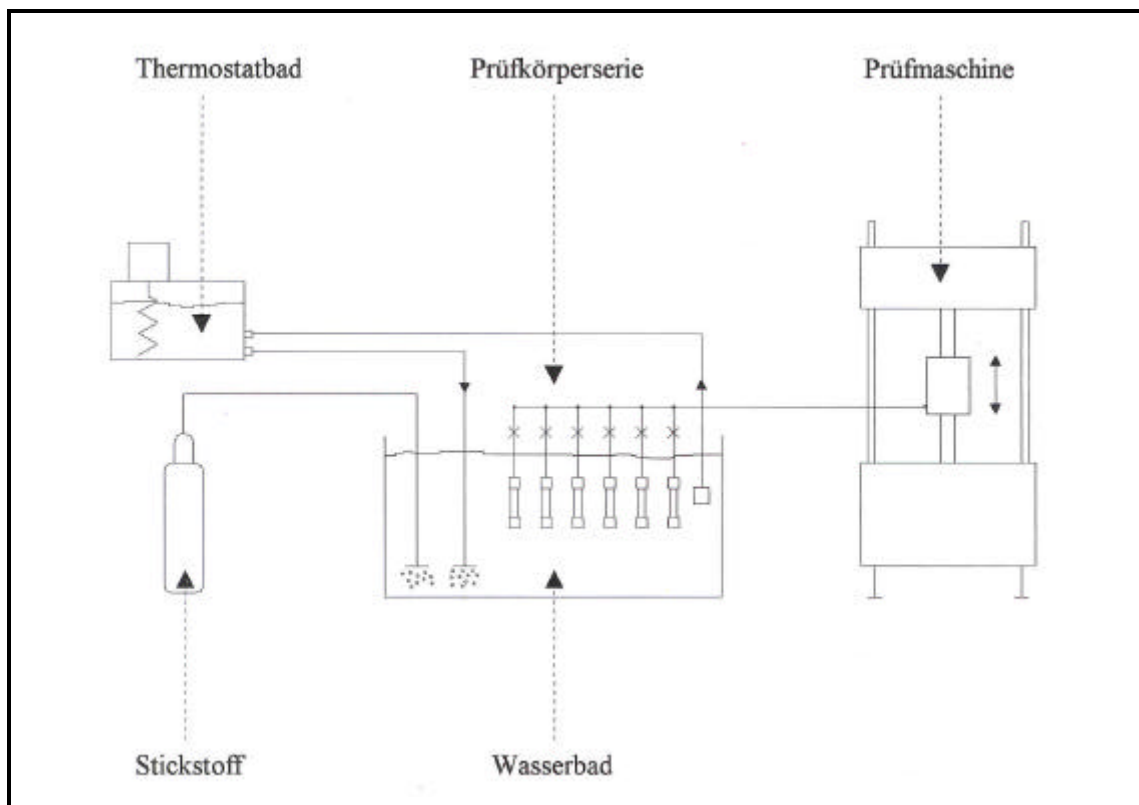


Abb. 7.5: schematische Darstellung der Prüfaufstellung für die Ermüdungskorrosionsuntersuchung

Die Prüfkörper wurden in Parallelanordnung an ein Hydrauliksystem angeschlossen, welches an einen Hydraulikzylinder, Typ Schur HCEOG 250 bar, angekoppelt war. Jeder Prüfkörper besitzt ein eigenes Abschaltventil, um im Falle der Zerstörung eines Prüfkörpers, diesen Anschluß aus dem Druckkreislauf herausnehmen zu können. Damit konnte sowohl ein wesentlicher Druckabfall im Hydrauliksystem als auch eine Ölkontamination des Wasserbades vermieden werden. Weiterhin wurde jeder Prüfkörper von einer dünnwandigen Aluminiumhülse umgeben, um im Falle der Zerstörung eines Prüfkörpers das ausgepreßte Hydrauliköl auffangen und entfernen zu können.



Abb. 7.6: Prüfmaschine mit Druckzylinder

Die Ermüdungsbelastung der Prüfkörper erfolgte dementsprechend in Form einer zyklischen Innendruckbeaufschlagung mit Hydrauliköl. Diese wurde durch die Montage des Hydraulikzylinders in eine dynamische Prüfmaschine, Typ Instron 1275 (± 500 kN, dynamisch), erreicht, wie in Abb. 7.6 dargestellt.

Die korrosive Belastung wurde durch das ständige Eintauchen der Prüfkörper in ein Wasserbad realisiert, wie aus Abb. 7.7 zu ersehen, in welchem annähernd sauerstofffreies Leitungswasser mit einer Temperatur von 70 ± 2 °C leicht strömte. Zur Erreichung einer relativen Sauerstofffreiheit während der Prüfperiode wurde das Wasser mit 99,9% Stickstoff gespült.

Mit Hilfe dieses Prüfstandsbaus sollten die Bedingungen einer Heizungswasserbeaufschlagung der Wärmeübertragerrohre innerhalb einer Hausheizungsinstallation simuliert werden.

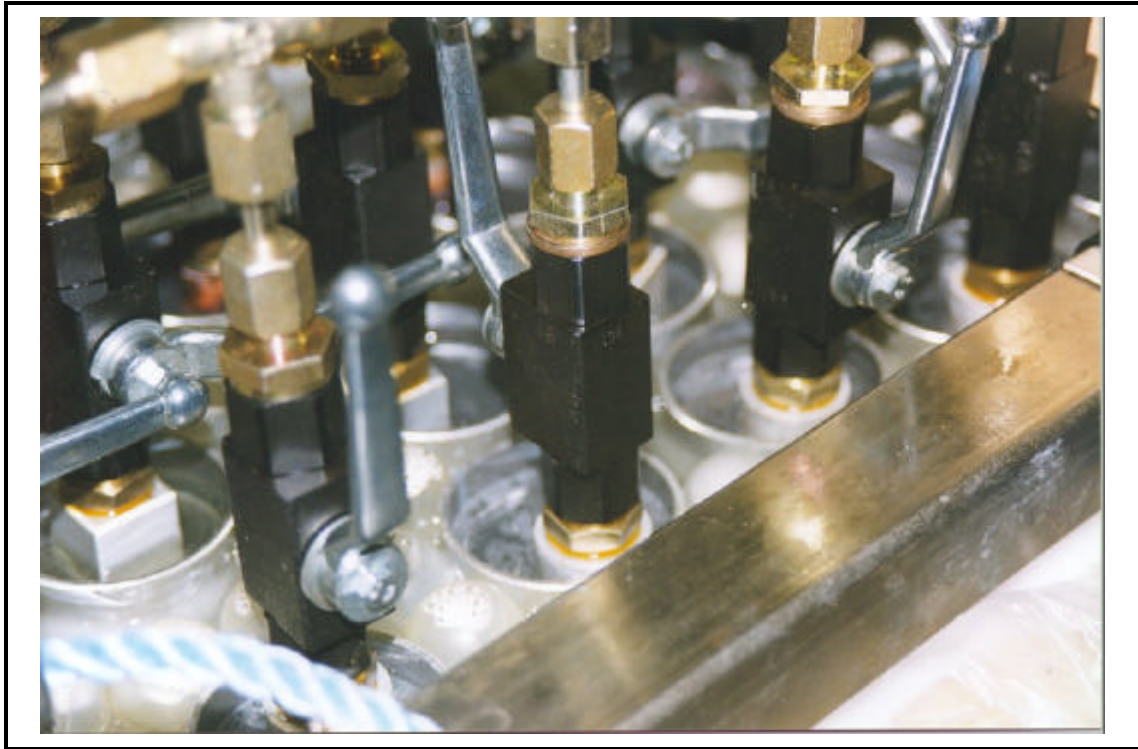


Abb. 7.7: Prüfkörperaufstellung im Wasserbad

Das Ermüdungsverhalten wurde an drei verschiedenen Aluminiumproben und zum Vergleich an einer Kupferprobe untersucht. Von jeder Probe wurden 18 bis 20 gleich Wärmeübertragerrohre hergestellt. Bei der Gestaltung der Probengeometrie wurde darauf geachtet, daß die Belastung der Rohrwandung an die Belastungsgrenzen des entsprechenden Werkstoffs angepaßt ist. Untersucht wurden im einzelnen folgende Probenserien:

- **Serie 1:** Aluminiumrohr, Legierung EN AW 3103, Dimension 8 * 0,38 mm, Oberfläche: wie extrudiert
- **Serie 2:** Aluminiumrohr, Legierung EN AW 3103, Dimension 8 * 0,38 mm, Oberfläche: verzinkt
- **Serie 3:** Aluminiumrohr, Legierung EN AW 6060 T6, Dimension 22 * 1 mm, Oberfläche: wie gezogen
- **Serie 4:** Kupferrohr, SF-Cu, Dimension 15,5 * 0,75 mm, Oberfläche: wie gezogen

7.5.3. Versuchsdurchführung

Die Prüfkörper wurden zyklisch mit drei unterschiedlichen Schwingbreiten von Innendrücken ($\Delta s, 2s_a$) bis zu ihrem Versagen belastet. Bei jeder dieser Belastungsstufen wurden jeweils 6 Prüfkörper der vier Probenserien, d.h. 24 Prüfkörper pro Belastungsstufe, geprüft. Die Prüffrequenz lag in Abhängigkeit von der Schwingbreite (stress-range) zwischen 2 und 4 Hz.

Prüfserie	Frequenz [HZ]	Innendruck [bar]	Druckdifferenz [bar]	Schwingbreite $2s_a$ [N/mm ²]				Mittelspannung s_m [N/mm ²]			
				1	2	3	4	1	2	3	4
		Probenserie									
1	2	20-100	80	76	76	80	74	57	57	60	56
2	4	21-60	39	37	37	39	36	38	38	41	38
3	4	30-60	30	29	29	30	-	43	43	45	-
4	2	24-122	98	-	-	-	91	-	-	-	68

Tab. 7.2: Prüfparameter zur Untersuchung des Ermüdungsverhaltens

In Tab. 7.2 sind die einzelnen Prüfparameter detailliert aufgeführt. Dabei entspricht die Numerierung der Prüfserien der Aufstellung in Abschnitt 7.5.2.

7.5.4. Ergebnisse

Die Ergebnisse der durchgeführten Ermüdungskorrosionstests von Wärmeübertragerrohren aus Aluminiumlegierungen und Kupfer lassen sich in folgenden Aussagen zusammenfassen:

- Von den drei für die Herstellung der Prüfkörper ausgewählten Werkstoffen
 - SF-Kupfer,
 - Aluminium-Mangan-Legierung EN AW 3103 und
 - Aluminium-Magnesium-Silizium-Legierung EN AW 6060 T6
 zeigten die Rohre aus Kupfer die beste Ermüdungsfestigkeit und damit Lebensdauer in den für die Untersuchungen simulierten Heizungswasser-Testbedingungen.
- Von den beiden Aluminiumlegierungen ließ der Werkstoff EN AW 6060 T6 das bessere Ermüdungsverhalten erkennen, wobei diese Legierung eine relativ große Streuung der Lastspielzahlen in den Belastungsstufen aufwies, wie in Abb. 7.8 zu erkennen. Während einige der Prüfkörper einer Belastungsstufe bereits bei geringeren Lastspielzahlen versagten, wurden von anderen Prüfkörpern dieser Serie auch nahezu die gleichen Lastspielzahlen wie von den Kupferprüfkörpern ertragen. Da das unterschiedliche Ermüdungsverhalten der Prüfkörper der Legierung EN AW 6060 T6 nicht auf ein Versagen im Bereich der Lötstellen zurückzuführen war, wird die Ursache für dieses Phänomen in einem für diesen Zweck ungenügenden Reinheitsgrad der Aluminiumrohre gesehen.
- An den Prüfkörpern der drei verwendeten Werkstoffe konnten über den Versuchszeitraum keine Anzeichen für eine beginnende Korrosion des Grundwerkstoffes entdeckt werden. Als Versagensursache wurden in allen untersuchten Fällen Ermüdungsrisse im Rohrwerkstoff festgestellt. Dieses Ergebnis ist besonders in Bezug auf die Aluminiumwerkstoffe interessant, da sich diese in direktem

elektrischen Kontakt zu den Kupferprüfkörpern befanden und sich dementsprechend auch Kupferionen im geschlossenen Wasserbad befunden haben. Die Verzinkungsschicht der Rohre aus der Legierung 3103 ließ jedoch eindeutige Auflösungserscheinungen erkennen. Während diese Schicht bei der hohen Schwingbreite durch die plastische Deformation der Prüfkörper teilweise abplatzte, konnte bei den niedrigen Schwingbreiten eine klare Auflösung dieser Zinkschicht festgestellt werden. Lokale Ablagerungen des Zinkes wurden nach Testende auf allen im Vorfeld unbeschichteten Prüfkörpern gefunden.

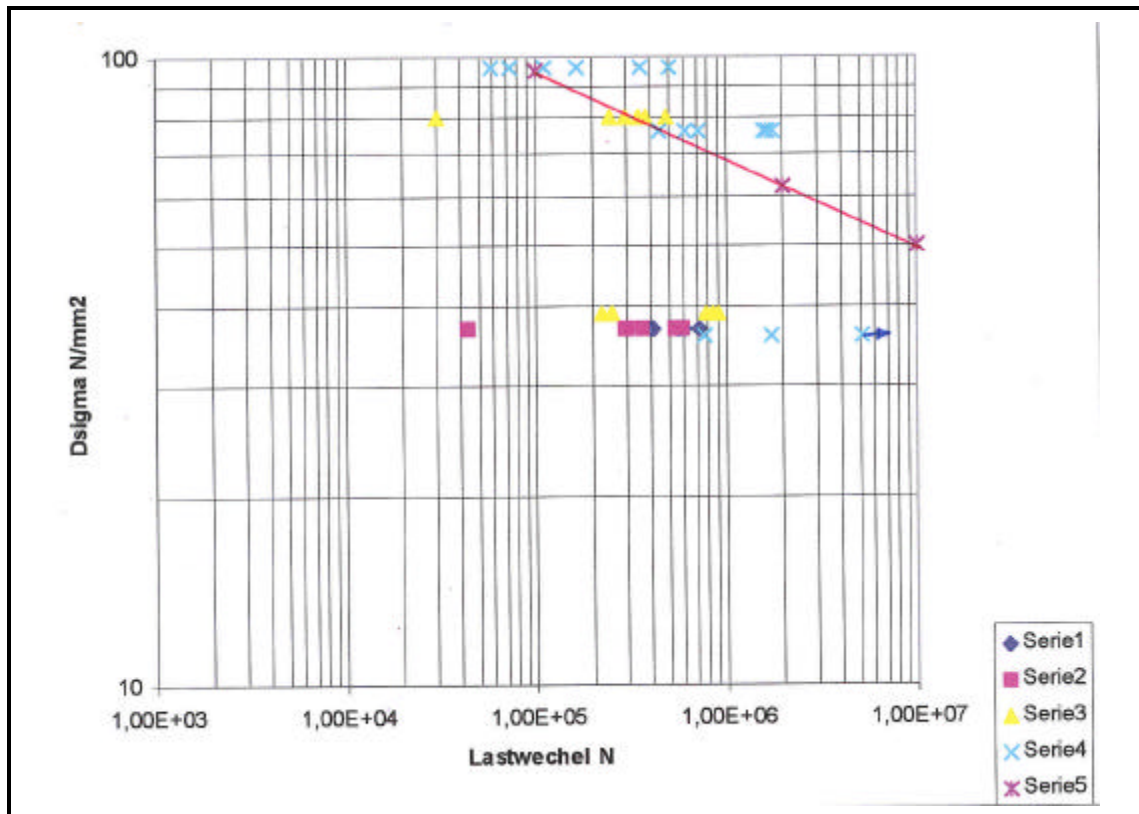


Abb. 7.8: Wöhlerdiagramm der untersuchten Proben.

- Im Kontrast zu den im obigen Punkt gemachten Aussagen läßt die Lage der einzelnen Meßpunkte der jeweiligen Probenserie einen deutlichen Einfluß der Testbedingungen (Trinkwasser, 70 °C, N₂-gespült) im Vergleich zu den in der Literatur angegebenen, an Luft gemessenen Ermüdungskurven erkennen. Unter Beachtung des generell unterschiedlichen Belastungszustandes zwischen einem klassischen Ermüdungsversuch an Luft und der in dieser Untersuchung angewendeten schwelenden Innendruckbelastung zeigen beispielsweise die Prüfkörper der Serie 3 (EN AW 6060 T6) einen steilen Abfall der Wöhlerkurve im Zeitfestigkeitsbereich unter den hier simulierten Heizungswasserbedingungen im Vergleich zu der im Wöhlerdiagramm (Abb. 7.8) eingezeichneten Kurve an Luft.

Dieses Phänomen ist im Prinzip gut bekannt und in vielen in der Literatur beschriebenen Korrosionsermüdungsversuchen vergleichbar nachgewiesen und beschrieben worden. Inwieweit hierbei allerdings von einem Korrosionseinfluß im Sinne der bekannten Korrosionsformen ausgegangen werden darf, ist fraglich, da die Prüfkörper keine der be-

kannten Korrosionsschädigungen (z.B. Lochfraß o.ä.) erkennen lassen, wie in Abb. 7.9 zu beobachten.

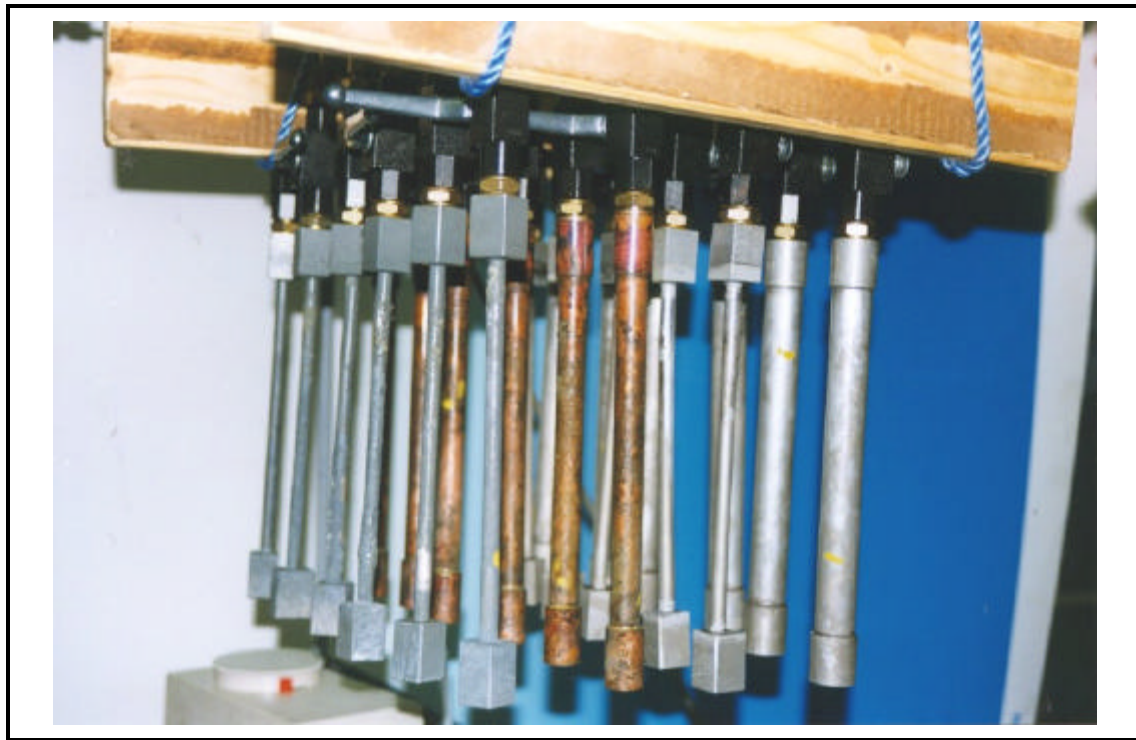


Abb. 7.9: Prüfkörper nach Ende der Prüfsreihe 1

7.5.5. Fazit

Kupfer-Wärmeübertragerrohre sind Aluminiumrohren der Legierungen EN AW 3103 und EN AW 6060 T6 hinsichtlich des Ermüdungskorrosionsverhaltens überlegen und erlauben die Verwendung geringer Wandstärken zur Erreichung eines hohen Wirkungsgrades des Wärmeübertragers.

Eine Anwendung von Aluminiumrohren für Wärmeübertrager unter den Randbedingungen der Vuilleumier-Wärmepumpe erscheint auf der Basis der durchgeführten Ermüdungskorrosionstests dennoch möglich, wenn die Wärmeübertragerrohre entsprechend größer in ihrer Wandstärke dimensioniert werden und hinsichtlich Reinheitsgrad des Werkstoffes und der Oberflächenbeschaffenheit optimiert werden.

Ein Verzinken der Aluminiumrohre erscheint für diese Anwendung als wenig sinnvoll.

Generell gilt, da die Ursachen für das Verhalten der Aluminiumrohre noch nicht abschließend geklärt werden konnte, daß eine grundlegende Untersuchung Aufschluß über die Korrosions und/oder Ermüdungsvorgänge geben muß, bevor ein Einsatz des Werkstoffes Aluminium in tragenden Komponenten der Wärmeübertrager von Vuilleumier-Wärmepumpen sinnvoll ist.

8. Regenerator

Regeneratoren waren bisher stets ein wesentlicher Kostenfaktor bei der Realisierung regenerativer Gaskreisprozesse, da sie aufgrund der hohen Anforderungen in Bezug auf das Druckverlust- und Wärmeübergangsverhalten in der Regel aus Drahtnetzpackungen oder aber aus Drahtgestrick hergestellt werden. Aus diesem Grunde wurden in /56/ verschiedene neue Regeneratorkonzepte entwickelt und einer Bewertung im Hinblick auf deren thermodynamische Eignung unterzogen. Am Ende dieses Evaluierungsprozesses haben sich im wesentlichen zwei Konzepte durchgesetzt. Neben Mineralfasermaterialien, konkret handelt es sich um Glasfasern der Stärke 20 μm und 35 μm , versprochen schmelzextrahierte Fasern aus VA-Stahl /57/ aus thermodynamischer und strömungsmechanischer Sicht sowie unter Berücksichtigung der geringen Material- und Konfektionierungskosten die besten Ergebnisse. Alternative Regeneratorkonzepte scheiterten entweder an den ungünstigen Wärmeübergangs- und Strömungsverhältnissen in der Matrix (z.B. aufgeschäumte Keramiken, deren Hauptbestandteil Siliciumcarbid ist /58/, bzw. poröse Sintermaterialien) oder an unüberwindbaren Grenzen in Bezug auf die Fertigungstechnik (z.B. das Prägen von Kunststofffolien mittels Heißprägeverfahren oder das Herstellen von gewellten Metallfolien, wie sie aus der Katalysatortechnik bekannt sind) oder an den Materialkosten bzw. den Kosten zur Konfektionierung der Matrix (z.B. das Ätzen von Metallfolien). Abb. 8.1 gibt einen Überblick über die im Rahmen dieses Forschungsprojektes untersuchten Regeneratorkonzepte und -materialien.

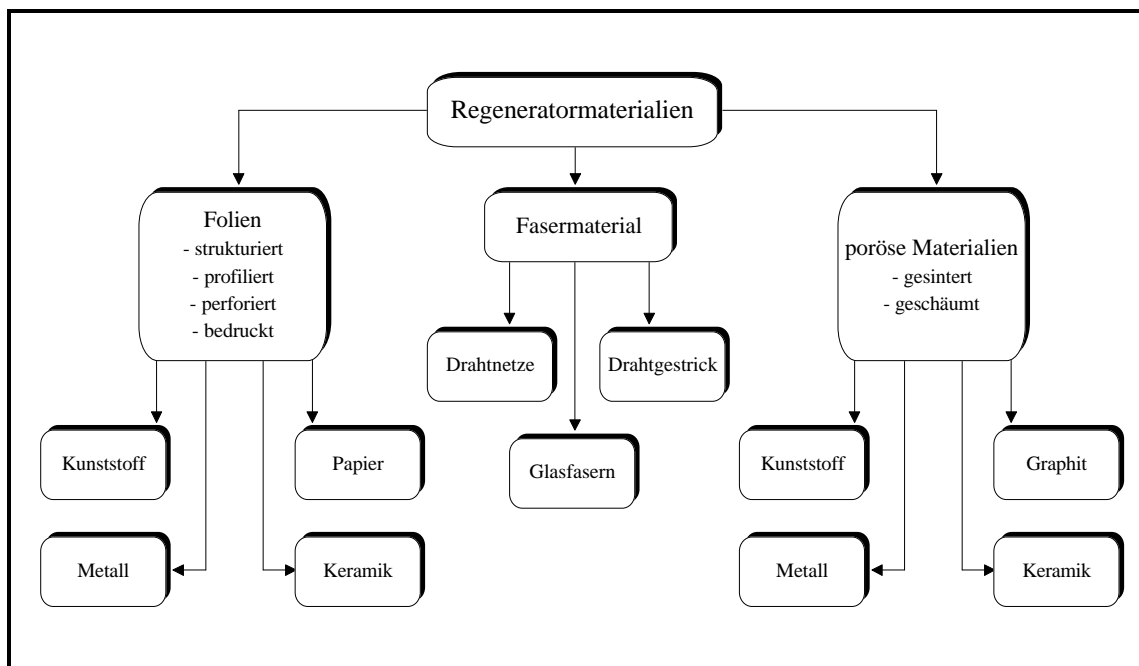


Abb. 8.1: Übersicht über mögliche Regeneratorkonzepte und Regeneratormaterialien

Für die experimentellen Untersuchungen an einem frühen Muster der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe aus dem vorhergehenden Forschungsprojekt, das bereits in /4/ eingehend beschrieben wurde, wurden schließlich sechs unterschiedliche Regenerator-konzepte ausgewählt. Neben den bereits erwähnten Glasfasermaterialien mit den Faserstärken 20 μm und 35 μm wurden Regeneratoren aus schmelzextrahierten VA-Fasern in gepreßter und gesinterter Form in die experimentellen Untersuchungen miteinbezogen. Zu Referenzzwecken wurden weiterhin je ein Regenerator aus Drahtgestrick (Drahtdurchmesser 22 μm), wie es in den bislang im Rahmen des Projektes realisierten Versuchsmaschinen zum Einsatz kam, sowie eine Matrix aus Drahtnetzen (Drahtdurchmesser 28 μm ; Maschenweite 78 μm) vermessen.

8.1. Auslegung und Dimensionierung der Regeneratoren

Grundlage der Auslegungsrechnungen ist das in /59/ entwickelte differentielle Berechnungsmodell zur Simulation regenerativer Gaskreisprozesse, das auch für die Auslegungs- und Optimierungsrechnungen für die bisher entwickelten Versuchsmaschinen verwendet wurde und bereits im Abschlußbericht zum ersten Teil dieses Forschungsprojektes /4/ näher erläutert wurde. Zur Beschreibung des Wärmeübergangs- sowie des Druckverlustverhaltens der Fasermatrizen wurden zunächst Korrelationen herangezogen, die vom ILK Dresden aufgrund der dort im Rahmen des ersten Forschungsprojektes (Förderkennzeichen 0326947A) durchgeführten Messungen für Metallfaservliese ermittelt worden sind /60/. Sie wurden später durch neue, am Lehrstuhl für Thermodynamik der Universität Dortmund entwickelte Korrelationen mit verbesserter theoretischer Grundlage /61/ ersetzt, wobei sich innerhalb des experimentell abgesicherten Gültigkeitsbereiches jedoch keine signifikanten Abweichungen ergaben. Die Berechnung der Matrix aus Drahtnetzen erfolgte mit Hilfe der in /62/ abgeleiteten Korrelationen. Die Optimierung der einzelnen Regeneratormatrizen basiert auf dem von /63/ entwickelten Simplex-Verfahren. Um die einzelnen Regeneratorkonfigurationen miteinander vergleichbar zu machen, wurden die Optimierungsrechnungen unter der Randbedingung einer zu erzielenden maximalen Heizleistung bei konstanter Leistungszahl ($e\epsilon = 1,5$) durchgeführt. Die Temperaturen in den flüssigen Wärmeträgerkreisläufen sowie am Erhitzerkopf der Maschine wurden für alle Berechnungen auf $T_{\text{kalt}} = 10^\circ\text{C}$, $T_{\text{warm}} = 50^\circ\text{C}$ und $T_{\text{heiß}} = 600^\circ\text{C}$, der Prozeßdruck auf $p = 120$ bar festgelegt. Da aus fertigungstechnischen und konstruktiven Gründen in der verfügbaren Versuchsmaschine nur der kalte Regenerator einer experimentellen Überprüfung zugänglich war, erstreckten sich die Optimierungsrechnungen auch lediglich auf dieses Bauteil. Die Anzahl der zu optimierenden Parameter ergab sich, bei durch den Kolbendurchmesser vorgegebenem Innendurchmesser (115 mm), aus dem Außendurchmesser und der Länge der Regeneratormatrix sowie der für die Auswertung der Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen benötigten Größen, wie der Porosität, dem Faserdurchmesser sowie im Falle der Drahtnetze der Maschenweite.

In die Auslegungsrechnungen flossen neben den bereits genannten Randbedingungen weitere Informationen ein. Zur Bestimmung des effektiven Faserdurchmessers der schmelzextrahierten VA-Fasern wurde zunächst auf Herstellerangaben (siehe auch Abschnitt 8.5) zurückgegriffen, aus denen ein effektiver Ersatzfaserdurchmesser von 23,4 μm resultierte. Erste Versuche mit der Matrix aus gesinterten schmelzextrahierten VA-Fasern machten allerdings deutlich, daß dieser Wert nicht mit den realen Verhältnissen übereinstimmt; anhand von Druckverlustmessungen wurde ein effektiver Faserdurchmesser von 49 μm ermittelt. Dieser Wert konnte durch die Bestimmung der spezifischen Oberfläche O_{spez} sowie der Materialdichte r unter Anwendung folgender Gleichung bestätigt werden, so daß für die weiteren Untersuchungen mit diesem Wert gearbeitet wurde.

$$d_{\text{hyd}} = \frac{4}{r \cdot O_{\text{spez}}} \quad \text{Gl. 8-1}$$

Im Falle der Glasfasern konnte ebenfalls auf bereits vorhandenes Datenmaterial aus Druckverlustmessungen für eine Matrix aus 20 μm Glasfasern zurückgegriffen werden. Um die experimentell ermittelten Druckverluste mit den Ergebnissen des Simulationsprogramms in Einklang zu bringen, mußte die in /61/ vorgestellte Korrelation für den Druckverlustbeiwert um den Faktor $f_{\text{korr}} = 1,68$ korrigiert werden. In Anlehnung an die Analogie zwischen Impuls- und Wärmeaustausch wurde auch die Korrelation zur Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizientens mit diesem Faktor korrigiert. Mangels Alternativen basieren die Berechnungen für beide Glasfaserregeneratoren auf diesem Korrekturwert. Tab. 8.1 gibt einen Überblick über die den Auslegungsrechnungen zugrunde gelegten Eingangsgrößen sowie über die Abmessungen der ausgeführten Regeneratoren.

	$c_p \cdot r$ [kJ/m ³ K]	l [W/mK]	d_{eff} [μm]	f_{korr} [-]	d_a [mm]	l_{Reg} [mm]	e [-]
Drahtnetz	3950	15,6	28,0	1	157,8	19,5	0,70
Drahtgestrick	3950	15,6	22,0	1	152,2	19,7	0,79
SE VA-Fasern (gepreßt)	3950	15,6	49,0	1	143,0	26,4	0,75
SE VA-Fasern (gesintert)	3950	15,6	23,4	1	149,0	21,0	0,75
Glasfaser (20 mm)	2080	1,0	20,0	1,68	161,0	15,0	0,75
Glasfaser (35 mm)	2080	1,0	35,0	1,68	150,0	19,9	0,75

Tab. 8.1: Zusammenstellung der wesentlichen Auslegungsdaten für die einzelnen Regeneratormatrizen

Zur Berücksichtigung von Randgängigkeiten und Inhomogenitäten innerhalb der Regeneratormatrix sowie Leckagen an den Kolbendichtungen wird das in /59/ vorgestellte Regeneratormodell um einen weiteren Parameter, den sog. Randspalt, erweitert /64/. Dieser stellt zwar keine direkt berechenbare physikalische Größe dar, doch gelingt es mit Hilfe dieses Parameters, die in Abschnitt 2.1.2 beschriebenen Verlustmechanismen sowie Bilanzierungsfehler in den Wasserkreisläufen global zu erfassen und in das Simulationsprogramm zu integrieren. Für die Auslegungsrechnungen wurde dieser Parameter zu Null gesetzt, da zum einen kein repräsentatives Spaltmaß für die unterschiedlichen Regeneratormatrizen von vornherein angegeben werden kann und zum anderen der Optimierungsalgorithmus bestrebt ist, den Einfluß einer wie auch immer zu berücksichtigenden Spaltweite möglichst weit zurückzudrängen, so daß die Regeneratorauslegung im wesentlichen durch den Spalt und weniger durch den Prozeß sowie die Matrixeigenschaften bestimmt sein würde.

8.2. Die experimentelle Umsetzung

8.2.1. Die Meßtechnik

Um zuverlässige Aussagen über die thermodynamischen und strömungsmechanischen Eigenschaften der Regeneratoren treffen zu können, wurde im warm-kalten Teil der Versuchsmaschine die entsprechende Meßtechnik installiert. Diese umfaßt neben zwei Thermoelementen ober- und unterhalb der Regeneratormatrix zur Aufzeichnung der entsprechenden Gastemperaturverläufe, einen Differenzdruckmesser, der die Bestimmung des Druckverlustes der Regeneratormatrix mit einer Genauigkeit von $\pm 0,01$ bar gestattet. Die Anordnung der Meßstellen zeigt Abb. 8.2.

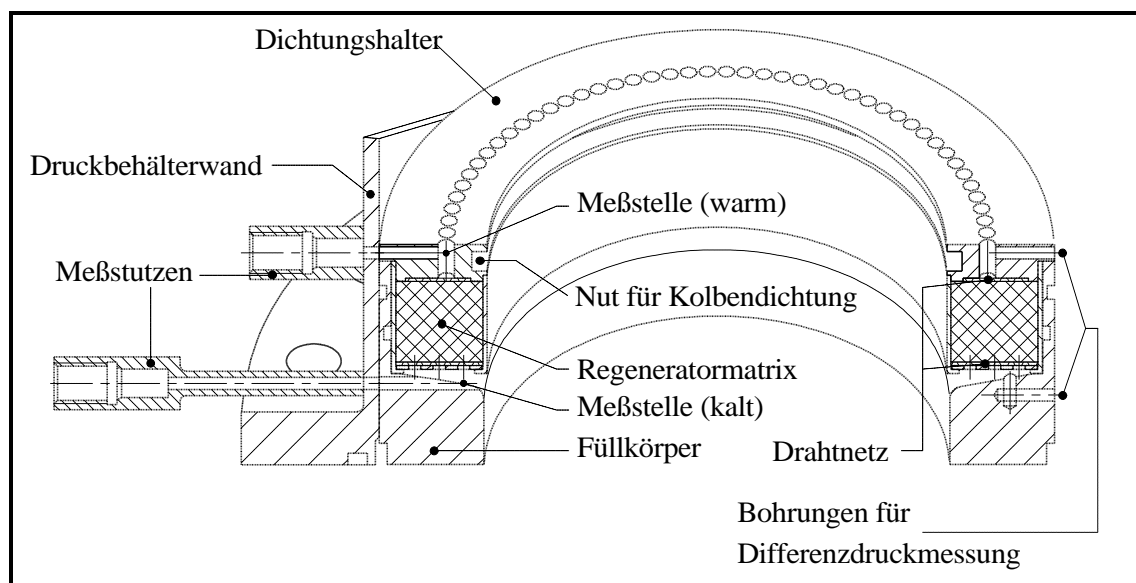


Abb. 8.2: Anordnung der unterschiedlichen Meßstellen am kalten Regenerator

Um eine Aussage über die Homogenität der Regeneratordurchströmung treffen zu können, wurden zudem drei weitere Temperaturmeßstellen am warmen Regeneratorende in einer 90°-Teilung installiert.

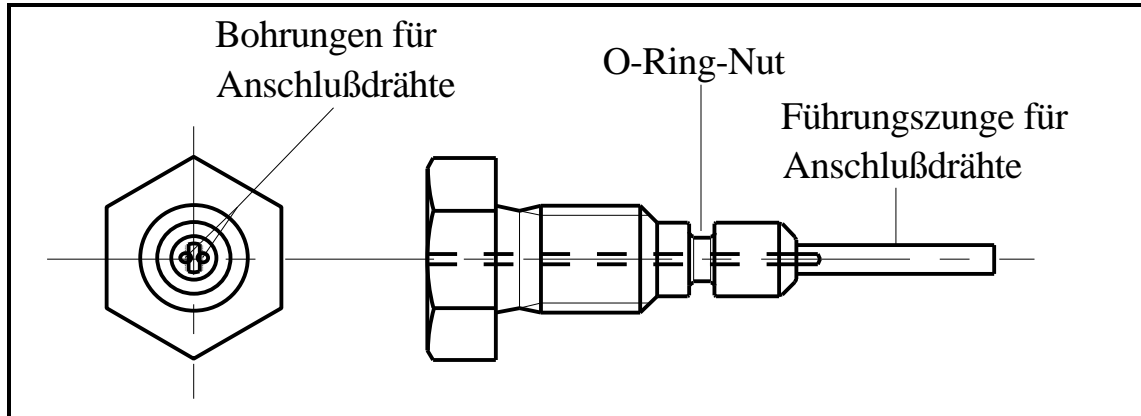


Abb. 8.3: Meßfühler zur Aufnahme der Thermoelemente am warmen Ende des kalten Regenerators

Die Anschlußdrähte werden, nachdem sie elektrisch isoliert worden sind, durch die dafür vorgesehenen Bohrungen geführt und eingeklebt. Die Führungszunge dient der Stabilisierung der Anschlußdrähte, die etwa 5 mm über das Ende der Zunge hinausragen. Zwischen den überstehenden Enden der Anschlußdrähte wird dann das Thermoelement angelötet. Abb. 8.4 zeigt den Einbauzustand eines Meßfühlers am warmen Ende des kalten Regenerators. Die dargestellte Konstruktion ist bis mindestens 150 bar heliumdicht.

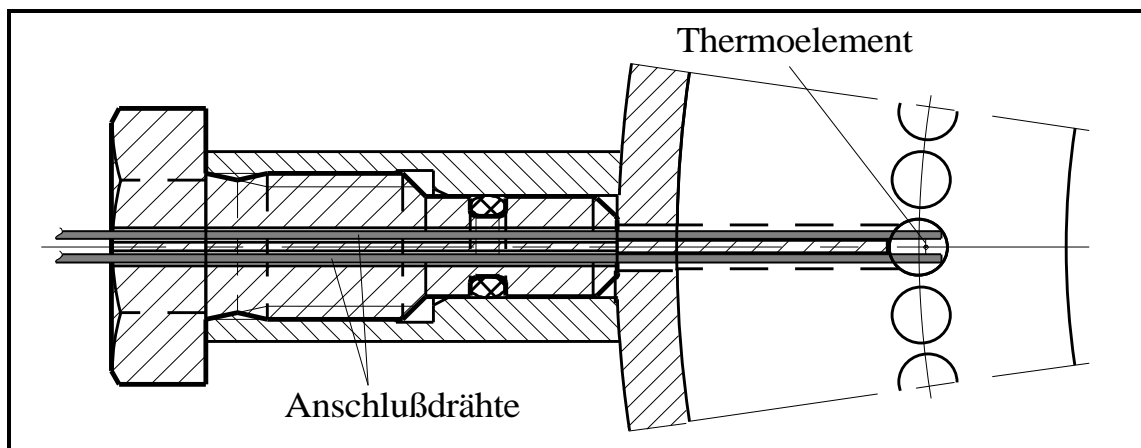


Abb. 8.4: Einbauzustand der Meßfühler am warmen Ende des kalten Regenerators

Bevor die verschiedenen Thermoelemente zur Erfassung der Temperaturverläufe eingesetzt werden konnten, wurden sie einer sehr genauen Eichung unter Zuhilfenahme eines Präzisionsthermometers (Meßungengenauigkeit $< 0,05^\circ\text{C}$) unterzogen, da die vom Hersteller angegebenen Toleranzen mit $\pm 3^\circ\text{C}$ für Vergleiche der einzelnen Messungen untereinander zu groß sind.

Bei der Auswahl der Thermoelemente muß sichergestellt werden, daß die thermische Trägheit des Thermodrahtes ausreichend klein ist, um den hohen Anforderungen in Bezug auf das Ansprechverhalten gerecht zu werden. Experimentelle Untersuchungen mit Thermomaterial unterschiedlicher Stärke (12.7 μm und 25.4 μm) haben ergeben, daß bis zu einer Drehzahl von ca. 600 Upm keine signifikanten Unterschiede bzgl. der aufgezeichneten Temperaturverläufe zwischen den einzelnen Drahtstärken zu erkennen waren. Dies macht Abb. 8.5 deutlich, in welcher der Temperaturverlauf am warmen Regeneratorende für die beiden unterschiedlichen Drahtstärken als Funktion des Kurbelwinkels aufgetragen ist. Die Messungen wurden am Drahtnetzregenerator bei einer Drehzahl von etwa 550 Upm durchgeführt. Damit ist gewährleistet, daß ein Thermoelementdraht der Stärke 25.4 μm ausreichend dünn ist, um das Temperatursignal aufzulösen.

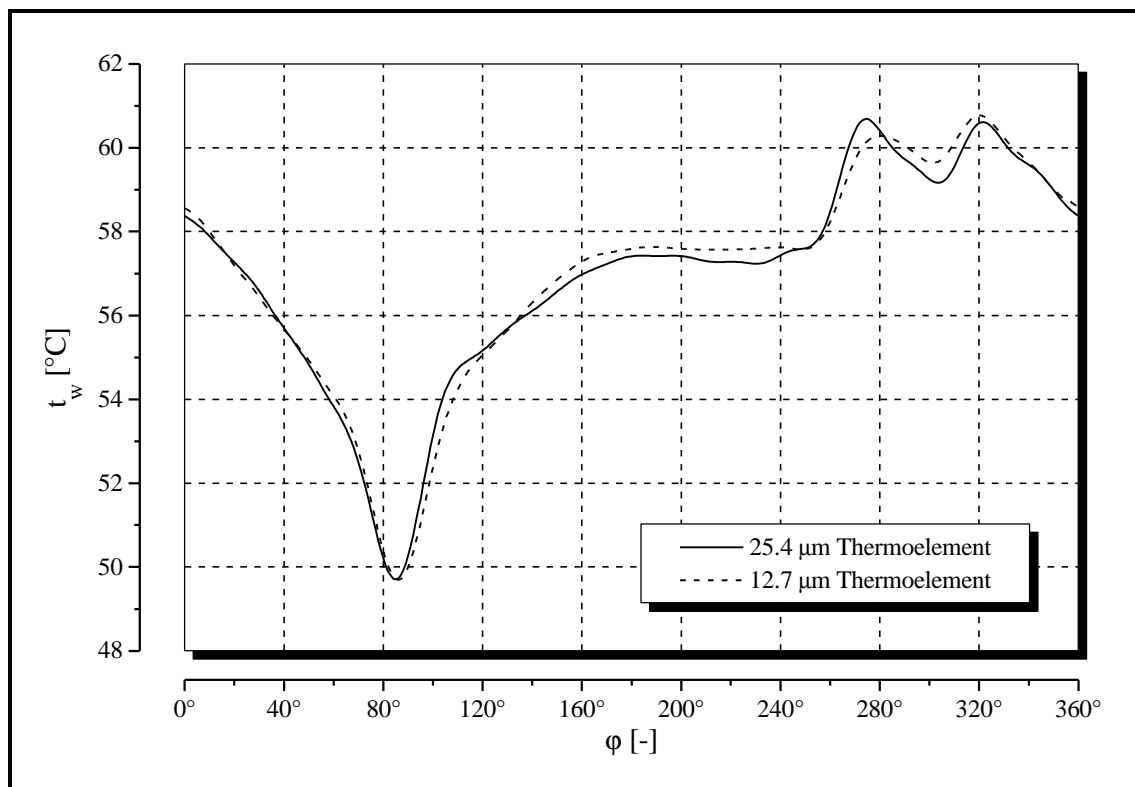


Abb. 8.5: Vergleich der thermischen Trägheit von Thermoelementen unterschiedlicher Drahtstärke

8.2.2. Die Herstellung der Regeneratormatrizen

Alle untersuchten Materialien mußten zunächst konfektioniert werden, bevor sie als Regeneratormatrix eingesetzt werden konnten. So wurden für den Drahtnetzregenerator aus dem zur Verfügung stehenden Netzmaterial entsprechende Ronden ausgestanzt, die dann in ein Gehäuse eingelegt wurden. Um eine möglichst homogene Matrix im Falle des gepreßten, aus schmelzextrahierten VA-Fasern gefertigten Regenerators zu erhalten, wurde zur Herstellung der Matrix das in Abb. 8.6 dargestellte Füllverfahren konzipiert, mit dem es gelingt, trotz der nicht zu vermeidenden Randgängigkeit ein Maximum an

Homogenität innerhalb der Fasermatrix zu gewährleisten. Dazu werden die Fasern kontinuierlich auf eine mechanisch angetriebene Schüttelrutsche gegeben und durch den Rüttelvorgang in die unterhalb der Öffnung der Rutsche rotierende Regeneratorhülse gefördert. Um beim abschließenden Pressen der gesamten Matrix eine ungleichmäßige Verdichtung des Materials in Längsrichtung zu vermeiden, wurde der Füllvorgang immer wieder unterbrochen und das bis dahin aufgeschüttete Haufwerk mittels eines geeigneten Stopfwerkzeuges zusammengepreßt.

Zur Herstellung des gesinterten Regenerators aus schmelzextrahierten VA-Fasern wurde auf einer ebenen Platte ein Haufwerk möglichst gleichmäßig und eben aufgeschüttet und daraufhin im Ofen versintert. Aus den entstandenen Platten wurden mittels eines Wasserstrahls die benötigten Ronden herausgeschnitten, die anschließend mit Silikonkleber in das Regeneratorgehäuse eingeklebt wurden, um auf diese Weise Randspalte zu vermeiden.

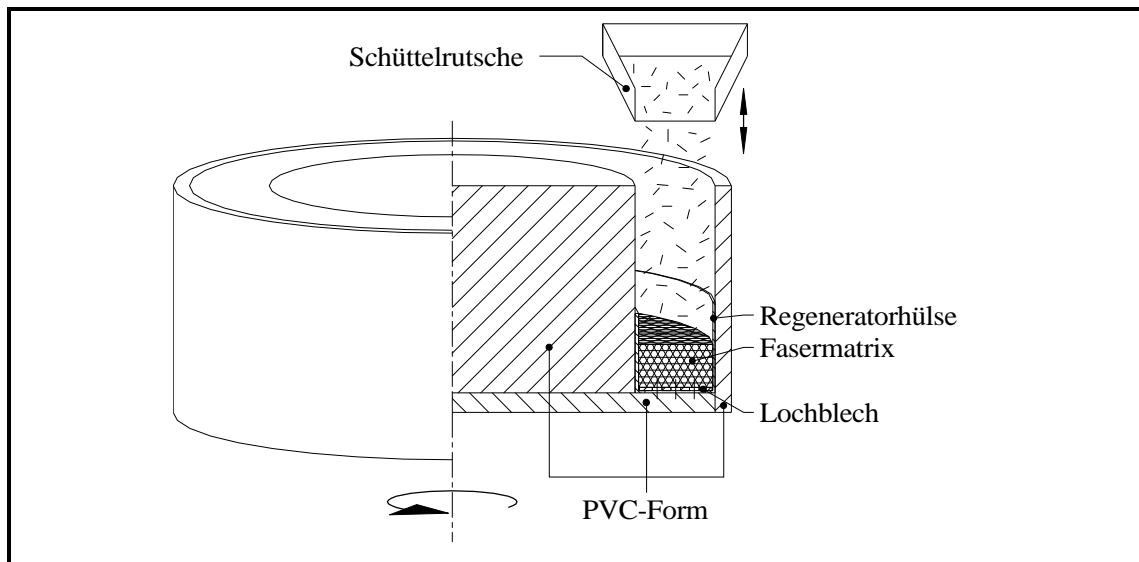


Abb. 8.6: Vorrichtung zur gleichmäßigen Befüllung des Regeneratorgehäuses mit schmelzextrahierten VA-Fasern

Da sich das beschriebene Verfahren nicht auf die in Büscheln vorliegenden Glasfaser-materialien übertragen läßt, wurde nach einer alternativen Methode gesucht, um die einzelnen Glasfaserbüschel in eine regellose Fasermatrix zu überführen. Dazu wurde eine Versuchsapparatur entwickelt, mit deren Hilfe es möglich ist, kreisrunde, etwa 0,7 cm dicke Fasermatten herzustellen. Die ca. 4 bis 6 cm langen Glasfasern befinden sich in einem zylindrischen Gefäß, in welches tangential ein Luftstrom eingeblasen wird. Die durch die Druckluft aufgewirbelten Glasfasern brechen und fallen einzeln durch das unter dem Zylinder angeordnete grobmaschige Sieb. Die eingeblasene Luft entweicht durch das Sieb in die Umgebung; die Glasfasern lagern sich an der Innenseite des unter dem Sieb befindlichen Metallrings ab und bilden so einen gleichmäßigen, kreisrunden „Teppich“ aus. Allerdings entsteht aufgrund der tangentialen Anlagerung der Einzelfasern an den Metallring erneut eine gewisse Vorzugsrichtung in der Faserausrichtung, so daß noch immer nicht von einer völlig zufälligen Fasernanordnung

ausgegangen werden kann. Zur Herstellung der Matrix wurden dann entsprechende Kreisringe ausgestanzt, die übereinandergelagert und verpreßt die Matrix ausbilden.

8.3. Versuchsergebnisse

Im folgenden wird ein Vergleich der untersuchten Regeneratoren bezüglich Homogenität, Temperatur- und Druckverlauf, Regeneratorwirkungsgrad und Druckverlust vorgestellt.

8.3.1. Homogenitätsuntersuchungen

Die Homogenitätsuntersuchungen beinhalten einen Vergleich der kurbelwinkelaufgelösten Temperaturverläufe verschiedener Meßstellen. Zu diesem Zweck wurde das warme Ende des kalten Regenerators mit vier 90°-versetzt angeordneten Meßstellen ausgestattet, wie in Kap. 8.2.1 beschrieben wurde.

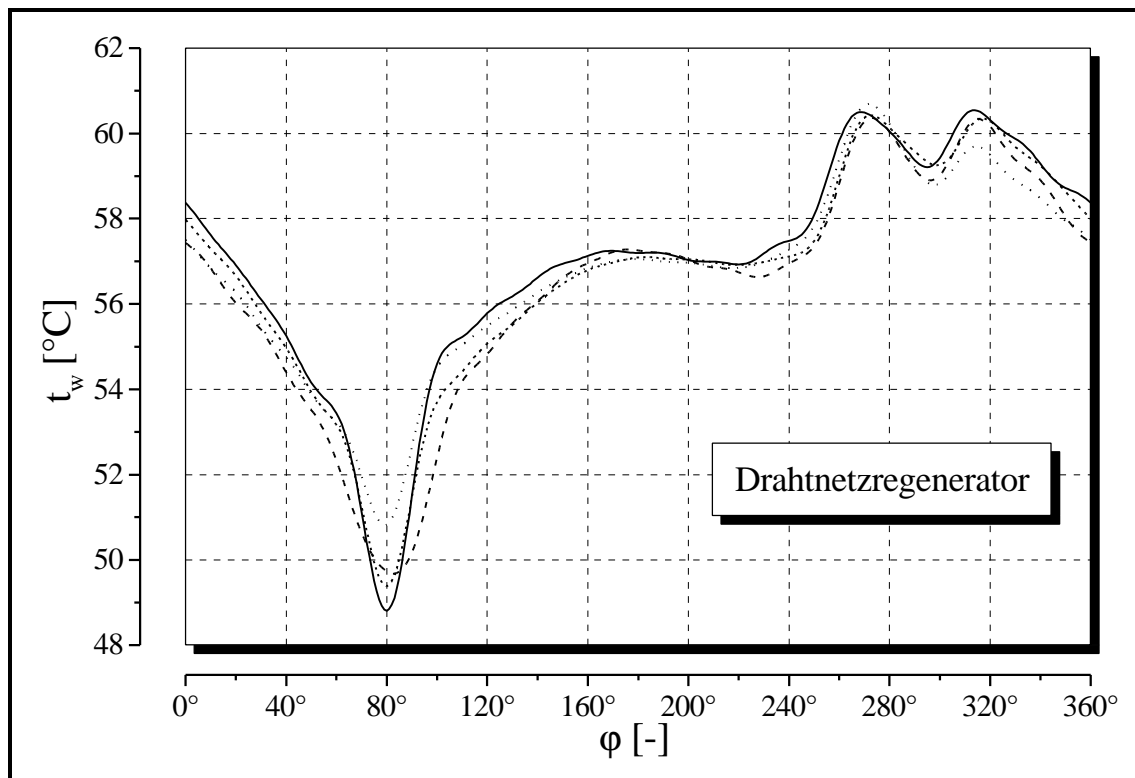


Abb. 8.7: Homogenitätsuntersuchung am Drahtnetzregenerator

Die Ergebnisse der Homogenitätsuntersuchungen sind für einen charakteristischen Betriebszustand der Versuchsmaschine ($T_{\text{kalt}} = 10^\circ\text{C}$, $T_{\text{warm}} = 50^\circ\text{C}$, $T_{\text{heiß}} = 600^\circ\text{C}$) in den Abb. 8.7 bis Abb. 8.10 dargestellt. Anhand der Temperaturverläufe lassen sich zunächst qualitative Aussagen über das Durchströmungsverhalten der einzelnen Regeneratormatrizen ableiten. Während der Drahtnetzregenerator die mit Abstand homogenste Temperaturverteilung liefert, weichen alle anderen Regeneratortypen von

dem idealen Fall mehr oder minder stark ab. Neben den Differenzen in Bezug auf die absolute Lage der Temperaturkurven fallen auch die unterschiedlichen Phasenlagen der einzelnen Kurven auf, so daß von bevorzugten Strömungskäneln innerhalb der Matrix ausgegangen werden muß.

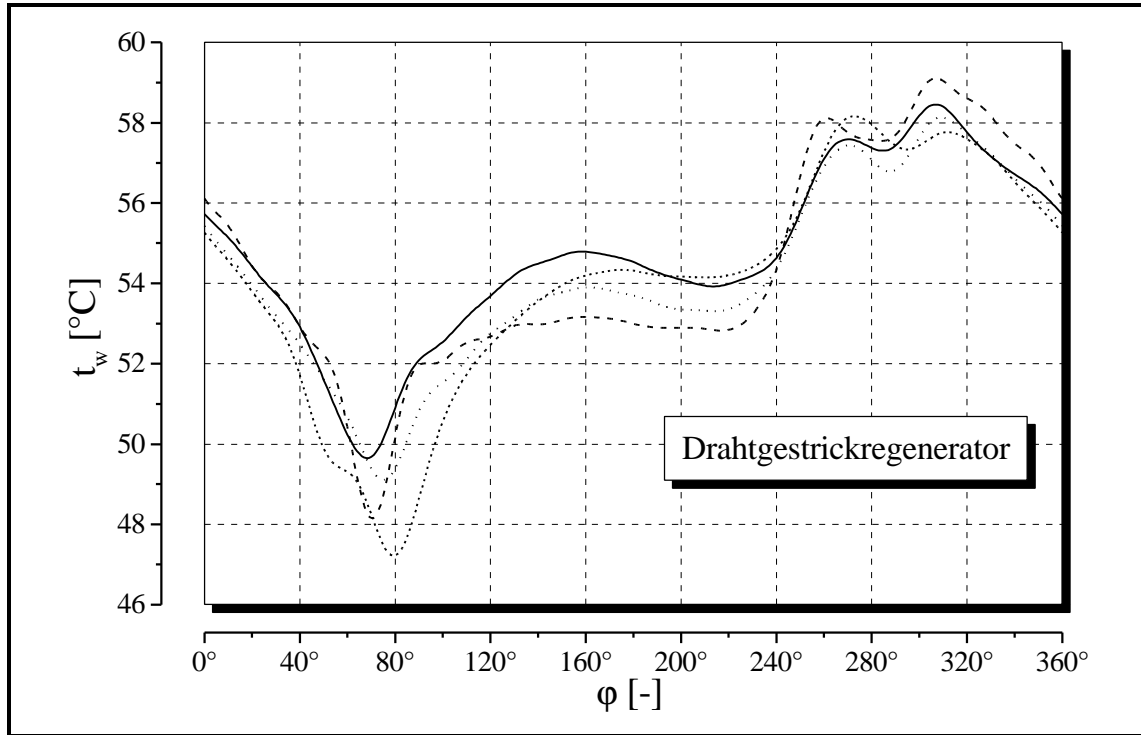


Abb. 8.8: Homogenitätsuntersuchung am Drahtgestrickregenerator

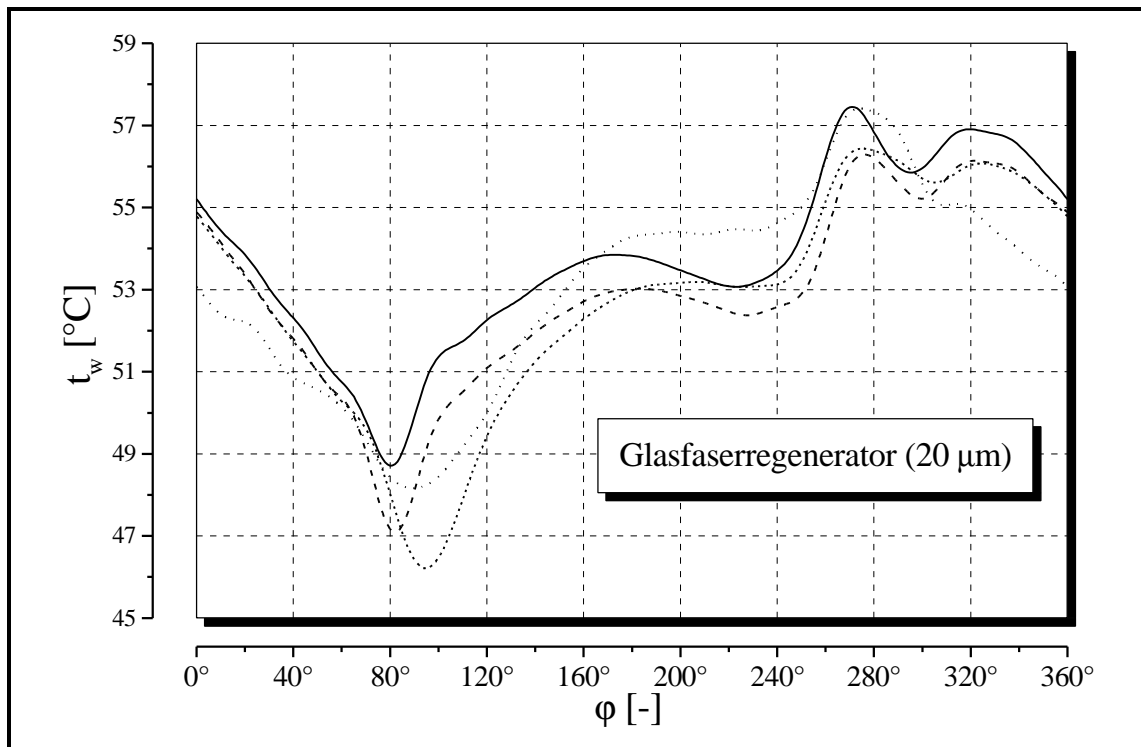


Abb. 8.9: Homogenitätsuntersuchung am Glasfaserregenerator (20 μm)

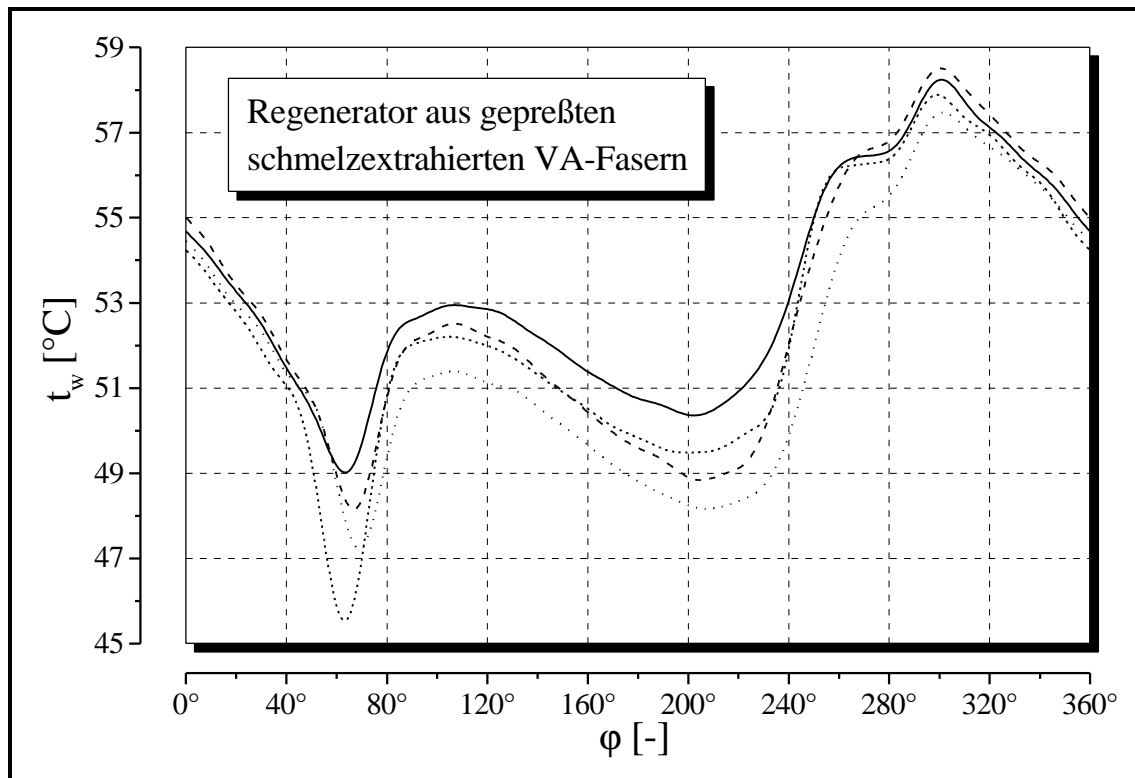


Abb. 8.10: Homogenitätsuntersuchung am Regenerator aus gepreßten schmelzextrahierten VA-Fasern

Zu bemerken bleibt noch, daß das Verhalten des gesinterten, aus schmelzextrahierten VA-Fasern gefertigten Regenerators nicht signifikant von dem des aus dem gleichen Material gepreßten Regenerators abweicht. Ebenso ergibt sich für die Matrix aus 35 μm Glasfasern ein den Verhältnissen am 20 μm Glasfaserregenerator entsprechendes Bild.

8.3.2. Experimentell ermittelte Temperatur- und Druckverlustverläufe

Die Unterschiede zwischen den jeweiligen Regeneratormatrizen in Bezug auf ihr thermisches und strömungsmechanisches Verhalten schlagen sich vor allem in den gemessenen Temperaturverläufen an den Regeneratorenden nieder. Anhand der in Abb. 8.11 dargestellten Temperaturverläufe an der warmen sowie der kalten Seite des kalten Regenerators läßt sich dies verdeutlichen. Um den Prozeßverlauf besser nachvollziehen zu können, sind zusätzlich die mittels des Simulationsprogramms bestimmten Umkehrpunkte der Massenströme an beiden Regeneratorenden durch die senkrechten, durchgezogenen Linien kenntlich gemacht. Des weiteren wurde zum besseren Verständnis des Wärmepumpen-Prozesses der Prozeßdruckverlauf in die Diagramme aufgenommen.

Der erste Umkehrpunkt des Massenstroms bei etwa $j = 75^\circ$ resultiert aus dem ersten Richtungswechsel des kalten Kolbens. Der Kolben löst sich von seinem oberen Totpunkt und drückt das kalte Arbeitsgas aus dem kalten Zylinderraum durch den kalten Regenerator in den warmen Zylinderraum. Dies führt in Verbindung mit der gerade stattfindenden Expansion des Arbeitsgases zu dem starken Temperaturabfall an der

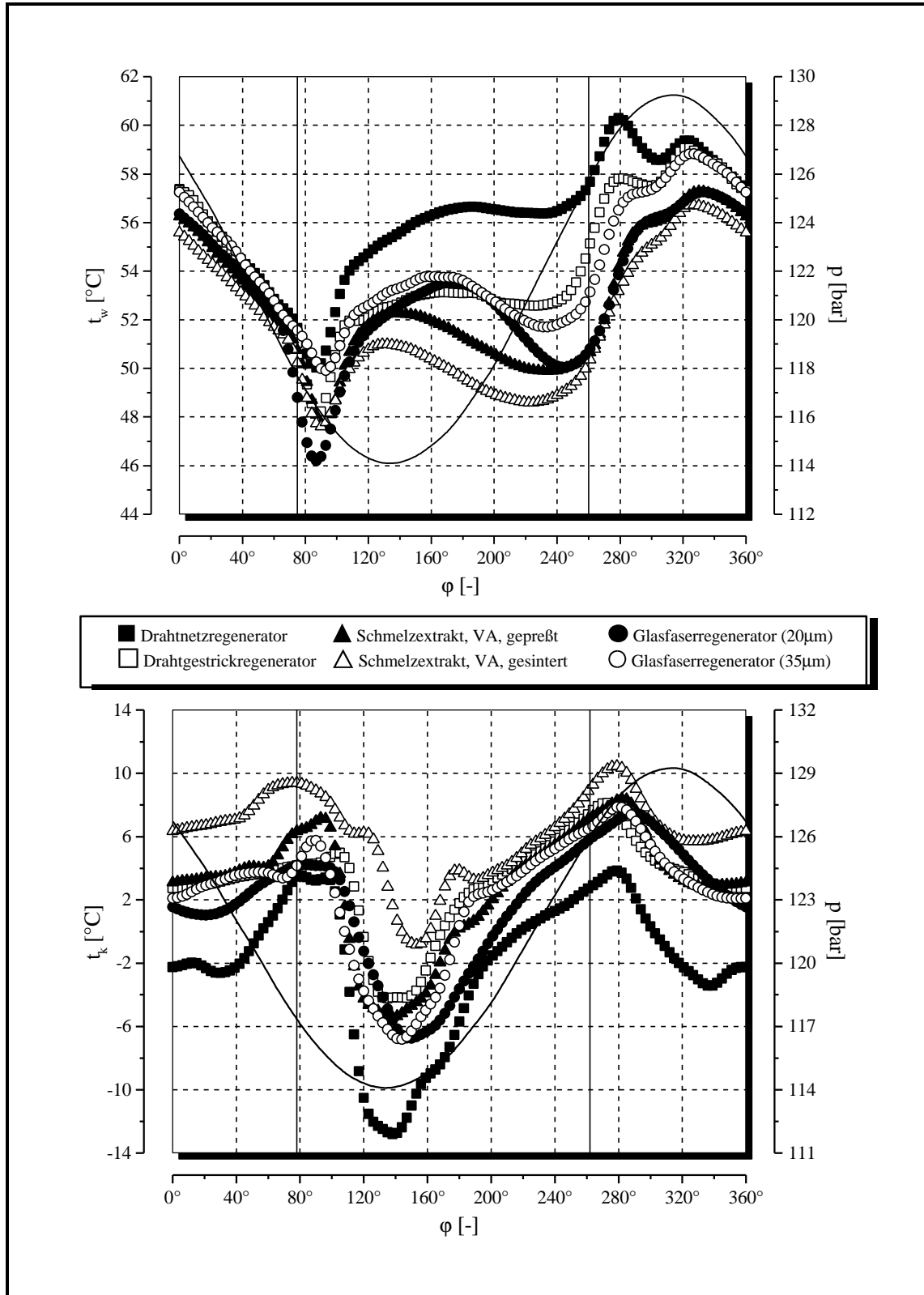


Abb. 8.11: Experimentell ermittelte Temperaturverläufe sowie Prozeßdruckverlauf am warmen Ende (oben) und am kalten Ende (unten) des kalten Regenerators in Abhängigkeit des Kurbelwinkels;
Betriebspunkt der Maschine: $T_{\text{kalt}}=10^\circ\text{C}$, $T_{\text{warm}}=50^\circ\text{C}$, $T_{\text{heiß}}=600^\circ\text{C}$

Unterseite des Regenerators, wie es in Abb. 8.11 in der unteren Grafik zu erkennen ist. Der heiße Verdränger, der dem kalten um 90° nacheilt, erreicht während der Bewegung des kalten Verdrängers seinen oberen Totpunkt, d.h. das heiße Zylindervolumen ist minimal. Damit ist die Expansionsphase abgeschlossen; der Prozeßdruck erreicht seinen minimalen Wert.

Die Absenkung des Prozeßdruckes ist somit auch für den nach dem ersten Umkehrpunkt des Massenstroms beobachteten Abfall der Temperatur am warmen Ende des kalten Regenerators verantwortlich, wie die Abb. 8.11 in der oberen Grafik zeigt. Im folgenden setzt sich dann der Einfluß der von der Regeneratormatrix an das Arbeitsmedium abgegebenen Wärme durch, so daß es trotz weiter voranschreitender Expansionsphase zu dem beobachteten Temperaturanstieg kommt. Zu Beginn der Kompressionsphase steigt die Temperatur an beiden Regeneratorenden an. Am warmen Regeneratorende ist ab einem Kurbelwinkel von etwa $j = 180^\circ$ ein näherungsweise konstanter bzw. abfallender Temperaturverlauf zu beobachten; dieser Effekt ist darauf zurückzuführen, daß das Speichervermögen der Matrix erschöpft ist und so keine Wärme mehr an das Arbeitsmedium abgegeben werden kann.

Der zweite Strömungsumkehrpunkt bei etwa $\varphi=260^\circ$ fällt mit dem unteren Totpunkt des kalten Kolbens zusammen; der kalte Zylinderraum hat sein minimales Volumen erreicht. Von nun an drückt der kalte Kolben das Arbeitsgas vom warmen Zylinder in den kalten Zylinder. Hat der heiße Verdränger seinen unteren Totpunkt erreicht, so ist das heiße Zylindervolumen maximal und die Kompressionsphase ist abgeschlossen. Dies führt dazu, daß trotz der erfolgten Umkehr des Massenstroms die Temperatur an beiden Regeneratorenden zunächst weiter ansteigt. Durch die nun einsetzende Expansion kühlt sich das Arbeitsgas an beiden Regeneratorenden wieder ab.

Bei näherer Betrachtung von Abb. 8.11 wird deutlich, daß zwar alle Regeneratoren prinzipiell den gleichen, durch den Prozeß bedingten Temperaturverlauf aufzeigen, daß jedoch im einzelnen gravierende Unterschiede in Bezug auf die absolute Lage der Kurven sowie der Schwankungen festzustellen sind. Zunächst fällt auf, daß die Temperaturkurven des Drahtnetzregenerators deutlich über (am warmen Ende) bzw. unter (am kalten Ende) den Kurven der anderen Regeneratoren liegen; dies führt zu einer entsprechenden Situation bei den sich aus dem Kurvenverlauf berechnenden Mitteltemperaturen. Dieser Umstand hat unmittelbare Auswirkungen auf die an beiden Regeneratorseiten angrenzenden Wärmeübertrager, da diese mit einer größeren Temperaturdifferenz arbeiten und somit größere Wärmeströme übertragen können.

Die günstigeren Mitteltemperaturen sind unmittelbar mit dem effektiveren Wärmeaustausch zwischen Matrix und Arbeitsgas im Regenerator verbunden. Hier zeigt sich deutlich, welchen entscheidenden Einfluß eine homogene, gleichmäßig durchströmte Matrix auf die Prozeßgüte ausübt.

Ein Problem insbesondere der Regeneratoren aus schmelzextrahierten Fasern ist offensichtlich die nicht ausreichende Wärmekapazität der Matrix. Dies läßt sich aus dem Temperaturverlauf jeweils für die Phase des Ausströmens des Arbeitsgases aus dem

Regenerator ableiten. Am warmen Ende des kalten Regenerators ist das der Bereich zwischen etwa 75° und 260° . Abb. 8.11 macht den Abfall der Temperatur in der zweiten Hälfte dieses Intervalls deutlich. Aufgrund einer zu geringen Wärmekapazität hat die Matrix den größten Teil ihrer gespeicherten Energie bereits an das Arbeitsgas abgegeben, so daß das nachströmende kalte Gas nicht mehr weiter aufgeheizt werden kann. Dies hat zur Folge, daß trotz der zu dieser Prozeßphase andauernden thermischen Kompression die Temperatur am Austritt des Regenerators zunächst abfällt, bevor dann die Abkühlung aufgrund der fehlenden gespeicherten Wärme durch den Kompressionseffekt überkompensiert wird. Ähnlich verhält es sich an der kalten Seite des kalten Regenerators; allerdings tritt hier der Effekt mit umgekehrten Vorzeichen in dem Intervall zwischen 260° und 75° auf. Die für die Faserregeneratoren gemessenen Austrittstemperaturen liegen innerhalb dieses Intervalls deutlich oberhalb derer für den Drahtnetzregenerator. Die Ursachen für diesen Effekt sind in der Hauptsache darin begründet, daß bei der Dimensionierung der Matrixabmessungen von falschen Voraussetzungen ausgegangen worden ist. Insbesondere die verwendeten Korrelationen für Wärmeübergang und Druckverlust spielen hier eine entscheidende Rolle. Die Meßergebnisse werfen die Frage auf, ob diese für Metallfaservliese abgeleiteten Korrelationen trotz ihrer dimensionslosen Darstellung ohne weiteres auf völlig andere Materialien mit anderen stofflichen und vor allem anderen geometrischen Eigenschaften übertragen werden können.

8.3.3. Vergleich der experimentell ermittelte Temperatur- und Druckverlustverläufe mit Simulationsrechnungen

In die Simulation der einzelnen Versuche fließen neben den die Versuchsmaschine beschreibenden geometrischen Daten und Stoffdaten vor allem Informationen über die Prozeßgrößen (wie die Temperaturen der Wasserkreisläufe, der Betriebs- und Prozeßdruck und die Drehzahl) ein. Diese Daten stehen zur Verfügung und können direkt für die Simulation herangezogen werden. Zusätzlich werden weitere Daten benötigt, die nicht direkt durch Messungen zugänglich sind, sondern indirekt aus meßbaren Größen ermittelt werden müssen. Im einzelnen handelt es sich dabei um die effektive Erhitzerkopftemperatur, die nicht mit dem nominellen Wert des Reglers übereinstimmt, sowie die o.a. Regeneratorspaltweiten. Diese Größen werden unter Zuhilfenahme der gemessenen Druckamplitude sowie der ermittelten übertragenen Wärmeströme in den beiden Wärmeträgerkreisläufen angepaßt, so daß Simulation und Experiment in Einklang stehen. Da aus diesen Daten nur bedingt Aussagen im Hinblick auf eine Bewertung der einzelnen Regeneratorkonzepte abgeleitet werden können, wird an dieser Stelle auf eine ausführliche Darstellung verzichtet.

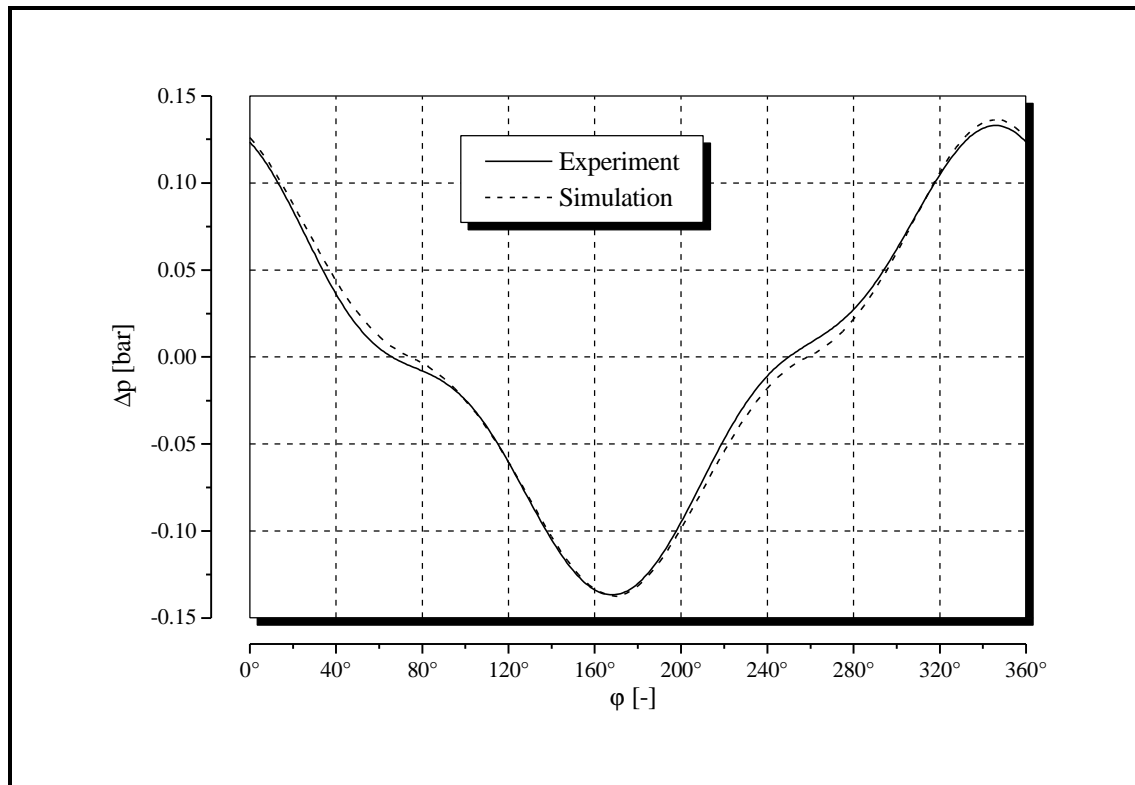


Abb. 8.12: Experimentell ermittelter und berechneter Druckverlustverlauf in Abhängigkeit des Kurbelwinkels für den 35 μm Glasfaserregenerator
Betriebspunkt der Maschine: $T_{\text{kalt}} = 10^\circ\text{C}$, $T_{\text{warm}} = 50^\circ\text{C}$, $T_{\text{heiß}} = 600^\circ\text{C}$

Um die gemessenen Druckverlustverläufe mit den Ergebnissen der Simulationsrechnungen in Einklang zu bringen, mußten zunächst die für die Regeneratorauslegung eingesetzten Korrelationen zur Berechnung des Druckverlustbeiwertes im Falle der Glasfaserregeneratoren erneut korrigiert werden. Während sich für die 35 μm Glasfasermatrix ein Korrekturfaktor von $f_{\text{kor}} = 0,85$ errechnete, mußte nun für den 20 μm Glasfaserregenerator ein Wert von $f_{\text{kor}} = 1,53$ angesetzt werden. In Anlehnung an die Analogie zwischen Wärme- und Impulsaustausch, die einen proportionalen Zusammenhang zwischen der Stanton-Zahl und dem Druckverlustbeiwert postuliert, werden auch die für die Berechnung der Regeneratoren verwendeten Wärmeübergangskorrelationen mit den aus der Druckverlustmessung ermittelten Faktoren korrigiert. Für die beiden Matrizen aus schmelzextrahierten VA-Fasern wurde ein effektiver Faserdurchmesser von 49 μm ermittelt. Abb. 8.12 zeigt den experimentell ermittelten Druckverlustverlauf als Funktion des Kurbelwinkels im Vergleich mit den Simulationsergebnissen unter Berücksichtigung des Korrekturfaktors für den 35 μm Glasfaserregenerator. Die Wiedergabe der experimentellen Daten durch die Simulationsrechnungen gelingt in zufriedenstellender Art und Weise.

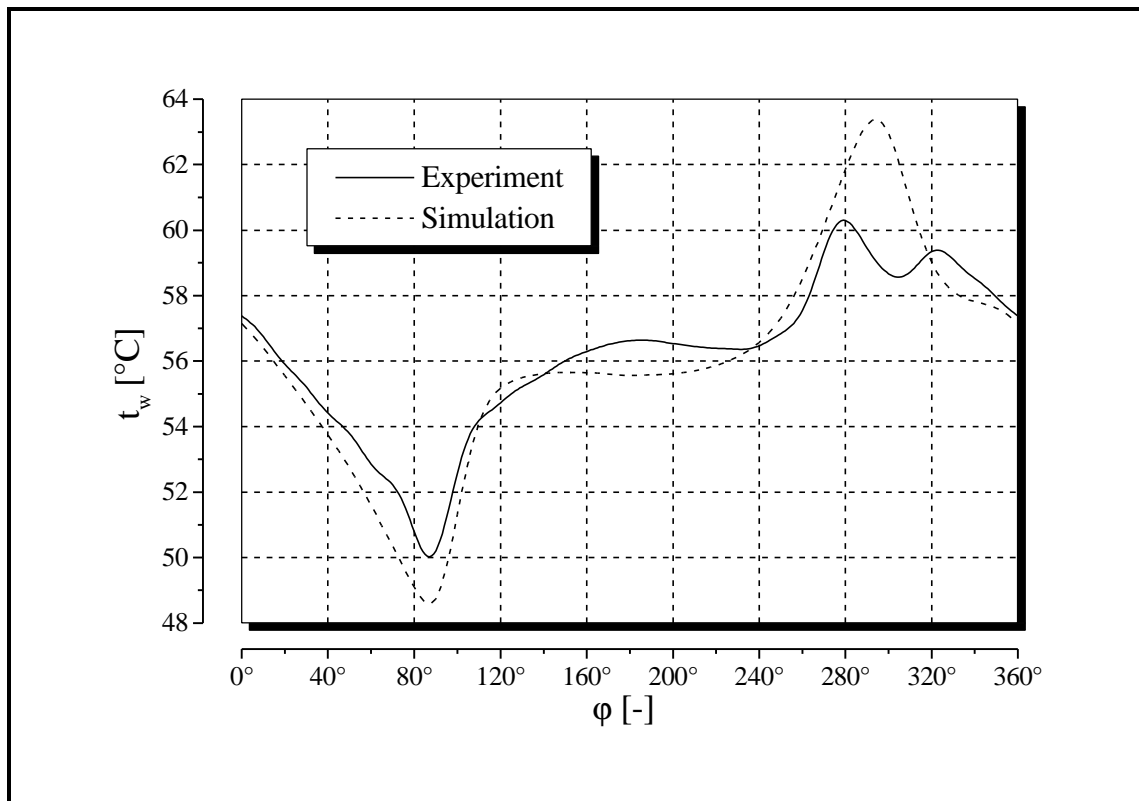


Abb. 8.13: Der Temperaturverlauf oberhalb des kalten Regenerators in Theorie und Experiment am Beispiel des Drahtnetzregenerators
 Betriebspunkt der Maschine: $T_{\text{kalt}} = 10^\circ\text{C}$, $T_{\text{warm}} = 50^\circ\text{C}$, $T_{\text{heiß}} = 600^\circ\text{C}$

Die Schnittstellen ober- und unterhalb des kalten Regenerators stellen eine besondere Herausforderung für die Modellierung dar, da sich an diesen Positionen die Temperaturfühler befinden, die der Aufzeichnung der zyklischen Temperaturverläufe dienen. Bei der Auswahl des geeigneten Simulationsmodells spielen sowohl die vorliegende Geometrie in der Maschine als auch die Möglichkeiten, die das jeweilige Modell zur Nachbildung der Meßdaten bietet, die entscheidende Rolle. Oberhalb des Regenerators befindet sich die Temperaturmeßstelle innerhalb des dort eingesetzten Dichtungshalters Abb. 8.2. Dieser wird durch einen nach außen adiabaten Rohrbündel-Wärmeübertrager mit Kolbenströmung modelliert. Sinnvoll erscheint dies insofern, als daß der Dichtungshalter aufgrund seiner Geometrie diesem Modellansatz durchaus entspricht. Die geometrischen Daten des Rohrbündel-Wärmeübertrager basieren auf der Geometrie der Bohrungen im Dichtungshalter. Lediglich die Bohrungslänge wird an das gesamte an dieser Stelle ermittelte Totvolumen angepaßt. In Abb. 8.13 ist exemplarisch der Temperaturverlauf oberhalb des kalten Regenerators am Beispiel des Drahtnetzregenerators für den Auslegungszustand dargestellt. Trotz aller Modellschwächen stimmen Theorie und Experiment gut überein. Insbesondere gilt dies für den Bereich des Ausströmens des Arbeitsgases aus dem Regenerator. Das sich anschließende Überschwingen der berechneten Kurve resultiert aus der, aufgrund der Nichtberücksichtigung der Periodizität des Wärmeübergangs, zu ungünstig ausfallenden Modellierung des Wärmeübergangs im angrenzenden warmen Wärmeübertrager. Für die Faserregeneratoren wird diese Übereinstimmung nicht ganz erreicht, da hier die schon diskutierten Probleme der Homogenität

und der Modellierung des Wärmeübergangs bestehen. Um dies zu verdeutlichen, zeigt Abb. 8.14 den entsprechenden Temperaturverlauf für den Regenerator aus gepreßtem, schmelzextrahiertem VA-Stahl.

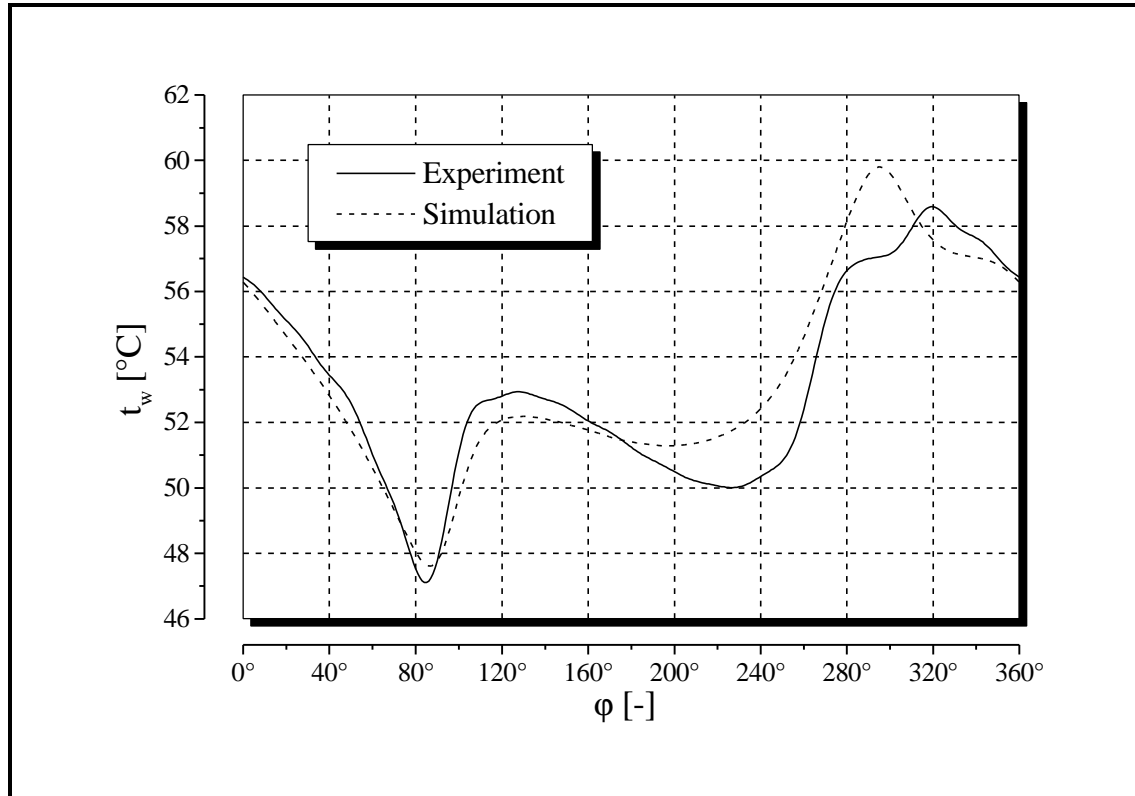


Abb. 8.14: Der Temperaturverlauf oberhalb des kalten Regenerators in Theorie und Experiment am Beispiel der Matrix aus gepreßtem, schmelzextrahierten VA-Fasern

Betriebspunkt der Maschine: $T_{\text{kalt}} = 10^\circ\text{C}$, $T_{\text{warm}} = 50^\circ\text{C}$, $T_{\text{heiß}} = 600^\circ\text{C}$

Unterhalb des Regenerators schließt sich ein, in Richtung des Kolbens aufweitender, Spalt an (Abb. 8.2), der sinnvollerweise als „Totraum“ modelliert wird. Aus thermodynamischer Sicht zeichnet sich das Modell für diesen Totraum durch einen äußeren Wärmeübergang sowie eine ideale Rückvermischung aus. Die vorzugebende Außenwandtemperatur errechnet sich näherungsweise als Mittelwert aus der an dieser Stelle vorgenommenen Gastemperaturmessung; das Produkt aus Wärmeübergangskoeffizient und Wärmeaustauschfläche wird als Parameter vorgegeben, wobei beide Daten nur grob abgeschätzt werden können. Der Vergleich von Simulation und Experiment zeigt hier, daß die Amplitude der Temperaturschwingung, selbst bei unrealistisch hohen Wärmeübergangskoeffizienten, nicht korrekt wiedergegeben werden kann. Die Ursachen dafür sind vielfältig. Zum einen verhalten sich die Schnittstellen sicherlich nicht derart ideal, wie es das Modell fordert; zum anderen pflanzen sich hier Probleme bei der Modellierung des Wärmeübergangs in dem angrenzenden kalten Wärmeübertrager fort. Zudem tragen die komplexen geometrischen und thermischen Verhältnisse innerhalb des kalten Teils der Versuchsmaschine dazu bei, daß die Modellierung an dieser Stelle an Grenzen stößt.

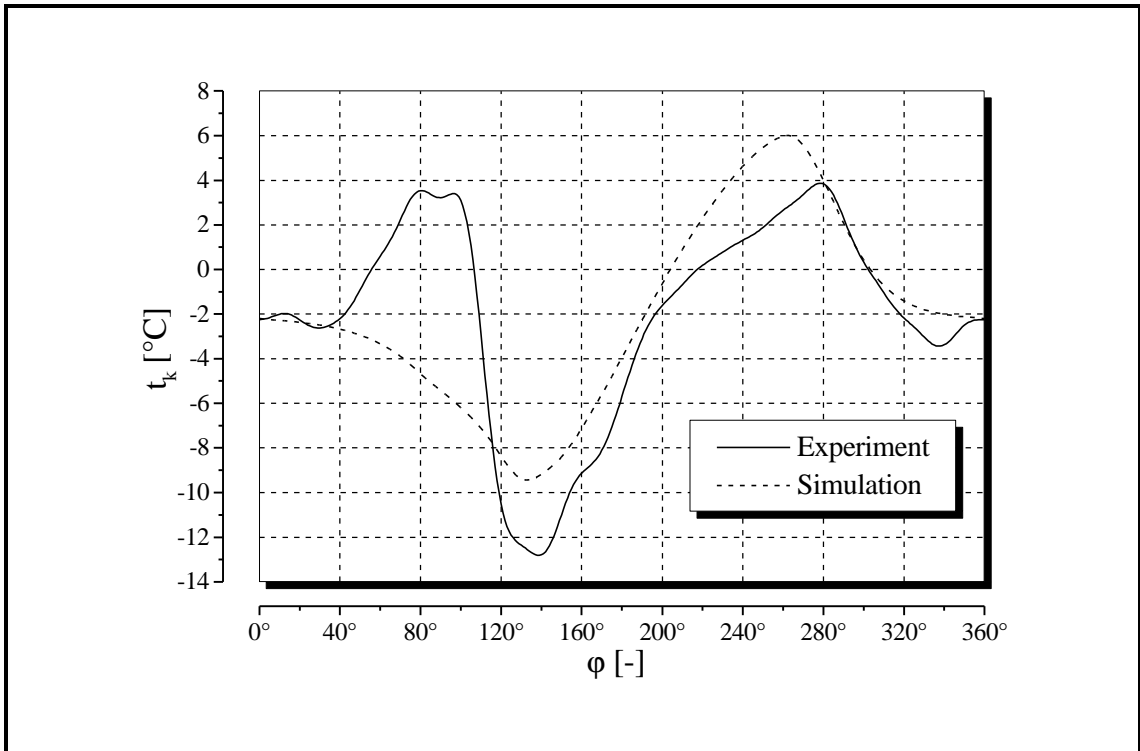


Abb. 8.15: Der Temperaturverlauf unterhalb des kalten Regenerators in Theorie und Experiment am Beispiel des Drahtnetzregenerators (links) und der Matrix aus gepreßten, schmelzextrahierten VA-Fasern (rechts)
 Betriebspunkt der Maschine: $T_{\text{kalt}}=10^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{warm}}=50^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{heiß}}=600^{\circ}\text{C}$

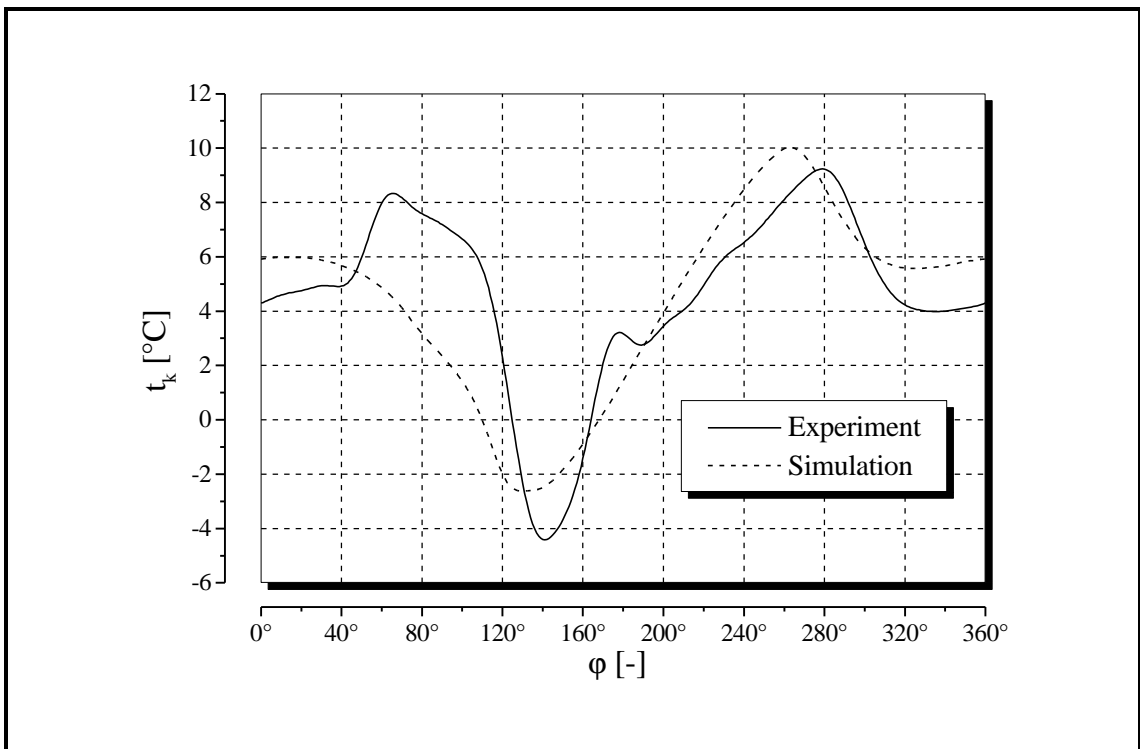


Abb. 8.16: Der Temperaturverlauf unterhalb des kalten Regenerators in Theorie und Experiment am Beispiel der Matrix aus gepreßten, schmelzextrahierten VA-Fasern
 Betriebspunkt der Maschine: $T_{\text{kalt}}=10^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{warm}}=50^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{heiß}}=600^{\circ}\text{C}$

Aus diesen Gründen wurde für den Wärmeübergang in diesem Totraum ein auf realistischen Annahmen für den Wärmeübergangskoeffizienten und für die Austauschfläche beruhender Wert von $\alpha \cdot A = 60 \text{ W/K}$ ermittelt. Abb. 8.15 zeigt exemplarisch die prinzipiellen Unterschiede zwischen experimentellen Daten und den mit Hilfe des Simulationsprogramms berechneten Daten für den Drahtnetzregenerator. Abb. 8.16 zeigt selbiges für die Matrix aus gepreßtem, schmelzextrahiertem VA-Stahl.

8.3.4. Der Regeneratorwirkungsgrad

Die thermische Güte einer Regeneratormatrix läßt sich i.a. durch einen Regeneratorwirkungsgrad ausdrücken, der sich gemäß folgender Gleichung:

$$h_{\text{Reg}} = 1 - \frac{Q_V}{Q_{\text{Reg}}} \quad \text{Gl. 8-2}$$

als Quotient aus der Verlustwärme Q_V und der je Zyklus regenerierten Wärmemenge Q_{Reg} definieren läßt. Zur Bestimmung dieser beiden Größen müssen neben den Temperaturverläufen oberhalb und unterhalb des Regenerators auch der Verlauf der Drehzahl sowie der Massenströme an beiden Regeneratorenden als Funktion des Kurbelwinkels bekannt sein. Während die Temperaturverläufe experimentell zugänglich sind, lassen sich die geforderten Massenströme nur rechnerisch, mit Hilfe des Simulationsprogramms /59/ ermitteln. Auf der Grundlage der vorstehend dargestellten Ergebnisse sind die Massenströme für jeden Kurbelwinkel berechenbar. Der Verlauf der Drehzahl über dem Kurbelwinkel wird ebenfalls von dem verwendeten Simulationsprogramm ausgegeben.

Das Integral für die Verlustwärme läßt sich an beiden Regeneratorenden auswerten; jedoch werden aus meßtechnischen Gründen lediglich die Temperaturmessungen am warmen Ende des kalten Regenerators zur Bestimmung der Verlustwärme herangezogen. Diese ergibt sich somit gemäß folgender Gleichung:

$$Q_V = \oint \frac{\dot{m}_w(\mathbf{j})}{2\mathbf{p} \cdot n(\mathbf{j})} \cdot t_w(\mathbf{j}) \cdot c_p \, d\mathbf{j} \quad \text{Gl. 8-3}$$

Die je Zyklus regenerierte Wärmemenge berechnet sich als Summe der in den beiden Halbphasen mit der Regeneratormatrix ausgetauschten Wärmemengen

$$Q_{\text{Reg}} = Q_{\text{Reg},I} + Q_{\text{Reg},II} \quad \text{Gl. 8-4}$$

diese lassen sich mit Hilfe der gemessenen Temperaturverläufe sowie der berechneten Massenstromverläufe und des Drehzahlverlaufs wie folgt ermitteln

$$Q_{\text{Reg},I} = \int_{j_{w1}}^{j_{w2}} \frac{\dot{m}_w(\mathbf{j})}{2\mathbf{p} \cdot n(\mathbf{j})} \cdot t_w(\mathbf{j}) \cdot c_p \, d\mathbf{j} - \int_{j_{k1}}^{j_{k2}} \frac{\dot{m}_k(\mathbf{j})}{2\mathbf{p} \cdot n(\mathbf{j})} \cdot t_k(\mathbf{j}) \cdot c_p \, d\mathbf{j} \quad \text{Gl. 8-5}$$

$$Q_{\text{Reg,II}} = \int_{j_{k2}}^{j_{k1}+2p} \frac{\dot{m}_k(\mathbf{j})}{2p \cdot n(\mathbf{j})} \cdot t_k(\mathbf{j}) \cdot c_p \, d\mathbf{j} - \int_{j_{w2}}^{j_{w1}+2p} \frac{\dot{m}_w(\mathbf{j})}{2p \cdot n(\mathbf{j})} \cdot t_w(\mathbf{j}) \cdot c_p \, d\mathbf{j} \quad \text{Gl. 8-6}$$

mit $\mathbf{j}_{k/w1/2}$ als den Nulldurchgängen der Massenstromverläufe.

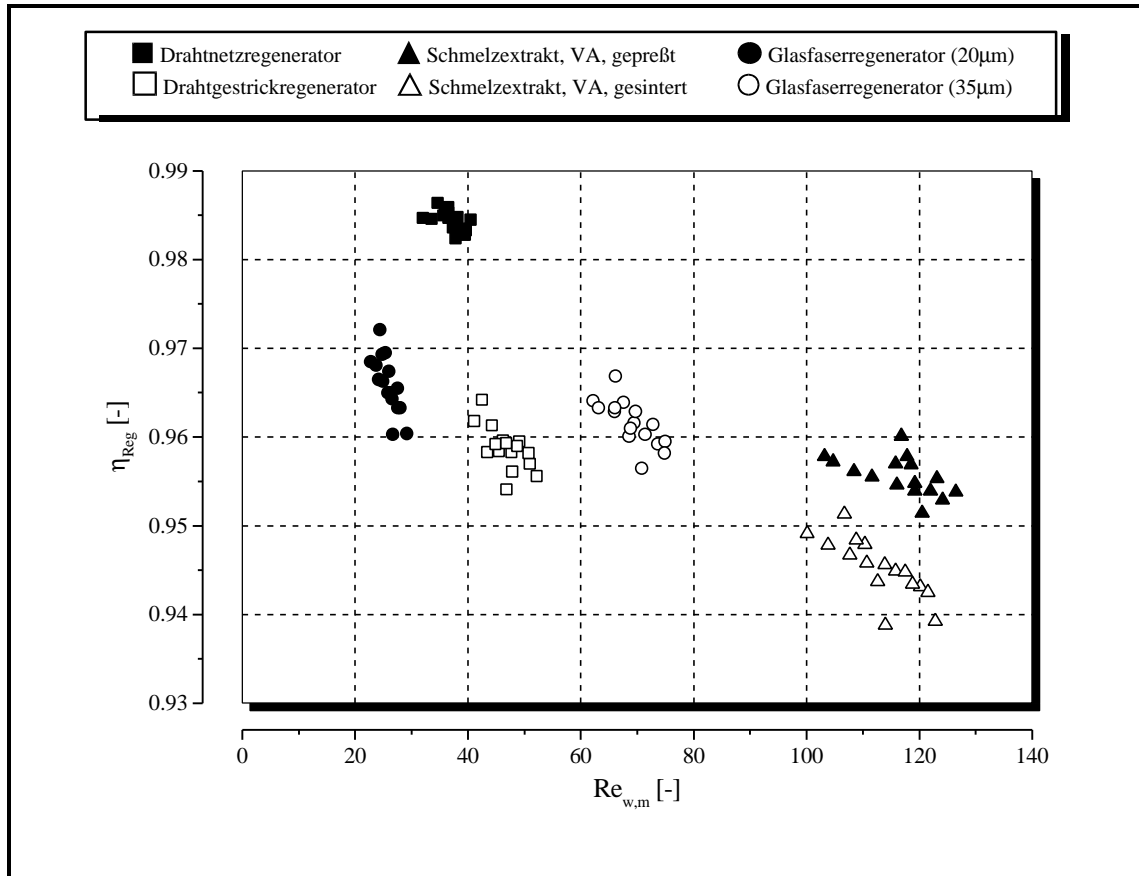


Abb. 8.17: Thermischer Wirkungsgrad η_{Reg} der einzelnen Regeneratoren als Funktion der mittleren Reynolds-Zahl $\text{Re}_{w,m}$

Ein wesentlicher Vorteil dieser Betrachtungsweise besteht darin, daß durch die Temperaturmessungen lediglich matrixspezifische Verluste berücksichtigt werden. So schlagen sich in den gemessenen Temperaturverläufen vor allem Verluste aufgrund des Wärmeübergangs im Regenerator, aufgrund von Wärmeleitung in der Regeneratormatrix, aufgrund von Dispersionseffekten und aufgrund von Temperaturschwingungen in der Matrix nieder. Dabei stellt der Wärmeübertragungsverlust den mit Abstand größten Anteil am Gesamtverlust dar. Wärmeleitungseffekte durch die Wandungen des Regeneratorgehäuses gehen aufgrund der Positionierung der Meßfühler nicht in die Messungen ein, so daß der ermittelte thermische Wirkungsgrad eine für den jeweiligen Regenerator charakteristische Größe darstellt. In Abb. 8.17 sind die berechneten thermischen Wirkungsgrade der einzelnen Regeneratorkonzepte in Abhängigkeit der durch folgende Gleichung gegebenen mittleren Reynolds-Zahl $\text{Re}_{w,m}$ dargestellt:

$$\text{Re}_{w,m} = \frac{1}{2p} \cdot \int_0^{2p} \text{Re}_w(\mathbf{j}) \, d\mathbf{j} \quad \text{Gl. 8-7}$$

Der winkelabhängige Verlauf der Reynolds-Zahl $Re_w(\varphi)$ wird dabei durch folgende Gleichung beschrieben:

$$Re_w(\mathbf{j}) = \frac{|\dot{m}_w(\mathbf{j})| \cdot d_h}{A_{frei} \cdot \mathbf{h}(t_w(\mathbf{j}), p(\mathbf{j}))} \quad \text{Gl. 8-8}$$

mit $|\dot{m}_w(\mathbf{j})|$ als dem Betrag der mit Hilfe des Simulationsprogramms berechneten winkelabhängigen Massenströme an den Regeneratorenden.

Wie zu erwarten, erreicht der Drahtnetzregenerator mit ca. 98 % die höchsten Werte; es folgen die Glasfaserregeneratoren, die sich etwa ein bis zwei Prozentpunkte besser darstellen als die schmelzextrahierten Drahtfaserregeneratoren. Dieses Ergebnis korreliert direkt mit den im Rahmen der experimentellen Arbeiten ermittelten Leistungszahlen. Offensichtlich besteht eine Abhängigkeit zwischen dem Regeneratorwirkungsgrad und der mittleren Reynolds-Zahl. Diese sollte den Grenzwert von etwa $Re_{w,m} = 80$ nicht überschreiten. Die untersuchten Regeneratoren aus schmelzextrahierten Fasern liegen aufgrund der zu großen effektiven Faserdurchmesser oberhalb dieses Wertes. Die erreichten Regeneratorwirkungsgrade bewegen sich zwischen 94 % und 96 %. Beide untersuchten Glasfasermaterialien zeigen gute thermische Eigenschaften. Die ermittelten Wirkungsgrade entsprechen denen der aus konventionellem Drahtgestrick hergestellten Regeneratormatrix. Bei dem Vergleich der beiden schmelzextrahierten Faserregeneratoren fällt auf, daß die gepreßte Matrix günstigere Ergebnisse liefert, da der Auslegung dieser Matrix ein effektiver Faserdurchmesser zugrunde lag, der den realen Verhältnissen wesentlich besser entspricht.

Ausgehend von den ermittelten thermischen Wirkungsgraden läßt sich in Anlehnung an /66/ der durch folgende Gleichung gegebene Zusammenhang zwischen Regeneratorwirkungsgrad und der Zahl der Übertragungseinheiten NTU ableiten.

$$h_{Reg} = \frac{2}{2 + NTU} \quad \text{Gl. 8-9}$$

Voraussetzung dafür ist allerdings, daß lediglich die Verluste durch den Wärmeübergang in der Matrix bei der Ermittlung des Regeneratorwirkungsgrades berücksichtigt werden. Aufgrund der Anordnung der Meßstellen ober- und unterhalb des Regenerators kann davon in guter Näherung ausgegangen werden. Die Beeinflussung der Temperatursignale durch Wärmeleitungsverluste oder andere Verlustmechanismen sind nur von untergeordneter Bedeutung.

Die den Wärmeübergang charakterisierende Stanton-Zahl berechnet sich aus der Anzahl der Übertragungseinheiten gemäß:

$$St = \frac{d_h}{l_{Reg}} \cdot NTU \quad \text{Gl. 8-10}$$

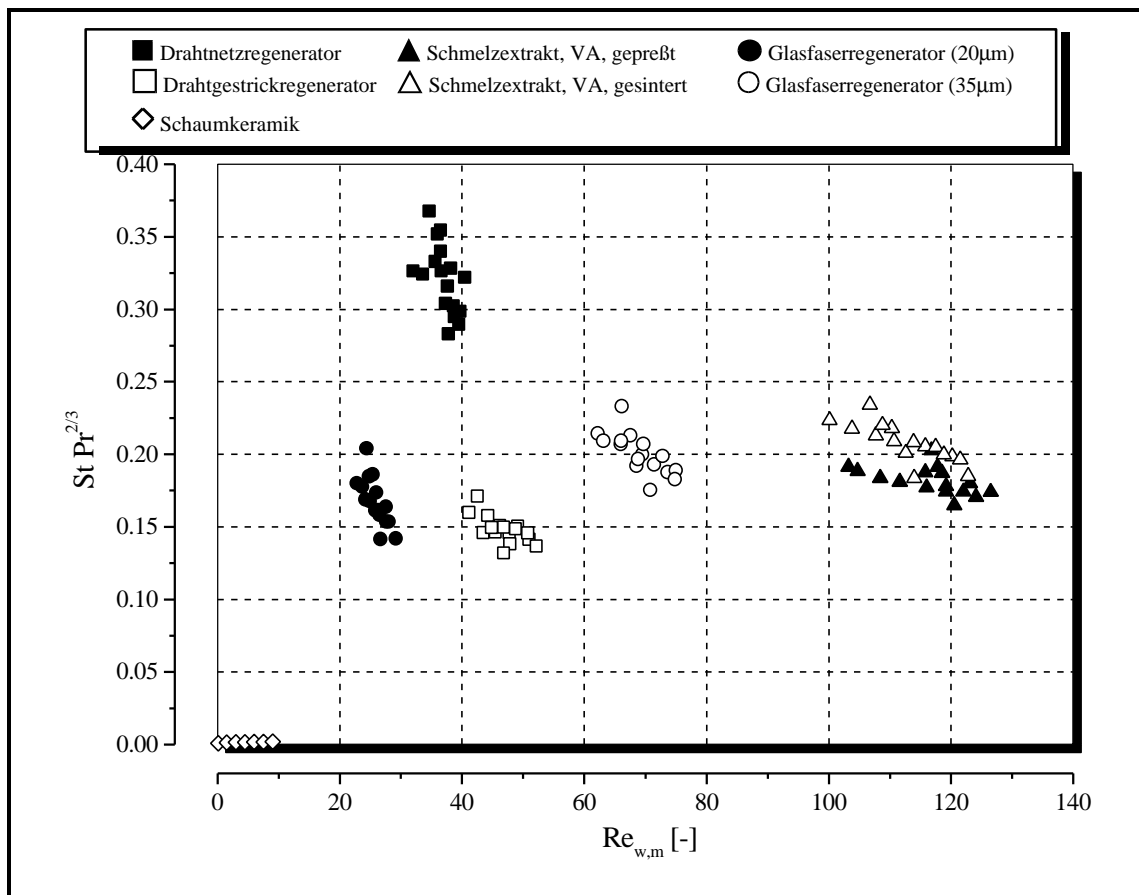


Abb. 8.18: $St Pr^{2/3}$ für die einzelnen Regeneratoren als Funktion der mittleren Reynolds-Zahl $Re_{w,m}$

In der Literatur ist es allgemein üblich, das Produkt $St Pr^{2/3}$ als Funktion der Reynolds-Zahl darzustellen. Dies ist in Abb. 8.18 für eine Prandtl-Zahl von $Pr=0,658$ erfolgt. In Ergänzung der bisherigen Darstellungen sind zusätzlich die Meßergebnisse für die o.a. Schaumkeramik in das Diagramm mitaufgenommen (Symbol \diamond) worden, um die Problematik dieses Materials zu verdeutlichen. In dieser Darstellung ist der Einfluß der Regeneratorlänge eliminiert; der Unterschied zwischen den beiden schmelzextrahierten Faserregeneratoren ist hier zu vernachlässigen.

8.3.5. Der Druckverlustbeiwert

Thermische Wirkungsgrade beschreiben nur einen Aspekt der Regeneratorproblematik. Neben der thermischen Qualität eines Regenerators muß vor allem auch sein strömungsmechanisches Verhalten in eine abschließende Bewertung eingehen. Dies schlägt sich vor allem in dem bei der Durchströmung auftretenden Druckverlust nieder. Das zur Stanton-Zahl St korrelierende Pendant aus der Strömungslehre ist der Druckverlustbeiwert I . Der Quotient aus beiden dimensionslosen Kennzahlen stellt daher eine Kennzahl dar, die beide Eigenschaften in Form einer dimensionslosen Kennzahl in Beziehung setzt und somit ein gutes Kriterium für den angestrebten Vergleich darstellt.

Zur Ermittlung des Druckverlustbeiwertes stehen unterschiedliche Daten zur Verfügung, zum einen die experimentell ermittelten zyklischen Druckverluste und zum anderen die vom Simulationsprogramm ausgegebenen. Die Verwendung der vom Simulationsprogramm ausgegebenen Daten ist gleichbedeutend mit dem Ansatz, den Druckverlustfaktor mittels der entsprechenden korrigierten Korrelationen zu berechnen. Die experimentellen Daten haben den Nachteil, daß in ihnen neben den Strömungsdruckverlusten auch Ein- und Ausströmdruckverluste enthalten sind, die mit Hilfe des Simulationsprogramms herausgerechnet werden. Aus diesem Grund wird für die weiteren Berechnungen auf die korrigierten Druckverlustkorrelationen zurückgegriffen. Die zur Auswertung der Korrelationen benötigte aktuelle Reynolds-Zahl berechnet sich gemäß Gl. 8.8. Da die Strömungsgeschwindigkeiten aufgrund des Temperaturunterschieds an beiden Regeneratorenden unterschiedlich sind, wird der Druckverlustbeiwert an beiden Regeneratorenden separat ermittelt. Für die weitere Auswertung werden auch in diesem Fall lediglich die für das warme Ende des kalten Regenerators ermittelten Daten herangezogen.

Die gewünschten Druckverlustbeiwerte lassen sich dann mit Hilfe von folgender Gleichung berechnen:

$$I_w(\mathbf{j}) = f_{Korr} \cdot Korrelation(\mathbf{e}, Re_w(\mathbf{j})) \quad \text{Gl. 8-11}$$

Zur Ermittlung eines für einen Zyklus charakteristischen Wertes für I ist es nicht sinnvoll einen über den Kurbelwinkel gemittelten Wert zu bestimmen; vielmehr soll der Zahlenwert herangezogen werden, für den die über den Druckverlust dissipierte Leistung der tatsächlich während des Zyklus dissipierten Leistung entspricht. Diese Überlegung führt letztlich zu der durch die folgend gegebenen Berechnungsvorschrift für den gesuchten Mittelwert $I_{w,m}$.

$$I_{w,m} = \frac{\oint I_w(\mathbf{j}) \cdot Re_w^3(\mathbf{j}) \cdot d\mathbf{j}}{\oint Re_w^3(\mathbf{j}) \cdot d\mathbf{j}} \quad \text{Gl. 8-12}$$

Abb. 8.19 zeigt die Ergebnisse der Berechnungen für die warme Seite des kalten Regenerators. Auch hier sind die Meßergebnisse für die Schaumkeramik in das Diagramm aufgenommen worden. Wie bereits aus den stationären Betriebsdaten abzuleiten war, weist die Matrix des 20 µm Glasfaserregenerators die größten Druckverlustbeiwerte auf. Auffällig ist, daß beide schmelzextrahierten Metallfaserregeneratoren unabhängig von der sich einstellenden Drehzahl über annähernd gleiche Druckverlustbeiwerte verfügen. Dies ist ein wichtiges Indiz dafür, daß der ermittelte effektive Faserdurchmesser die Realität gut wiedergibt.

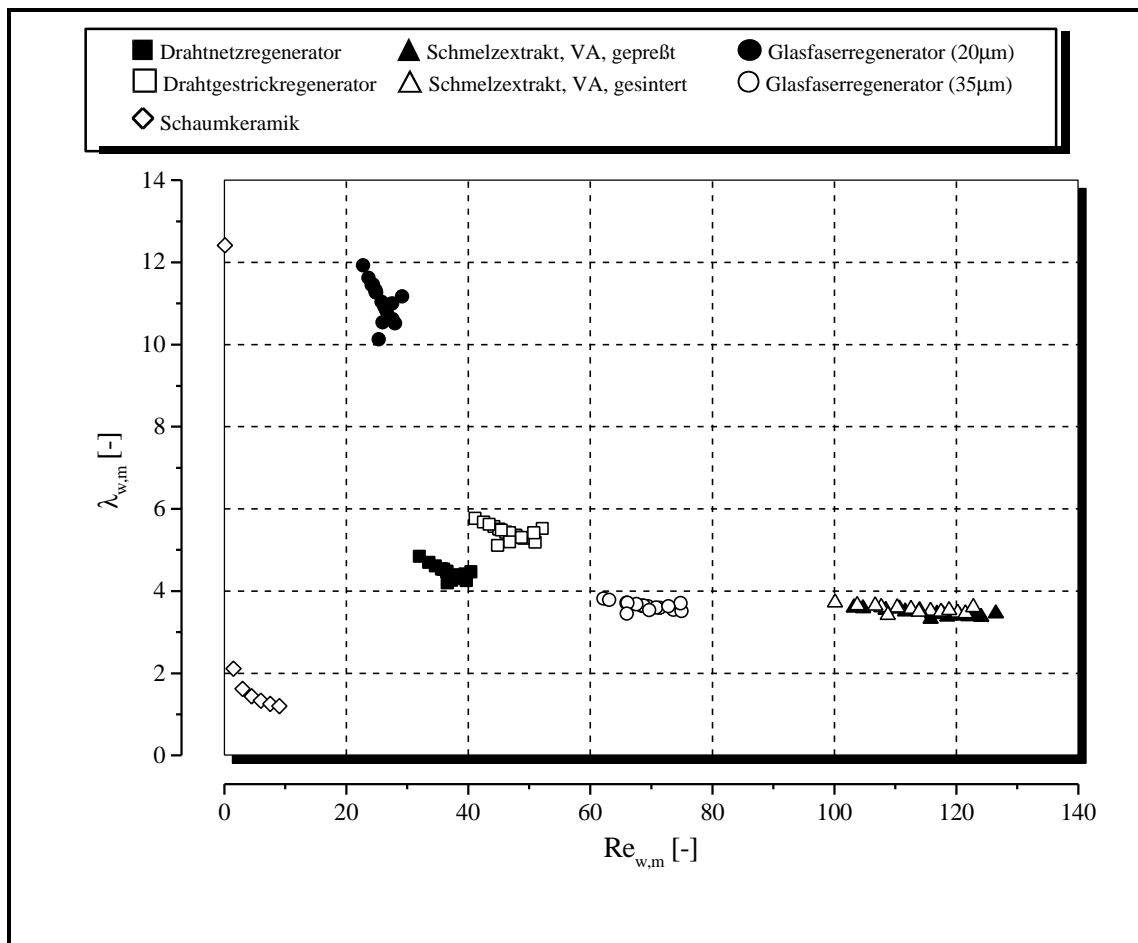


Abb. 8.19: Druckverlustbeiwerte $\lambda_{w,m}$ als Funktion der mittleren Reynolds-Zahl $Re_{w,m}$

Das Ziel der bisherigen Berechnungen ist es, eine Kenngröße zu ermitteln, die die thermischen und strömungsmechanischen Eigenschaften jeder einzelnen Matrix miteinander in Beziehung setzt. Die diesen Zusammenhang beschreibende Kennzahl $St \cdot Pr^{2/3} / \lambda_{w,m}$ ist in Abb. 8.20 in Abhängigkeit der mittleren Reynolds-Zahl $Re_{w,m}$ dargestellt. Letztlich unterstreicht das abgebildete Diagramm die bisher getroffenen Aussagen. Während der Drahtnetzregenerator die bei weitem beste Alternative darstellt, leidet der 20 µm Glasfaserregenerator unter den hohen Druckverlusten. Die schmelzextrahierten Metallfasergestricke erreichen zwar allesamt hohe Drehzahlen, doch sind die thermischen Eigenschaften nicht zufriedenstellend. Bei der Interpretation von Abb. 8.20 muß berücksichtigt werden, daß die dargestellte Kennzahl zwar wertvolle Hinweise auf die Eigenschaften einer Regeneratormatrix liefert, jedoch nicht als alleiniges Kriterium im Rahmen einer abschließenden Bewertung herangezogen werden darf. Im Falle regenerativer Gaskreisprozesse spielen auch andere Größen, insbesondere ist hier die direkt mit dem Totvolumen eines Regenerators verknüpfte Druckamplitude zu nennen, eine wesentliche Rolle, da sie sich unmittelbar auf die Leistungscharakteristik einer Maschine auswirken.

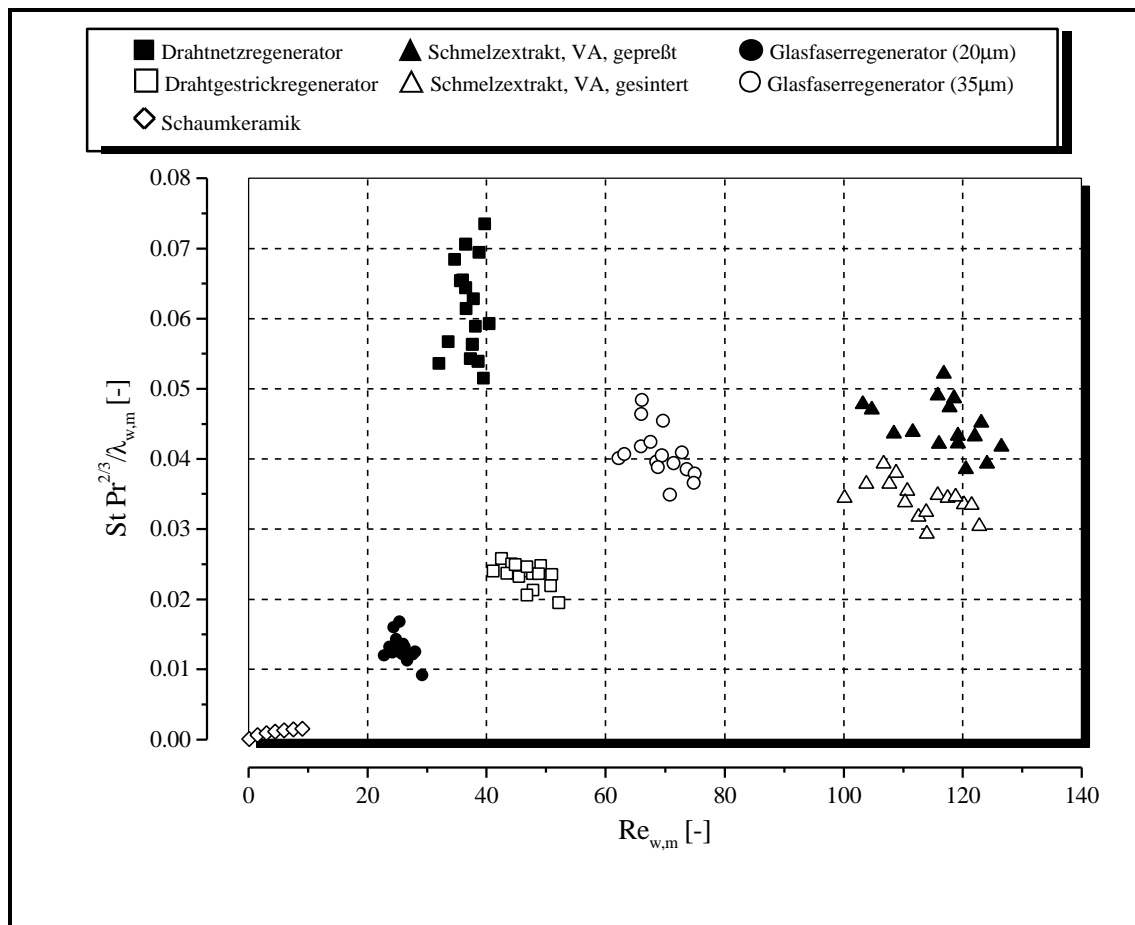


Abb. 8.20: $St Pr^{2/3} / \lambda_{w,m}$ als Funktion der mittleren Reynolds-Zahl $Re_{w,m}$

8.4. Bewertung der unterschiedlichen Regeneratorkonzepte

Die Untersuchungen im Rahmen dieses Projektes haben gezeigt, daß das Material die entscheidende Rolle für die Güte eines Regenerators spielt. Dabei stehen neben den Stoffdaten zur Beschreibung der thermischen Eigenschaften der Regeneratormatrix (Dichte, Wärmeleitfähigkeit, spezifische Wärmekapazität) vor allem die geometrische Form des Materials (hydraulischer Durchmesser), die das strömungsmechanische Verhalten der Matrix sowie deren Wärmeübertragungsverhalten charakterisiert, im Mittelpunkt des Interesses.

Die Stoffdaten spielen bei der Auswahl eines geeigneten Regeneratormaterials insofern eine wichtige Rolle, als daß gewisse Wertebereiche für die einzelnen Daten nicht unter bzw. überschritten werden sollten. In der Regel ist bei einem Materialwechsel zu berücksichtigen, daß sich die o.a. Stoffdaten zumindest in der Tendenz gleichgerichtet entwickeln; so ist eine Erhöhung der volumenspezifischen Wärmekapazität, die sich positiv auf die Leistungsdichte regenerativer Gaskreisprozesse auswirkt, oftmals mit einem gleichzeitigen Anstieg der Wärmeleitung und damit entsprechender Verluste verbunden. Eine geringere volumenspezifische Wärmekapazität wirkt sich insofern negativ aus, als daß sie ein entsprechend größeres Regeneratorvolumen bedingt, weil ausreichend

Speichermasse zur Verfügung gestellt werden muß. Dies hat aufgrund des größeren Totvolumens unmittelbar negative Auswirkungen auf die Druckamplitude des Prozesses, so daß bei gleicher Baugröße der Maschine eine Verringerung der Prozeßleistung die Folge ist. Demnach ist bei der Materialauswahl auf eine möglichst hohe volumenspezifische Wärmekapazität sowie eine geringe Wärmeleitfähigkeit zu achten. Sowohl metallische als auch keramische Materialien können jeweils nur einer dieser Forderungen gerecht werden. Daher müssen zusätzliche Auswahlkriterien herangezogen werden.

Mit der Frage nach alternativen Auswahlkriterien ist die Problematik einer möglichen Konfektionierung des Basismaterials eng verknüpft, denn durch die geometrische Gestaltung des Ausgangsmaterials werden die thermodynamischen und strömungsmechanischen Eigenschaften einer Regeneratormatrix wesentlich mitbestimmt. Dabei steht neben dem, die Abmessungen der Strömungskanäle charakterisierenden hydraulischen Durchmesser der Matrix, vor allem die geometrische Form des Matrixmaterials bzw. der Strömungskanäle sowie eine möglichst homogene Verteilung des Materials innerhalb der Matrix im Mittelpunkt des Interesses.

Die vorgestellten, alternativen Regeneratorkonzepte werden diesen Anforderungen bisher nur in Teilen gerecht. Bei der Faserherstellung - dies gilt vor allem für die schmelzextrahierten Metallfasern - und der Konfektionierung - dies bezieht sich vorwiegend auf die Herstellung der Glasfasermatten - sind noch Ansatzpunkte für Verbesserungen vorhanden. Beide Materialien verfügen über Vorteile, die bei einer Regeneratorauslegung noch besser herausgearbeitet werden müssen, und Nachteile, deren Einfluß auf den Gesamtprozeß reduziert werden muß. Voraussetzung dafür ist allerdings zunächst die Ermittlung von gültigen Druckverlust- und Wärmeübergangskorrelationen für beide Materialien. Wie der Vergleich zwischen experimentellen Daten und Simulationsergebnissen gezeigt hat, führt die Verwendung der entsprechenden Korrelationen für Metallfaservliese nur bedingt zu zuverlässigen Aussagen. Die Übertragung der zur Verfügung stehenden Korrelationen auf die schmelzextrahierten Metallfasern sowie die Glasfasern gelingt aus mehreren Gründen nicht.

An erster Stelle ist im Falle der schmelzextrahierten VA-Fasern sicherlich die unregelmäßige Form der einzelnen Fasern sowie deren breites Durchmesserspektrum zu nennen, wie in Abb. 8.21 zu erkennen. In Bezug auf die Glasfasern bleibt festzuhalten, daß aufgrund von gewissen Vorzugsrichtungen der Faserausrichtung innerhalb der Matrix, die durch das Herstellungsverfahren der Fasermatten verursacht werden, Bedingungen geschaffen werden, für die die verwendeten Korrelationen nicht abgeleitet worden sind. Die im Rahmen der Auslegungsrechnungen vorausgesetzte Analogie zwischen Impuls- und Wärmeaustausch ist aufgrund des Einflusses von Formdruckverlusten nicht gegeben, so daß die Übertragung der anhand der Druckverluste ermittelten Korrekturwerte auf die den Wärmeübergang beschreibenden Korrelationen zur falschen Wiedergabe der realen Verhältnisse führt.

Im Hinblick auf eine mögliche Serienfertigung muß in Zusammenarbeit mit den Herstellern nach Wegen gesucht werden, die festgestellten Defizite zu beseitigen oder aber zumindest abzumildern. Für die schmelzextrahierten Fasern ist das gleichbedeutend mit

der Forderung nach einer gleichmäßigeren Durchmesser-Verteilung der Einzelfasern in Verbindung mit einer Verkleinerung des mittleren Faserdurchmessers. Im Falle der Glasfasern muß es das Ziel sein, ein Verfahren zu entwickeln, das es gestattet, aus den aufgrund des Herstellungsverfahrens parallel angeordneten Fasern eine Matte mit zufälliger Faserausrichtung herzustellen.

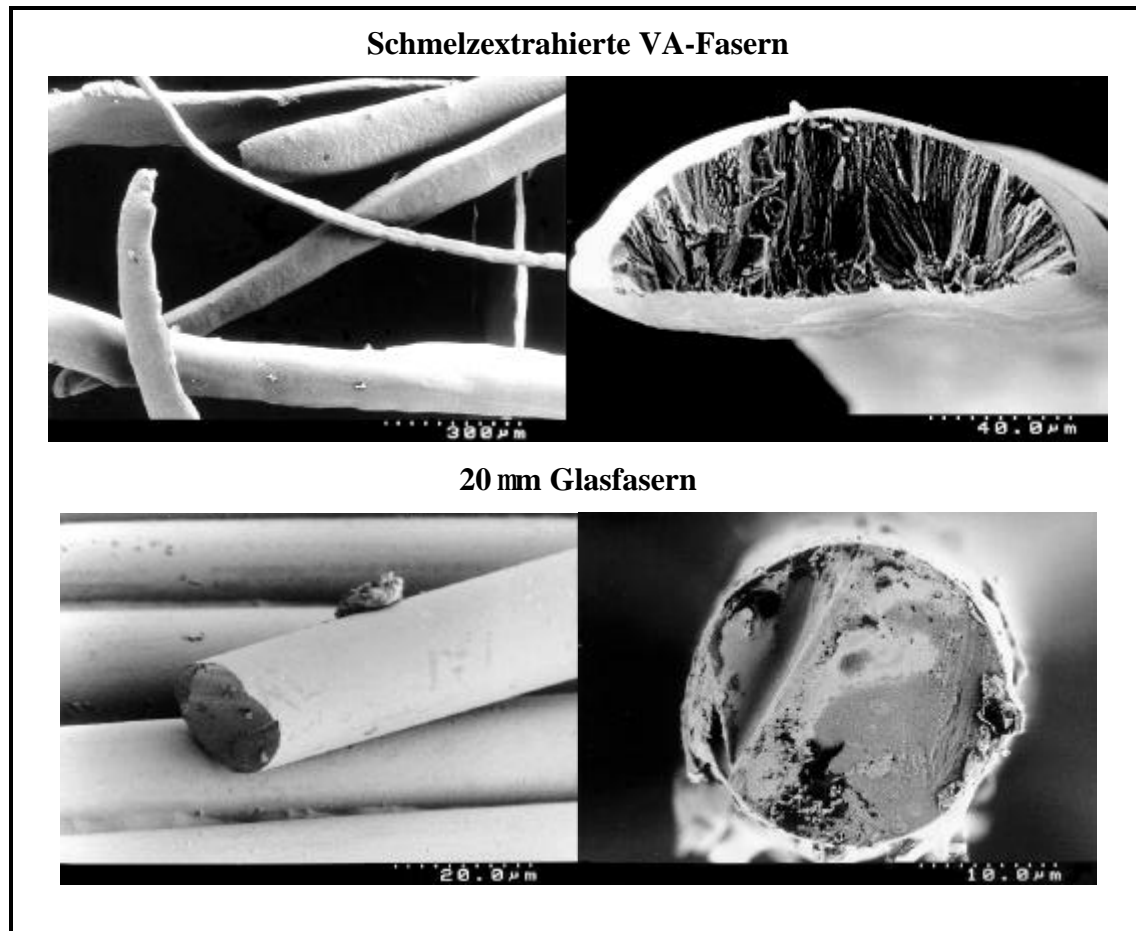


Abb. 8.21: Elektronenmikroskopische Aufnahmen der schmelzextrahierten VA-Fasern sowie der 20 μm Glasfasern:

Bilder links: Einzelfasern / **Bilder rechts:** Faserquerschnitt
(verschiedene Maßstäbe, siehe Skale)

8.5. Herstellverfahren für schmelzextrahierte Fasern

Da speziell die schmelzextrahierten Fasern, die bezüglich ihrer Temperatureigenschaften sowohl im kalten wie auch im heißen Regenerator eingesetzt werden könnten, wird im folgenden von den systematischen, in Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer Institut für angewandte Materialforschung in Dresden durchgeführten, Untersuchungen berichtet, die die oben beschriebenen Defizite bezüglich der ungleichmäßigen Durchmesser der Einzelfasern homogenisieren sollen.

8.5.1. Zielsetzung

Die Tiegel-Schmelzextraktion ist ein Verfahren, mit dem sich direkt aus der Metallschmelze Fasern erzeugen lassen. Es besitzt daher signifikante Kostenvorteile gegenüber dem Bündelziehen von Fasern, die das Ausgangsmaterial für die Drahtfließ-Regeneratoren herstellt. Darüber hinaus lassen sich damit Kurzfasern herstellen, die sich besser handhaben lassen als Endlosfasern. Diese Eigenschaften boten den Anreiz, die Eignung schmelzextrahierter Fasern für den Einsatz als Regeneratormaterial zu erproben. Dabei stellte sich heraus, daß die bislang erzeugten Fasern, wie oben erwähnt, noch deutlich zu grob waren und damit nicht die benötigte spezifische Oberfläche bereitstellten.

Es wurde daher untersucht, inwieweit sich durch eine auf den Werkstoff Chrom-Nickel-Stahl 1.4301 (X5 CrNi 1810) zugeschnittene, anlagen- und verfahrenstechnische Optimierung der Schmelzextraktion die Feinheit, Gleichmäßigkeit und Oberflächenrauigkeit schmelzextrahierter Metallfasern hinreichend verbessern läßt, um einen Einsatz in der Vuilleumier-Wärmepumpe zu ermöglichen. Die genannten Fasereigenschaften sind unter anderem in hohem Maße von den Stoffwerten Viskosität und Grenzflächenspannung der verarbeiteten Metallschmelze abhängig. Letztere werden zum einen von der Temperatur der Schmelze beeinflusst, zum anderen können sie über Legierungszusätze verändert werden. Es wurde daher neben der Verbesserung der Temperaturkontrolle an der Extraktionsstelle auch die Veränderung der Schmelzestoffwerte durch Dotierung des Grundwerkstoffes mit Silizium und Bor vorgeschlagen, um die erforderlichen Faserfeinheiten zu realisieren. Ziel der Untersuchungen war die Herstellung von Chrom-Nickel-Stahl-Fasern mit einem Äquivalenzdurchmesser von 60 µm oder weniger.

8.5.2. Verbesserung der Temperaturkontrolle an der Extraktionsstelle

Bislang erfolgte die Bestimmung der Schmelztemperatur, bedingt durch die Anlagengeometrie, mit einem Thermoelement in größerer Entfernung zur Extraktionsstelle. Optimale, reproduzierbare Extraktionsbedingungen zur Verbesserung der Faserfeinheit über die bisher erreichten Werte hinaus erfordern jedoch eine genauere Kenntnis der Schmelztemperatur an der Extraktionsstelle.

Die Verbesserung der Temperaturkontrolle an der vorhandenen, geschlossenen Schmelzextraktionsanlage wurde durch eine punktgenaue Temperaturmessung in unmittelbarer Nähe der Extraktionsstelle erreicht. Dazu wurde in der Extraktionskammer ein Objektiv mit Lichtleiterkabel installiert, um mittels eines vorhandenen Pyrometers möglichst nahe an der Extraktionsstelle messen zu können. Optik und Pyrometer stammen von der Fa. IRCON, Taunusstein. Da die Optik in den ersten Versuchen zu warm wurde, mußte noch eine Wasserkühlung nachgerüstet werden. Abb. 8.22 zeigt die nachgerüsteten Komponenten in der Extraktionskammer.

Die Kalibrierung des Systems Optik-Lichtleiter-Pyrometer erfolgte mit einem handelsüblichen Wolfram-Rhenium-Thermoelement mit einer Genauigkeit von ± 5 K. Bei den nachfolgenden Versuchen zeigte sich eine erhebliche Verbesserung der Temperaturkontrolle während der Extraktion. Unter anderem wurde festgestellt, daß sich mit der früheren Temperaturmessung während des Prozesses an der Extraktionsstelle stärkere Überhitzungen einstellten. Diese erhebliche Ungenauigkeit in der Prozeßführung konnte durch ein entsprechendes Zurückfahren der eingebrachten Heizleistung behoben werden. Die jetzt erreichbare Temperaturkonstanz liegt damit während der gesamten Extraktionszeit bei ± 10 K.

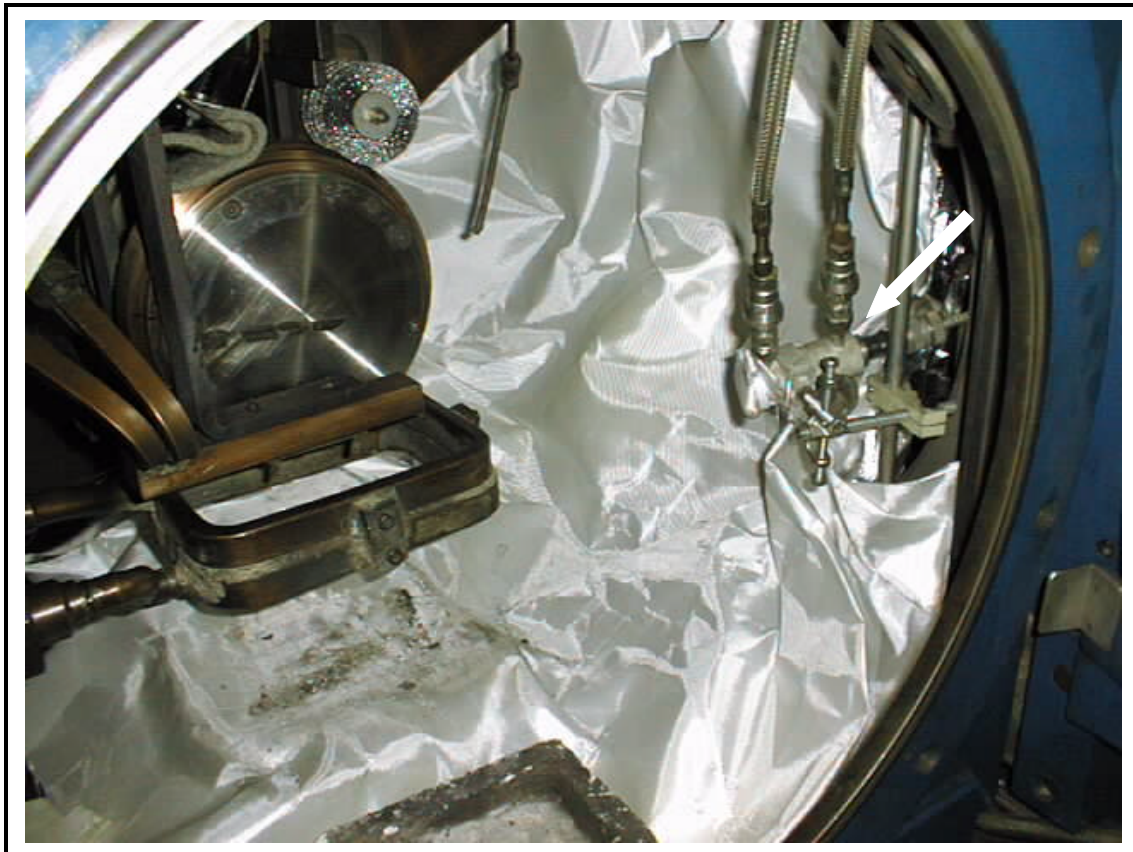


Abb. 8.22: Blick in den Innenraum der Extraktionsanlage mit eingebauter Pyrometeroptik (Pfeil)

8.5.3. Extraktionsversuche

8.5.3.1. Versuchsplan

Bei der Tiegel-Schmelzextraktion taucht eine profilierte, rotierende Walze in ein Schmelzbad ein und zieht anhaftende Schmelze heraus, die in Form einzelner erstarrter oder halberstarrter Partikeln die Walze verlassen. Die Fasern lösen sich anschließend durch Schrumpfung und Fliehkräfte von der Walze, wie in Abb. 8.23 schematisch dargestellt.

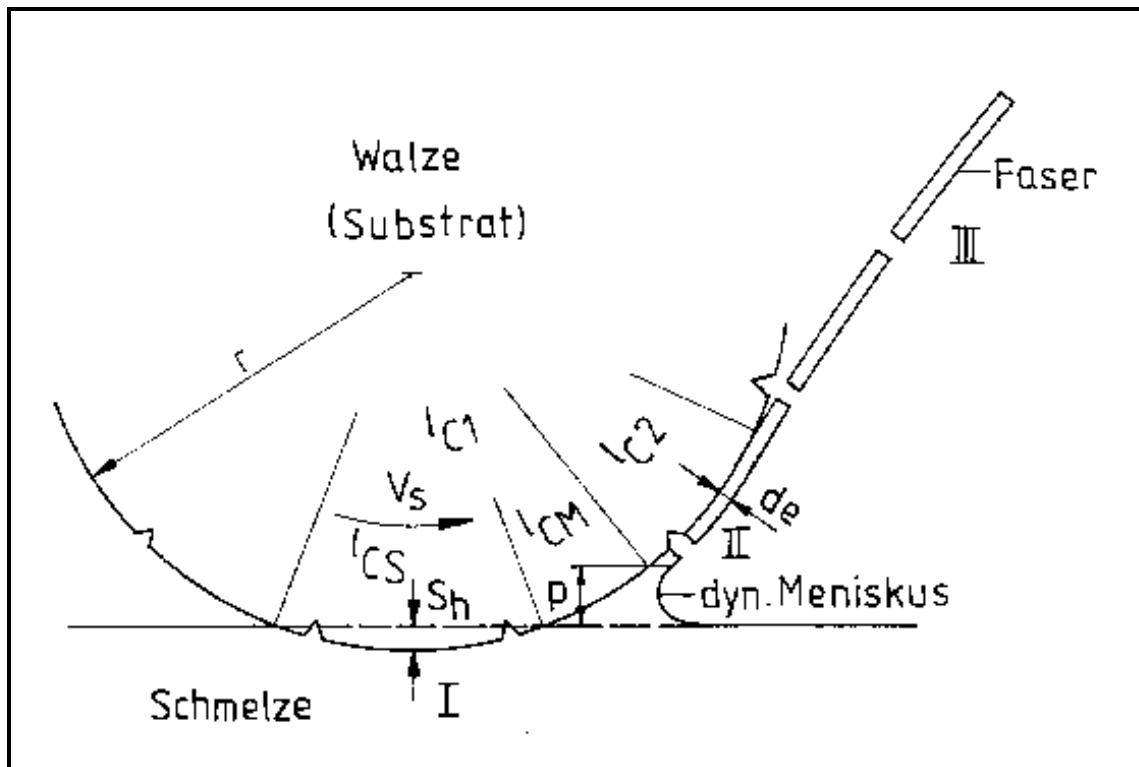


Abb. 8.23: Schematische Darstellung der Tiegel-Schmelzextraktion

Die erzeugten Fasern weisen keinen zylindrischen Querschnitt auf, sondern eine sichelförmige Geometrie, wie sie in Abb. 8.24 zu erkennen ist. Die Erstarrungsdicke sowie die Morphologie der Faser hängen vor allem von den Extraktionsparametern Eintauchtiefe, Walzen-Umfangsgeschwindigkeit und der Schmelztemperatur ab. Letztere bestimmt die exakten Werte der Schmelzeviskosität und -oberflächenspannung. Daneben spielt das Benetzungsverhalten zwischen Walzenwerkstoff und Metallschmelze ebenfalls eine große Rolle.

Neben den bereits genannten Einflüssen auf die Faserfeinheit ist unmittelbar einsichtig, daß auch die geometrischen Randbedingungen der Fasererzeugung, d.h. die Ausbildung der Walzenschneidkanten, einen erheblichen Einfluß auf die Faserbildung haben muß. Da die Walze während der Extraktion permanent durch ein Drahtbürstensystem gereinigt wird, ist eine Verschleiß der Extraktionskanten zu erwarten, der sich negativ auf die Faserfeinheit und die Streuung der Fasergeometrien auswirken könnte. Zu diesem Phänomen lagen bislang keine quantitativen Erkenntnisse vor, so daß es ratsam erschien, den Walzenverschleiß als Parameter in die Untersuchungen mit aufzunehmen und ihn vor bzw. nach jedem Experiment quantitativ zu erfassen.

Um den Einfluß einzelner Veränderungen auf die Faserfeinheit und -morphologie eindeutig bestimmen zu können, wurden zunächst in den Versuchen V244 bis V248 (bestehend aus jeweils 5 bis 6 unterschiedlichen Parametereinstellungen) die Extraktionsbedingungen optimiert. Das Zusammenspiel von Extraktionstemperatur, Tiegelvorschub und Walzen-Umfangsgeschwindigkeit wurde dabei in 23 Einzelversuchen iterativ optimiert. Um den Einfluß des Kantenverschleißes auszuschließen, wurde mit

einer eingelaufenen Walze gearbeitet. Das Kriterium zur Bestimmung der optimalen Extraktionsbedingungen war hierbei ein stabiler, stetiger Extraktionsverlauf nach Beurteilung durch den Anlagenbetreiber.



Abb. 8.24: Typische Faserquerschnittsformen (FeCrAl, Faserquerschnitte sind schwarz dargestellt).

Dann wurde mit den ermittelten Optimaleinstellungen das Referenzexperiment V260 an undotiertem 1.4301 mit einer neuen Walze (Walzenteilung: 12mm) durchgeführt. Mit derselben Walze wurde anschließend bei konstant gehaltenen Extraktionsparametern in den Experimenten V261 bis V264 der Einfluß der Stoffwerte untersucht. Dazu wurden Metallfasern aus 1.4301 mit verschiedenen Legierungszusätzen, die eine günstige Beeinflussung der Stoffwerte erwarten ließen, hergestellt. Abschließend wurde zur quantitativen Kontrolle des Walzenverschleiß-Einflusses der Referenzversuch V 260 unter der Versuchsnummer V273 wiederholt.

Im einzelnen wurden folgende Dotierungen verwendet:

- V261: 1.4301 + 1 Gew.-% Si
- V262: 1.4301 + 2 Gew.-% Si
- V263: 1.4301 + 0.25 Gew.-% B
- V264: 1.4301 + 1 Gew.-% B.

Bei der Auswahl der Legierungszusätze wurden die zu erwartenden positiven Einflüsse auf die Extraktion berücksichtigt sowie das Bestreben, Sprödigkeit und Korrosionsverhalten der Fasern möglichst nicht zu negativ zu beeinflussen. Hinsichtlich des zu erwartenden Korrosionsverhaltens an oxidierender Atmosphäre fällt die 1 Gew.-% Bor-Dotie-

rung aus diesem Schema heraus, da Bor oberhalb von 0,25 % bereits ausgesprochen schädlich wirkt.

8.5.3.2. Auswertung hinsichtlich der Faserfeinheit und Faserlänge

Zur Bestimmung der erzielten Faserfeinheiten wurde für die Versuche V260 bis V264 an jeweils 75 Einzelfasern Länge und Gewicht bestimmt. Um subjektive Bearbeiterfehler zu minimieren, wurden dafür 3 Bearbeiter eingesetzt, die je 25 Fasern auswerten. Ein geringfügiger Faser-Feinanteil wurde vor der Analyse entfernt. Die Ergebnisse zeigten bis auf wenige Ausnahmen eine sehr gute Übereinstimmung, so daß die gewählte Vorgehensweise trotz der statistisch nicht ausreichenden Anzahl der vermessenen Einzelobjekte als zuverlässig gelten darf.

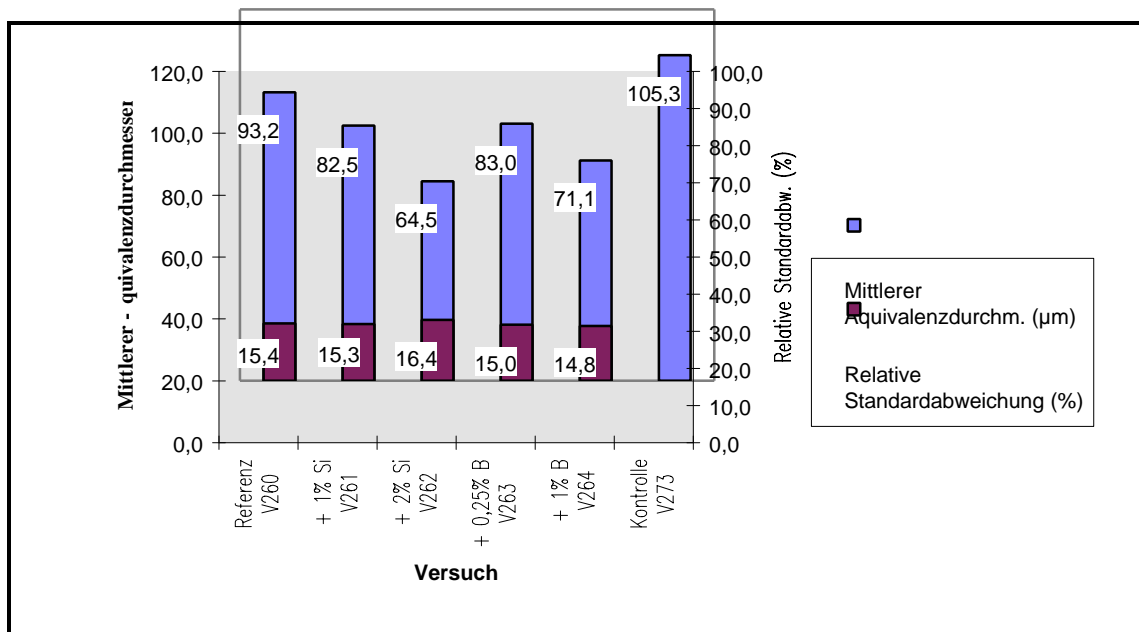


Abb. 8.25: Mittlerer Äquivalenzdurchmesser in Abhängigkeit von der Dotierung

Als vergleichendes Maß zur Bestimmung der Faserfeinheit wurde der Äquivalenzdurchmesser der Fasern gewählt, d.h. der Durchmesser einer Faser gleicher Dichte und Masse sowie gleichen Gewichts, aber zylindrischen Querschnitts. Zur Charakterisierung eines Versuches wird der mittlere Äquivalenzdurchmesser angegeben. Die solcherart erhaltenen Ergebnisse sind unter Angabe der relativen Standardabweichung in Abb. 8.25 wiedergegeben. Zur Auswertung des Kontrollexperimentes V273 wurde lediglich der mittlere Äquivalenzdurchmesser bestimmt, indem jeweils 25 Fasern abgezählt und gemeinsam gewogen wurden. Anschließend wurde die Gesamtlänge der Fasern bestimmt und daraus der Äquivalenzdurchmesser errechnet. Es fehlen daher Angaben bezüglich minimaler und maximaler Werte sowie der Standardabweichung.

Es zeigt sich trotz des tendenziell zunehmenden Verschleißes der Walze ein deutlicher Einfluß der Legierungszusammensetzung auf den mittleren Äquivalenzdurchmesser. Der erwartete Effekt einer Verbesserung der Faserfeinheit ist offensichtlich direkt an den Gehalt des Dotierungselementes gekoppelt, wobei die Dotierung mit Bor schon bei

geringeren Zugaben als beim Silizium Effekte gleicher Größenordnung hervorbringt. Das beste Ergebnis bringt jedoch die 2 %-ige Silizium-Dotierung mit einem Äquivalenzdurchmesser von 64,5 μm .

Abb. 8.26 zeigt die mittleren Faserlängen sowie die relative Standardabweichung der Faserlängen. Das auffälligste Ergebnis ist hier die Zunahme der Faserlänge der dotierten Materialien im Vergleich zum undotierten Werkstoff sowie eine deutliche Abnahme der Längenstreuung um den Mittelwert.

Die Wiederholung V273 des Referenzversuches bestätigt dieses Bild, wieder liegt die mittlere Länge deutlich unter derjenigen der dotierten Versuche. Auch die Streuung um den Mittelwert liegt in der Größenordnung des Referenzversuches und damit über den dotierten Experimenten. Die Ursache für diese Erscheinungen liegt also nicht in der sich verändernden Walzengeometrie, sondern vermutlich in der höheren Oberflächenspannung des undotierten Materials. Da die Oberflächenspannung elastische Kraftwirkungen hervorruft, führen hier schon kleinere Störungen des Schmelzflusses zu Unterbrechungen des Faserverlaufs.

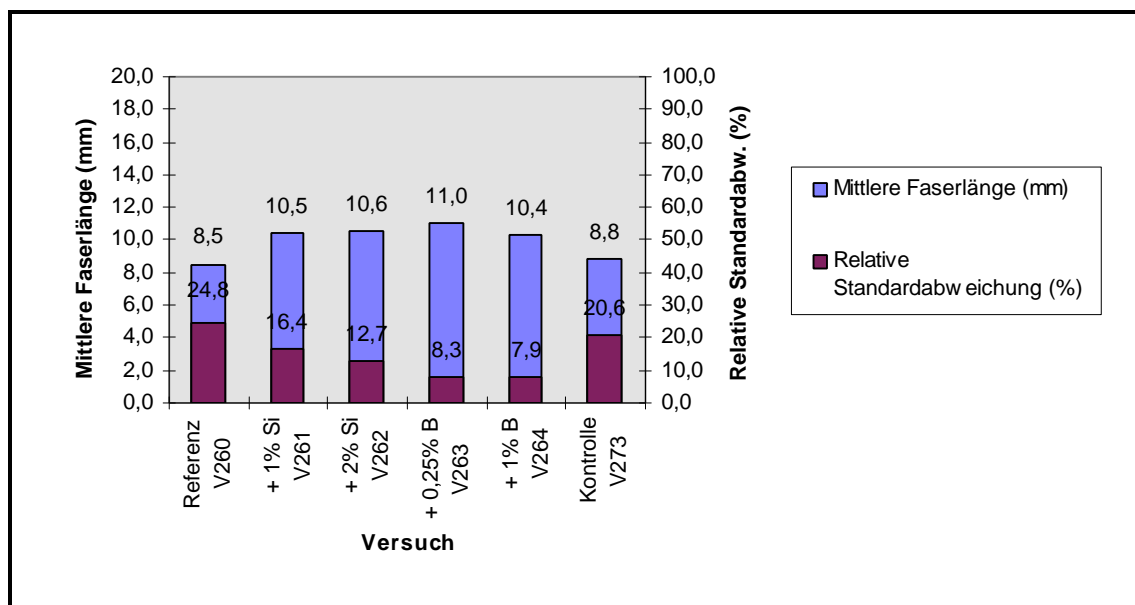


Abb. 8.26: Mittlere Faserlänge in Abhängigkeit von der Dotierung

8.5.3.3. Auswertung hinsichtlich des Walzenverschleisses

Zur Ermittlung des Walzenverschleisses wurden mittels metallographischer Einbettmassen Abdrücke von den Walzenschnitten genommen. Der Abdruck wurde dabei immer an derselben Stelle der Walze über deren gesamte Breite genommen (6 Schnitten). Zur Auswertung der Abdrücke müßten diese zunächst mit einem eingefärbten Harz ausgegossen werden, um einen ausreichenden Kontrast für die optische Schliffauswertung zu erzielen. Die solcherart präparierten Abdrücke wurden dann eingegossen, geschnitten und poliert. Mit einem Mikroskop mit angeschlossener Bildverarbeitung konnten dann Schliffaufnahmen angefertigt und ausgewertet werden.

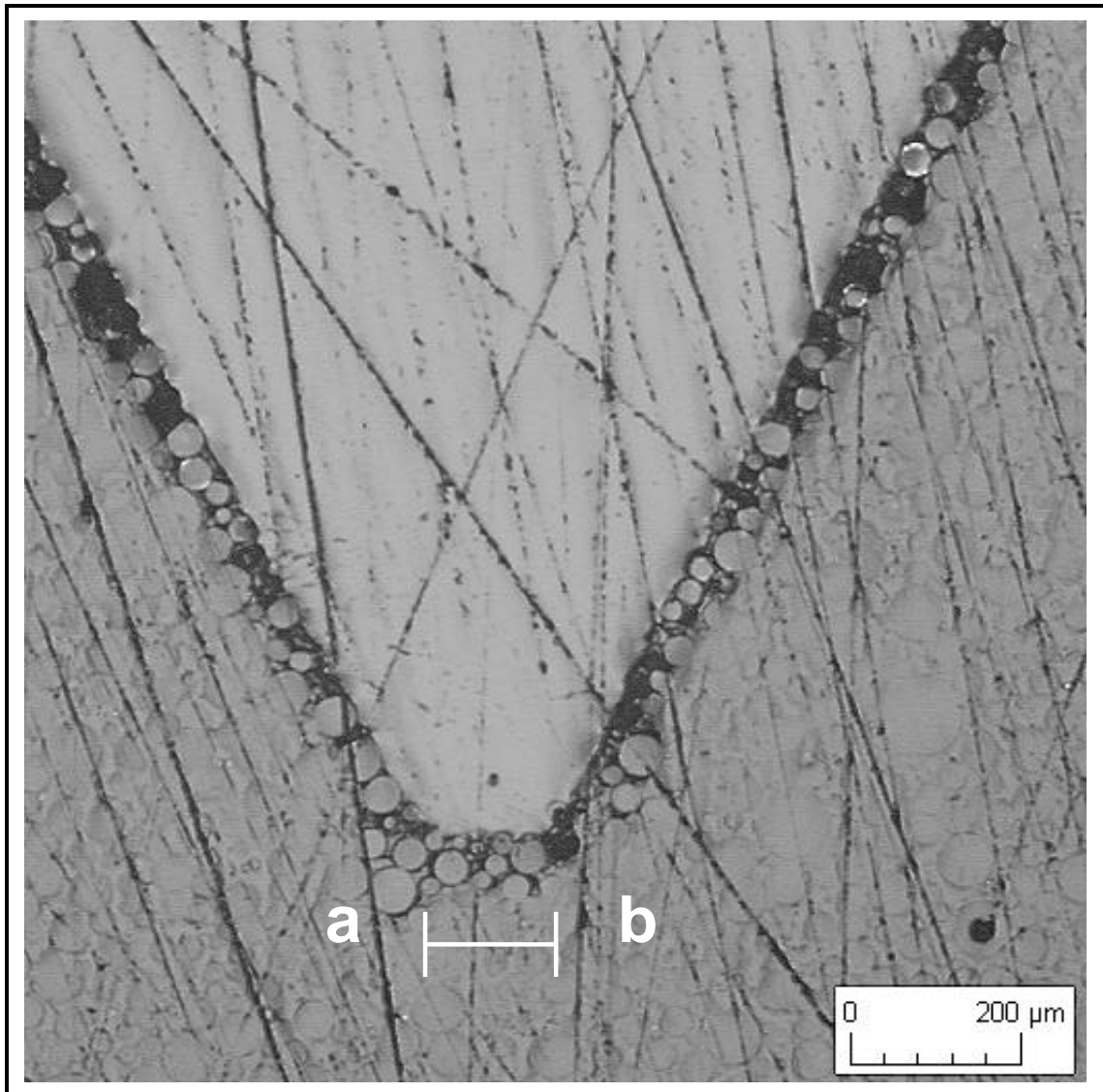


Abb. 8.27: Schliffbild einer unbenutzten Walzenkante (die Strecke a - b ist das Maß für die Walzenkantenbreite)

Dabei mußten praxisnahe Kriterien zur vergleichenden Beurteilung der Kantenverrundung gefunden werden. Da die Kantenkontur der unbenutzten Walze trapezförmig war, wurde die Strecke a-b als Maß für die Kantenbreite gewählt, wie in Abb. 8.27 abgebildet. Bei verrundeten Kanten wurden dann Tangenten an die Kantenflanken gelegt und die Strecke a-b gemäß Abb. 8.28 bestimmt, indem a und b den letzten Berührungspunkt der Tangenten mit der Walzenflanke darstellen. Diese Festlegung wird nach Augenmaß des Bearbeiters getroffen und ist daher mit einem beobachterspezifischen Fehler behaftet. Die ausgewerteten Bilder zeigen jedoch, daß der Einfluß dieses Fehlers auf die Länge a-b weniger als 5 % ausmachen dürfte.

Ausgehend von einer neu angefertigten Walze, wurde der Verschleiß über 6 Extraktionsversuche kontinuierlich überwacht. Zu jedem Auswertungszeitpunkt wurden 6 bis 12 einzelne Schliffbilder ausgewertet, außer nach der V260, wo sich zwei Schliffbilder als fehlerhaft erwiesen und aus der Auswertung herausgenommen wurden. Die Gesamt-

laufzeit der Walze bis zum Ende aller hier ausgewerteten Versuche betrug ca. 5 Stunden.

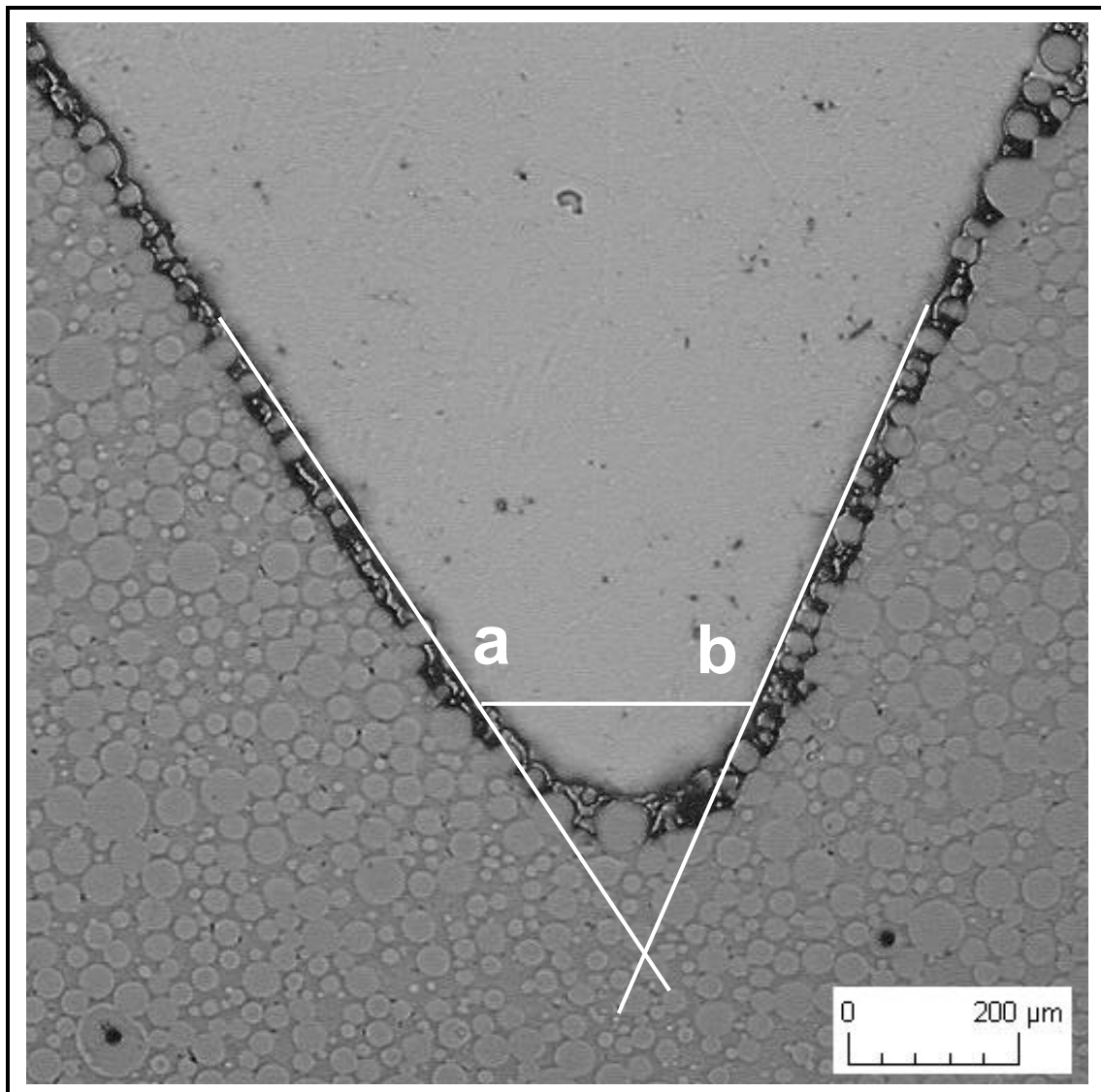


Abb. 8.28: Schliffbild einer verschlissenen Walzenkante (die Strecke a - b ist das Maß für die Walzenkantenbreite)

Die Darstellung der Schliffauswertungen in Abb. 8.29 zeigt einen deutlichen Trend zur Verbreiterung bzw. Verrundung der Extraktionskanten, der allerdings nach wenigen Versuchen in einen quasi-stationären Zustand überzugehen scheint. Dies gilt sowohl für die gemessenen Minimal- und Maximalwerte der Schneidenbreite, als auch für die Mittelwerte. Die relative Standardabweichung ändert sich dabei kaum, was als Indiz dafür gewertet werden kann, daß die Abnutzung der Schneidenkanten gleichmäßig erfolgt. Da alle Schneidenkanten ähnliche Formen aufwiesen, wurden für die vorliegenden Untersuchungen keine weiteren Größen zur genaueren Bestimmung des Kantenverschleißes gemessen.

Der Referenzversuch V260 wurde unter der Versuchsnummer V273 mit identischen Parametern wiederholt. Durch den inzwischen eingetretenen Verschleiß der Walzen-

kanten ergab sich eine Erhöhung des mittleren Äquivalenzdurchmessers von rd. 93 auf 105 μm , d.h. eine Vergrößerung um etwa 15 %.

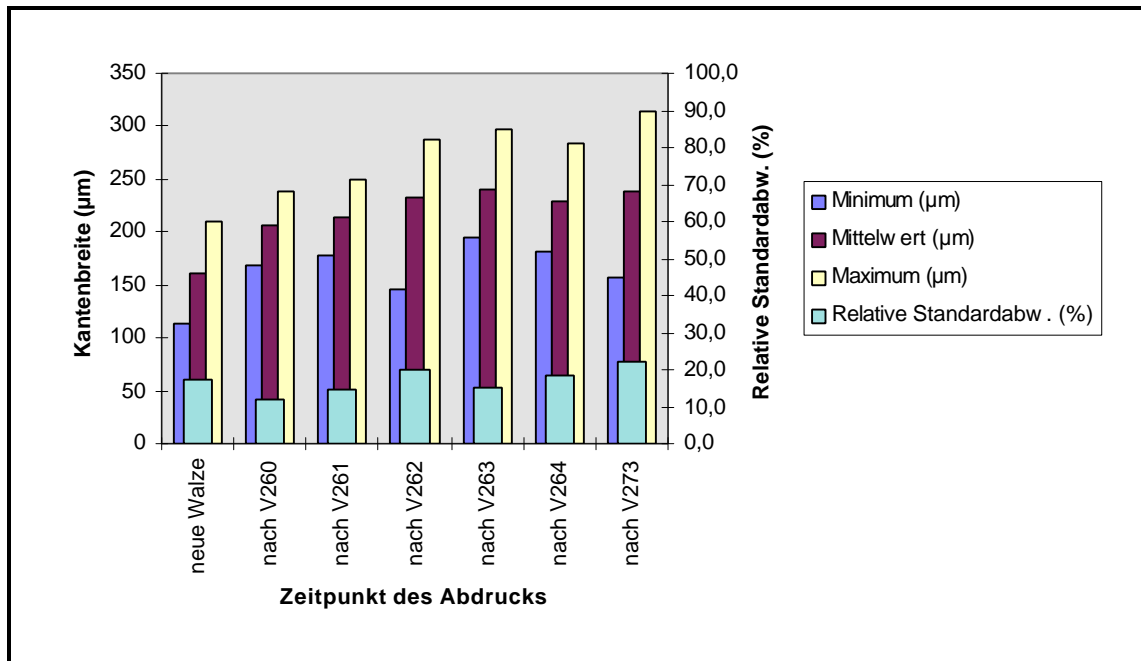


Abb. 8.29: Walzenkantenbreite in Abhängigkeit von der Versuchsanzahl

8.5.3.4. Spezifische Oberfläche und Fasermorphologie

Für die Ermittlung der spezifischen Oberfläche der Fasern wurde eine bildanalytische Methode eingesetzt, die auf der Auswertung einer größeren Anzahl von Faserquerschliffen, analog zu Abb. 8.24, beruht. Deren Ergebnis zeigt Abb. 8.30.

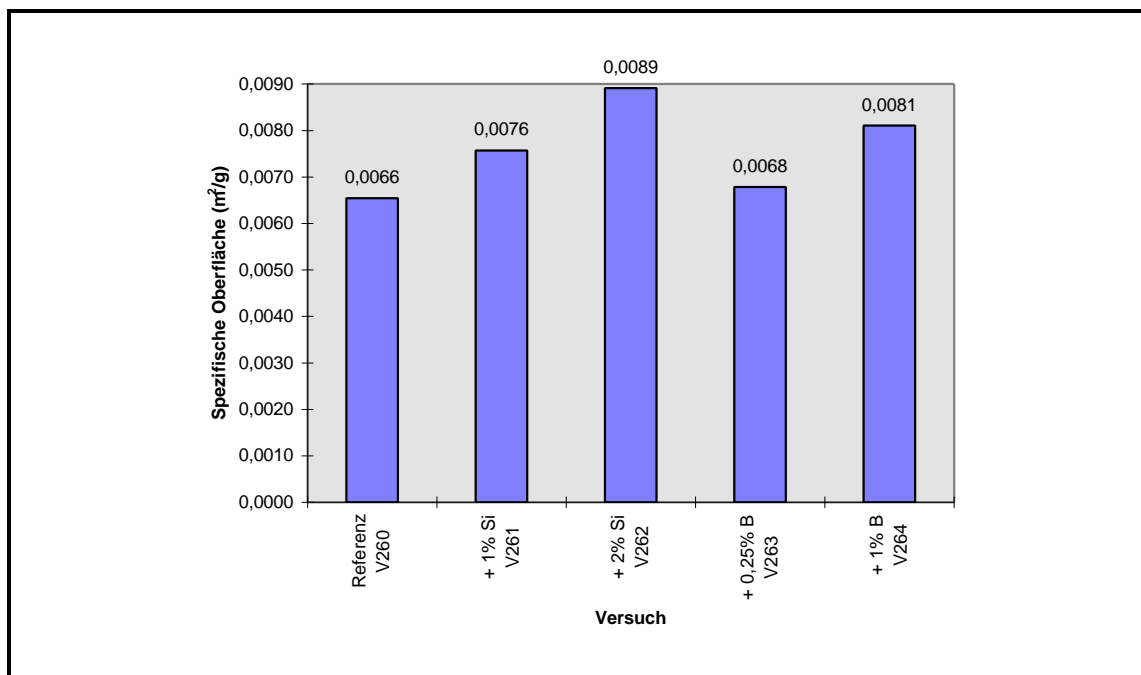


Abb. 8.30: Spezifische Oberfläche in Abhängigkeit von der Dotierung

Die Ergebnisse korrelieren erwartungsgemäß mit dem mittleren Äquivalenzdurchmesser und reichen von 0,0066 m²/g bei den größten Fasern bis hin zu 0,0089 m²/g bei den feinsten, Silizium-dotierten Fasern. Durch die Nierenform ergibt sich gegenüber Fasern mit kreisrundem Querschnitt bei gleichem Gewicht und gleicher Länge eine um etwa 10 bis 20 % vergrößerte spezifische Oberfläche.

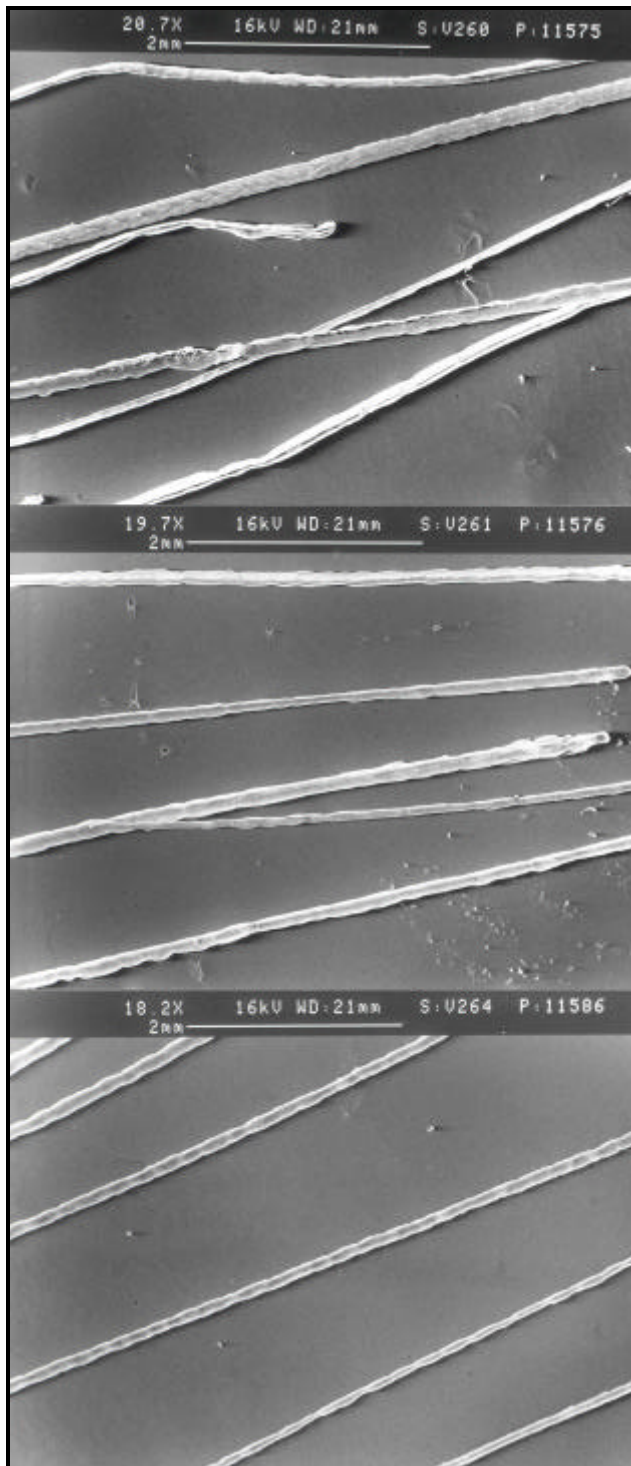


Abb. 8.31: REM-Aufnahmen von einzelnen Fasern

Oben: V260
Mitte: V261 (+ 1 % Silizium)
Unten: V264 (+ 1 % Bor)

Zur Beurteilung der Oberflächenstruktur wurde eine Vielzahl von rasterelektronenmikroskopischen Aufnahmen angefertigt. Die in Abb. 8.31 enthaltenen Bilder zeigen die Fasern im Überblick sowie in Abb. 8.32 typische Details der Oberflächenstruktur. Der undotierte Werkstoff weist die größte Oberflächenstruktur und eine vergleichsweise unregelmäßige Fasergestalt auf. Es wird in weiten Oberflächenbereichen eine stark dendritische Struktur beobachtet, die bei den dotierten Fasern praktisch nicht mehr auftritt. Die Bor-dotierten Fasern weisen eine sehr feine, netzartige Oberflächenstruktur auf. Die Oberfläche der Silizium-dotierten Fasern erscheint stellenweise sogar als glatt, mit einzelnen, aus der Oberfläche heraustretenden Kristalliten. Die Bor-dotierten Fasern zeigen ferner die gleichmäßigste Gestalt.

Die beobachteten Unterschiede sind auf zwei Effekte zurückzuführen: dies ist zum einen die kornfeinende Wirkung der Dotierungselemente, zum anderen die erhöhte Abkühlrate bei feineren Fasern. Beide Ursachen führen zu den feineren Strukturen, die bei den dotierten Fasern beobachtet wurden.

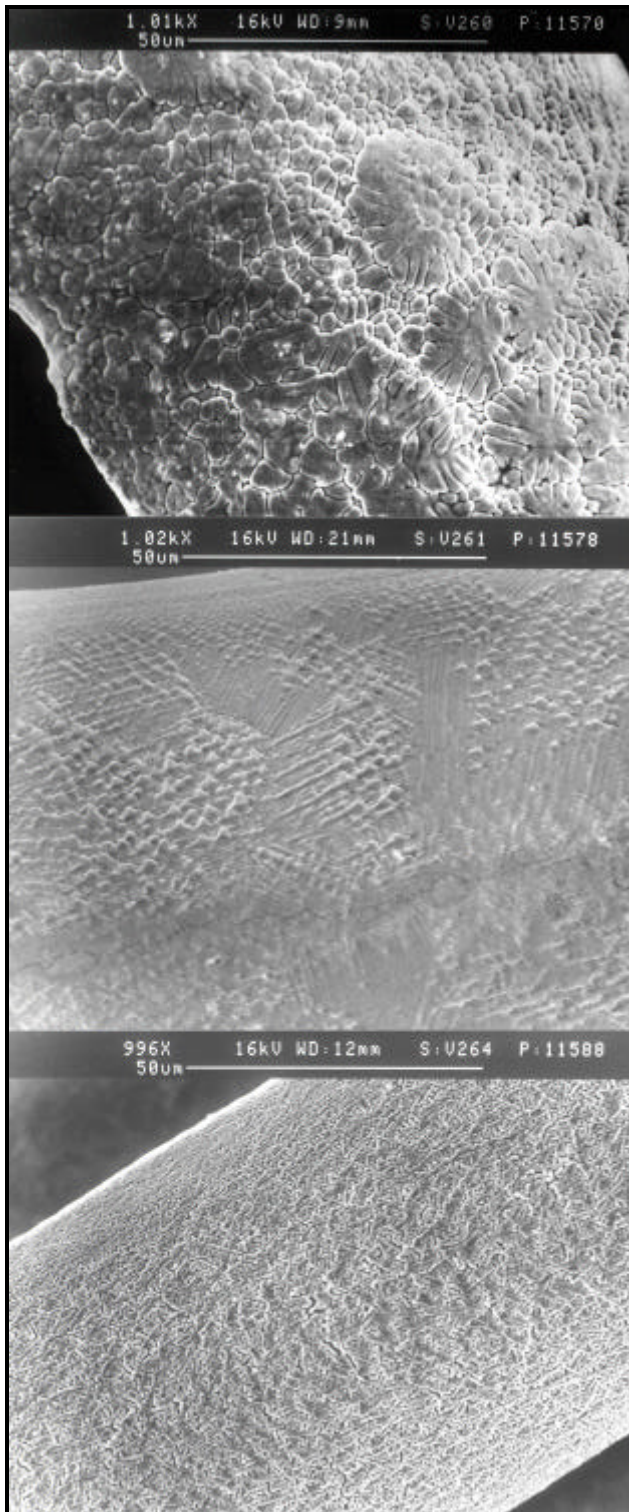


Abb. 8.32: REM-Aufnahmen von einzelnen Faseroberflächen
 Oben: V260
 Mitte: V261 (+ 1 % Silizium)
 Unten: V264 (+ 1 % Bor)

8.5.4. Zusammenfassung und Ausblick

Das gesetzte Ziel, mit Hilfe einer Bor- oder Silizium-Dotierung des Grundwerkstoffes 1.4301 (X5 CrNi 18.10) schmelz-extrahierte Chrom-Nickel-Stahl-Fasern mit einem Äquivalenzdurchmesser von 60 μm oder feiner herzustellen, wurde nur knapp verfehlt (eine 2 %-igen Dotierung mit Si ergab einen mittleren Faserdurchmesser von 64,5 μm). Die Versuchsergebnisse legen jedoch den Schluß nahe, daß sich durch eine weitere Erhöhung des Dotierungsanteiles, verbunden mit einer Feinoptimierung der Extraktionsparameter, die gewünschten Feinheiten erzielen lassen. Aus Kosten- und Eigenschaftsgründen (Korrosionsverhalten) ist dabei einer Silizium-Dotierung der Vorzug zu geben. Verschleiß bereinigt bewirkt die doppelte Menge Silizium in etwa denselben Effekt wie die einfache Zugabe von Bor.

Zukünftige Betrachtungen müßten neben der Verrundung der Walzenkante auch die Veränderungen an den Schneidkerben erfassen. Dies stellt jedoch sehr hohe Anforderungen an die Genauigkeit der Schlifffauswertungen und war daher im Rahmen des vorliegenden Projektumfangs nicht zu leisten.

Abschließend kann jedoch festgehalten werden, daß eine Herstellung von schmelzextrahierte Chrom-Nickel-Stahl- erreichbar ist, und somit eine Fasern mit einem für die Regeneratoren der Vuilleumier-Wärmepumpe geeigneten Durchmesser Hauptkostenfaktor dieser Technologie in die Region der nackten Werkstoffkosten gerutscht ist.

9. Getriebe

Das Getriebe synchronisiert den periodisch linearen und annähernd sinusförmigen Lauf der beiden Verdränger mit einer Phasenverschiebung von ca. 90° . Daneben nimmt das Getriebe über die Verdrängerstangen die auf die Verdränger wirkenden Prozeßkräfte auf. Zur Überwindung der Totlagen und um einen gleichmäßigen Lauf über den Bewegungszyklus zu realisieren, ist außerdem ein Energiespeicher, wie beispielsweise ein Schwungrad, vorgesehen. Das Starten der Verdrängerbewegung wird durch einen entsprechenden Startmechanismus realisiert, der ebenfalls im Getriebe angeordnet ist.

9.1. Anforderungen

Entsprechend der Aufgaben des Getriebes der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpen für den Laborbetrieb ergeben sich folgende Anforderungen:

- Die lineare Verdrängerbewegung soll näherungsweise sinusförmig mit einer Phasenverschiebung von 90° erfolgen, wobei der kalte Verdränger dem heißen Verdränger vorausleitet, wie in Abb. 9.1 dargestellt.
- Der Hub der beiden Verdränger soll gemäß der Auslegung 50 mm betragen.

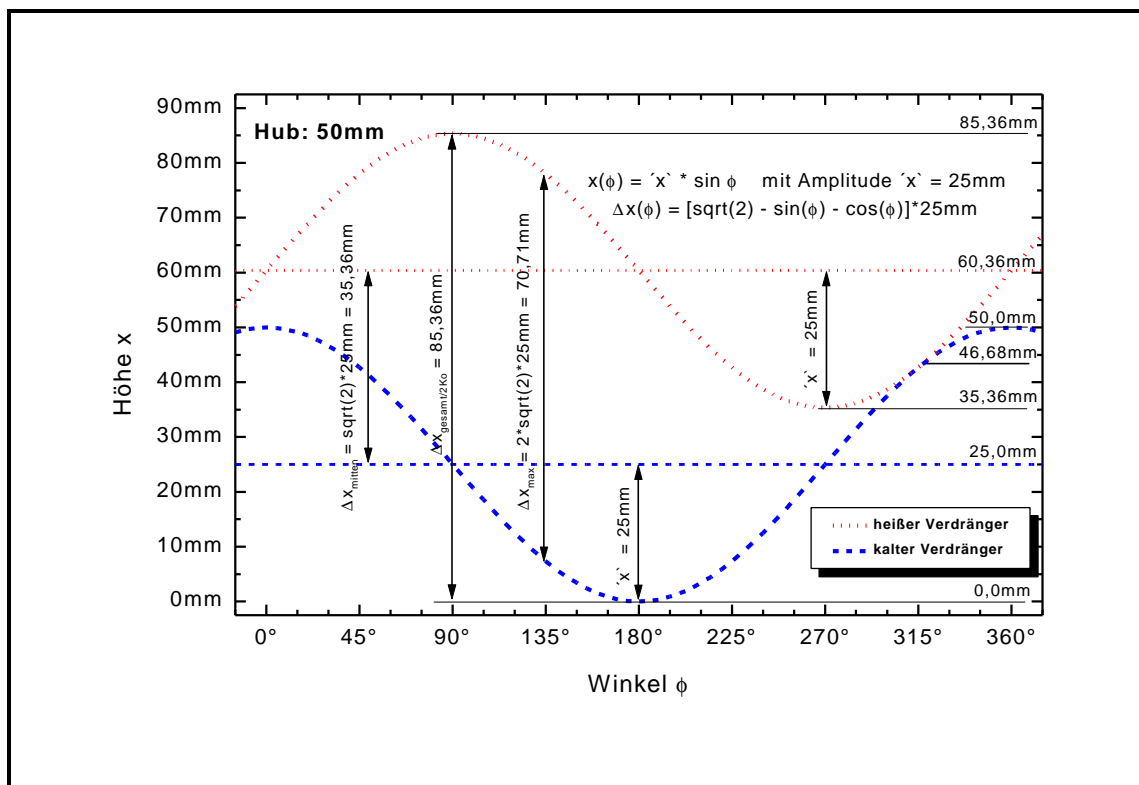


Abb. 9.1: Positionen der Verdränger über dem Kurbelwinkel

- Die maximale Drehzahl der Bezugskurbelwelle beträgt entsprechend den Auslegungsdaten 450 Upm.
- Die auf das Getriebe übertragenen Prozeßkräfte setzen sich zusammen aus den Druck-, Dämpfungs-, Reibungs-, Massenträgheits- und Gewichtskräften. Der Verlauf der insgesamt über einen Zyklus auf die Verdränger wirkenden Kräfte ist in Abb. 9.2 dargestellt. Die maximal auftretende axiale Kraft an der kalten Verdrängerstange beträgt demnach ca. 1,25 kN, an der heißen Verdrängerstange liegt das Maximum bei ca. 2,15 kN.
- Die Drehzahlschwankung der Bezugskurbelwelle sollte möglichst klein sein und einen Wert von $\pm 15\%$ nicht überschreiten. Dies kann durch entsprechende Massenträgheitsmomente geeigneter Schwungmassen gewährleistet werden.
- Die Reibungsverluste des Getriebes sollen minimal sein.

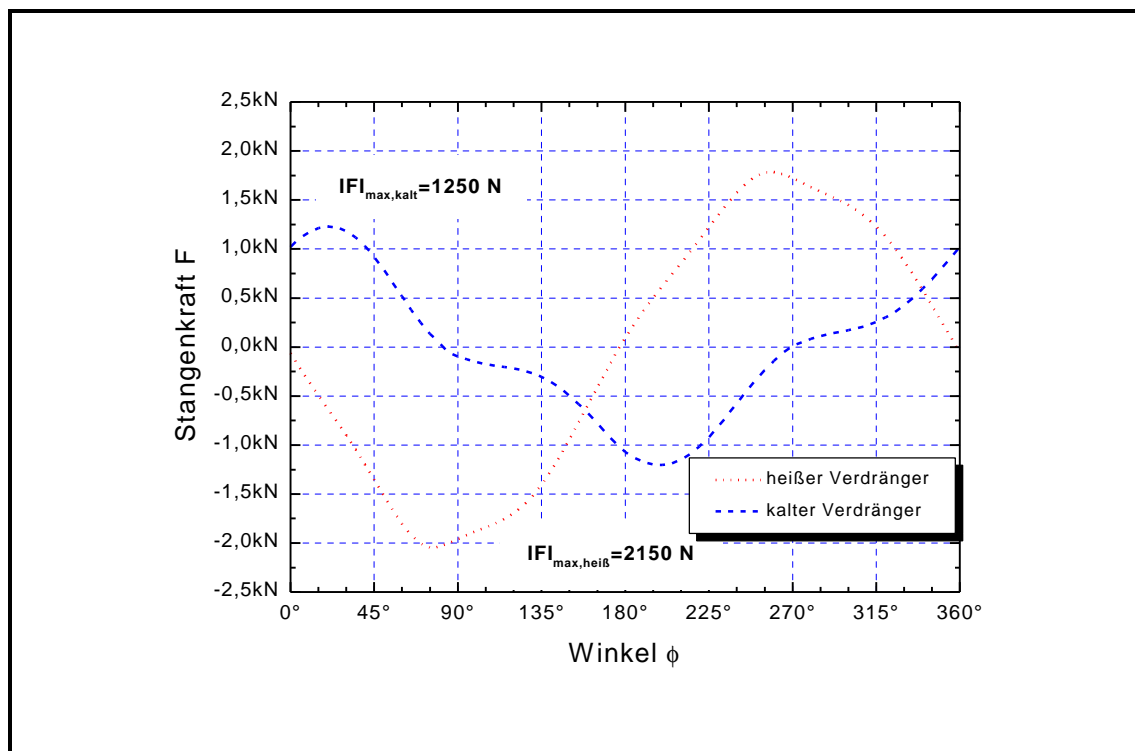


Abb. 9.2: Verdrängerkräfte über dem Kurbelwinkel

- Da das Getriebe innerhalb des Druckbehälters angeordnet ist, sollte es eine möglichst kompakte Bauweise aufweisen. Eine ausladende Bauweise muß u.a. deshalb vermieden werden, da sie ein entsprechendes ausladendes Getriebegehäuse zur Folge hätte.
- Der Druck im Getriebegehäuse entspricht dem mittleren Prozeßdruck und beträgt ca. 100 bar.
- Die Lebensdauer des Getriebes soll gemäß dem späteren Einsatz der Wärmepumpe als Heizsystem zur Wohnraumbeheizung ca. 20.000 h betragen. Da aufgrund der vollständigen Kapselung der späteren Anlagen mit geschweißtem Gehäuse keinerlei Wartung möglich sein wird, sind sämtliche Lagerstellen lebensdauer geschmiert vorzusehen.

9.2. Kreuzschubkurbelgetriebe

Neben den Viergelenkgetrieben mit angenäherter Geradföhrung bietet vor allem die klassische Kreuzschubkurbel eine günstige Möglichkeit die oben aufgeföhrten Anforderungen an ein Synchronisationsgetriebe für eine Vuilleumier-Wärmepumpe in einfacher Weise zu verwirklichen.

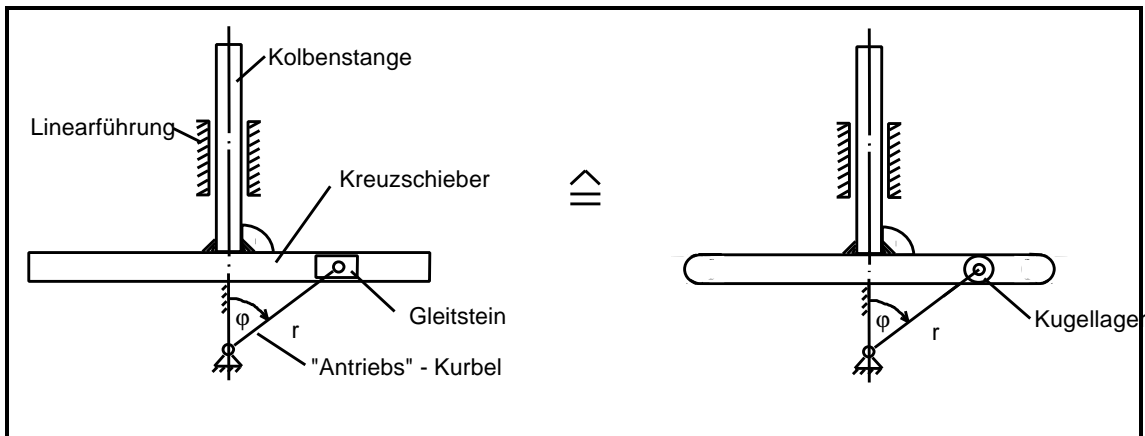


Abb. 9.3: Kinematische Struktur der rechtwinkligen Kreuzschubkurbel

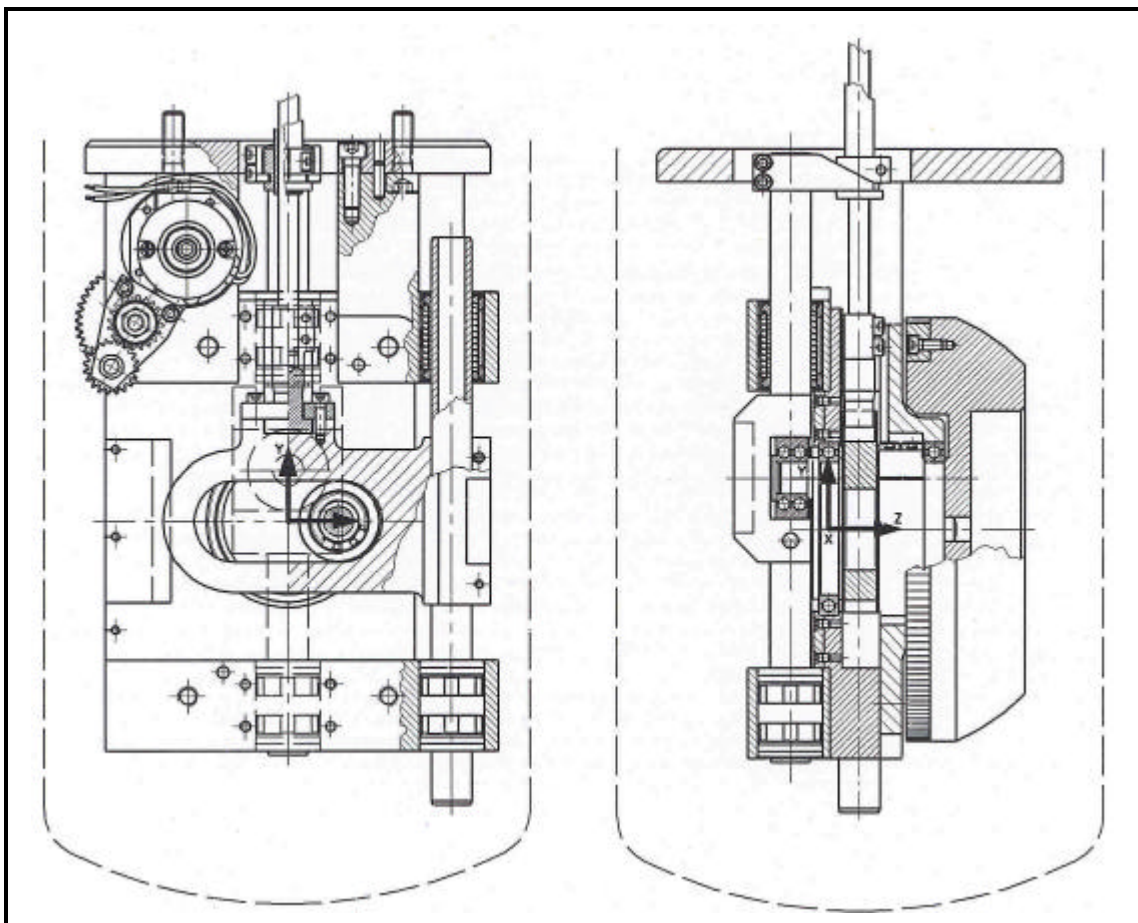


Abb. 9.4: Zeichnung des ausgeföhrtes Kreuzschubkurbelgetriebe

Der besondere Vorteil der Kreuzschubkurbel liegt darin, daß mit ihr eine exakte harmonische Bewegung realisiert werden kann, bei gleichzeitig idealer Geradföhrungen der entsprechenden Koppelpunkte der Verdrängerstangen. Wie vergleichende Untersuchungen zur Realisierung entsprechender Synchronisationsgetriebe mit anderen Getriebebauformen gezeigt haben /4/, sind es gerade die Kreuzschubkurbelgetriebe, die sich zudem durch ihre geringe Gliederzahl bei gleichzeitig kompakter Bauweise auszeichnen.

In den realisierten Getrieben der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe wie auch in der 4 kW Vuilleumier-Wärmepumpe wurden jeweils zwei rechtwinklige Kreuzschubkurbeln auf einer Kurbelwelle so angeordnet, so daß der kalte Verdränger dem heißen Verdränger exakt um 90° vorausleilt. In dem ausgeföhrten Getriebe, wie es als Zeichnung in Abb. 9.4 und als Photographie in Abb. 9.5 dargestellt ist, ist die Anbindung der Kurbeln an die Kreuzschieber mit Hilfe von Laufrollen erfolgt, die jeweils in die linear geföhrten Kurbelschlaufen eingreifen. Diese Laufrollen sitzen dabei mit 90° Phasenverschiebung und einer Exzentrizität vom 25 mm auf der zweifach gekröpften Kurbelwelle.

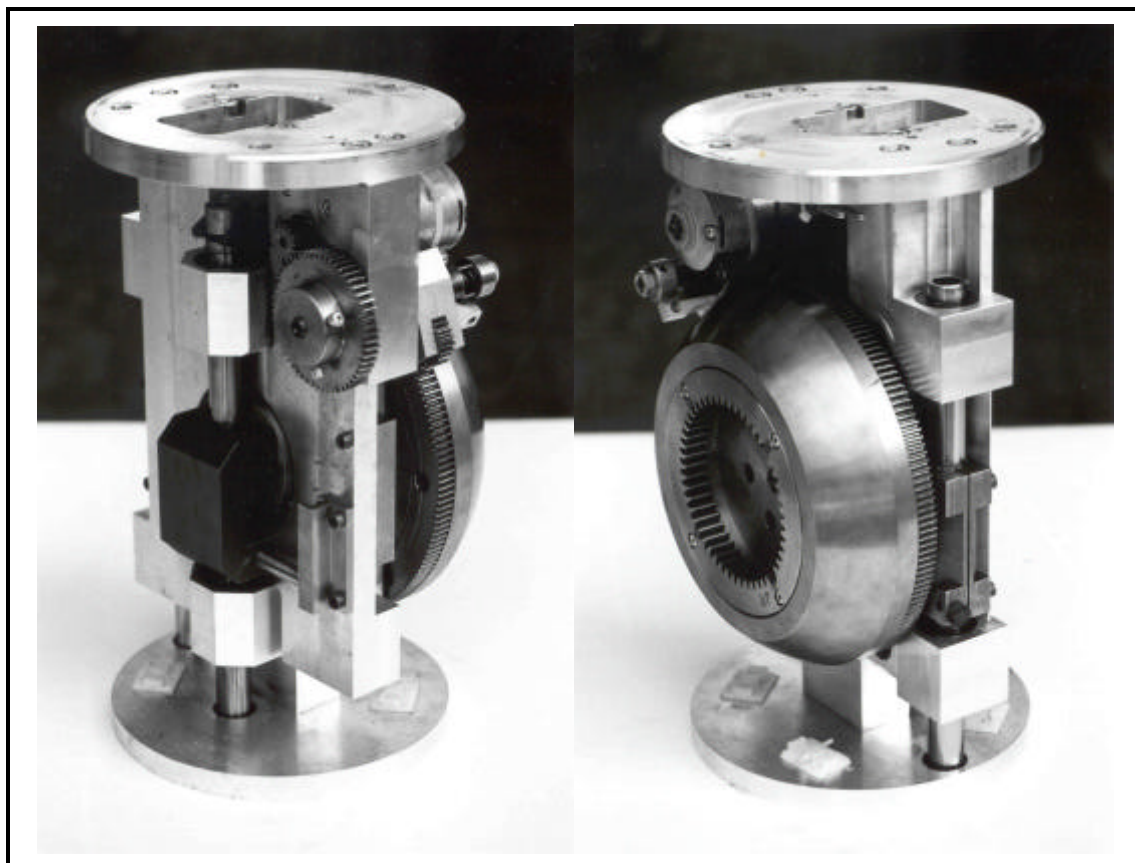


Abb. 9.5: Photographie des ausgeföhrtes Kreuzschubkurbelgetriebe

Die Linearföhrung der Kurbelschlaufen erfolgt jeweils über Rundstangen, die ihrerseits von Linearlagern aufgenommen werden. Im oberen Teil sind die Kurbelschlaufen mit den dazugehörigen Verdrängerstangen verbunden. Das Schwungrad, das direkt an die Kurbelwelle angeflanscht ist, trägt an seinem Außenradius eine Zahnkranz, in den nur während des Startvorganges die Zahnräder des Startermechanismus eingreifen.

9.3. Massenausgleich des Kreuzschubkurbelgetriebes

Beim Betrieb der Vuilleumier-Wärmepumpen im Labor zeigte sich, daß die Anwendung des oben beschriebenen Kreuzschubkurbelgetriebes in einigen Betriebszuständen zu leichten Schwingungen des Maschinengehäuses führte. Diese Schwingungen entstehen aufgrund der beschleunigten Massen der Verdränger, die auf das Gehäuse der Vuilleumier-Wärmepumpe übertragen werden. Der Betrieb der Wärmepumpe mit einer Drehzahl von 450 Upm bedeutet eine Frequenz von 7,5 Hz. In diesem Bereich liegen im allgemeinen auch die Eigenfrequenzen von Gebäudedecken und -wänden, die somit zu Resonanzschwingungen angeregt werden könnten. Diese Schwingungen konnten zwar im Laborbetrieb durch Dämpfungsmaßnahmen beherrscht werden, trotzdem wurden Möglichkeiten untersucht, einen geeigneten Massenausgleich des Kreuzschubkurbelgetriebes zu finden, so daß die störenden Kräfte und Momente minimiert bzw. im Idealfall beseitigt werden könnten.

Um geeignete Ausgleichsmaßnahmen treffen zu können, ist es zunächst erforderlich, ein kinematisches Schema des Getriebes der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe zu erzeugen und die auftretenden Kräfte und Momente zu ermitteln und zu beschreiben, um dann die Massenkräfte und -momente sowie die Auflager- und Gelenkbelastungen zu ermitteln.

Analog zu dem in Abb. 9.4 dargestellten ausgeführten Kurbelschlaufengetriebe ist in Abb. 9.6 das kinematische Schema dieses Getriebes dargestellt. Dabei ist im Koordinatensprung die Kurbelwelle angeordnet. In einem Winkel von 90° sind in einem Radius r die exzentrischen Laufrollen angeordnet. Die beiden exzentrischen Massen auf der Kurbelwelle sind mit $m_{\text{kalt},s}$ und $m_{\text{heiß},u}$ bezeichnet. Die Kurbelschlaufen, die Verdränger und Stangen, die zusammenhängenden Massen, die sich translatorisch in y -Richtung bewegen, sind in Abb. 9.6 für die kalte und die heiße Seite jeweils in den translatorischen Massen $m_{\text{kalt},t}$ und $m_{\text{heiß},v}$ zusammengefaßt.

Zur Analyse der auftretenden Kräfte und Momente wird basierend auf dem kinematischen Schema des Kreuzschubkurbelgetriebes im folgenden davon ausgegangen, daß die Glieder nur Bewegungen parallel zu x,y -Ebene des raumfesten kartesischen Koordinatensystems ausführen. Dabei besitzt jedes Getriebeglied eine Masse m_i und ein Massenträgheitsmoment J_S bezüglich seines Schwerpunktes S_i . Die Schwerpunktslagen werden durch die Koordinaten x_S, y_S, z_S , im x,y,z -Koordinatensystem beschrieben.

Damit das Getriebe bezüglich seiner Massenkräfte und Drehmomente vollständig ausgeglichen ist, müssen für alle Stellungen des Getriebes die Kräfte und Momente gleich Null sein.

$$F_x = -\sum_{i=1}^l m_i \ddot{x}_{Si} \equiv 0 \quad \text{Gl. 9-1}$$

$$F_y = -\sum_{i=1}^l m_i \ddot{y}_{Si} \equiv 0 \quad \text{Gl. 9-2}$$

$$M_x = \sum_{i=1}^l [m_i z_{S_i} \ddot{y}_{S_i} - J_{Sxz_i} \ddot{\mathbf{j}}_i + J_{Sy_z_i} \mathbf{j}_i^2] \equiv 0 \quad \text{Gl. 9-3}$$

$$M_y = -\sum_{i=1}^l [m_i z_{S_i} \ddot{x}_{S_i} + J_{Syz_i} \ddot{\mathbf{j}}_i + J_{Sxz_i} \mathbf{j}_i^2] \equiv 0 \quad \text{Gl. 9-4}$$

$$M_z = \sum_{i=1}^l [m_i (\ddot{x}_{S_i} y_{S_i} - \ddot{y}_{S_i} x_{S_i}) - J_{S_i} \ddot{\mathbf{j}}_i] \equiv 0 \quad \text{Gl. 9-5}$$

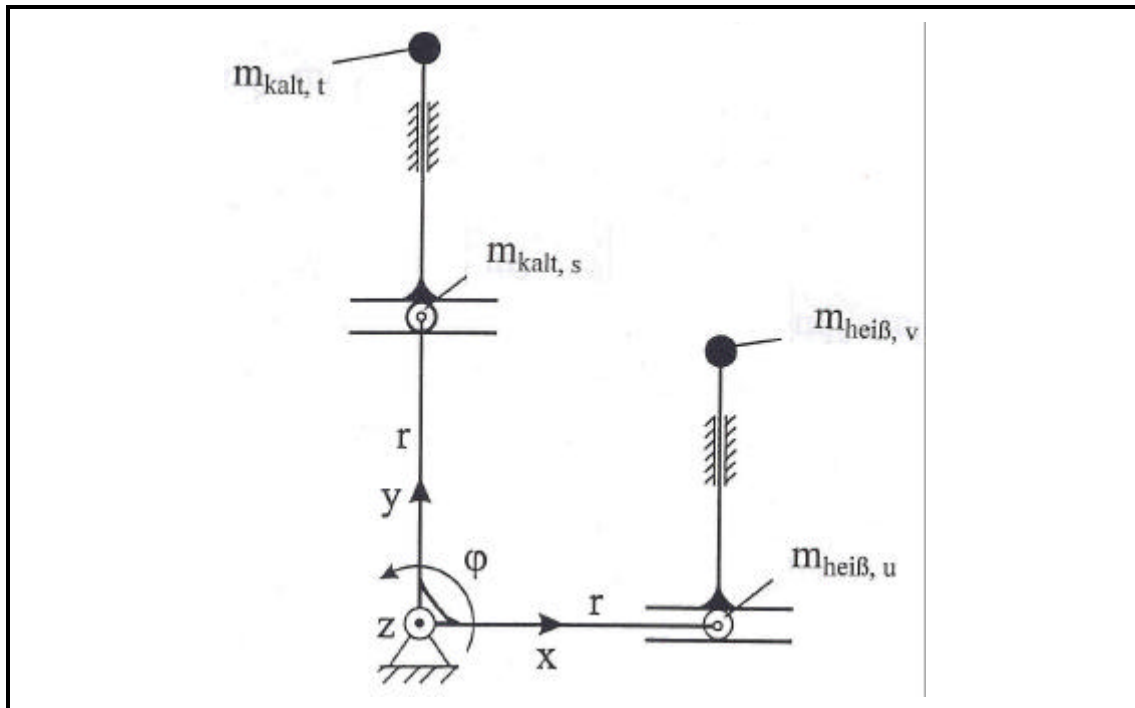


Abb. 9.6: Kinematisches Schema des waagerechten Kreuzschubkurbelgetriebes der Vuilleumier-Wärmepumpe

Grundsätzlich lassen sich die oben ganz allgemein formulierten Bedingungen für jeden Mechanismus dadurch erreichen, daß man durch den Einsatz entsprechender Zusatzglieder in die Getriebestruktur einen vollständigen Ausgleich der Kräfte und Momente erzielt. Dies erfordert im allgemeinen jedoch einen sehr hohen baulichen Aufwand. Da ein Ausgleich des Gestellmomentes nur durch entsprechende Zusatzmassen, die zur Drehrichtung des Getriebegliedes entgegengesetzt drehen, zu erreichen ist, wird in der praktischen Anwendung in erster Linie eine Reduzierung der Gestellkräfte berücksichtigt.

In der Anwendung der mechanischen Grundgleichungen für den Fall des waagerechten Kurbelschlaufengetriebes mit der Exzentrizität r der Kurbelwelle ergibt sich nun folgendes Bild:

$$F_x = \mathbf{j}^2 r [m_{kalt,s} \cos(\mathbf{j} + \frac{\pi}{2}) + m_{heiB,u} \cos \mathbf{j}] \quad \text{Gl. 9-6}$$

$$F_y = \mathbf{j}^2 r [(m_{kalt,s} + m_{kalt,t}) \cdot \sin(\mathbf{j} + \frac{\pi}{2}) + (m_{heiB,u} + m_{heiB,v}) \cdot \sin \mathbf{j}] \quad \text{Gl. 9-7}$$

$$M_x = \mathbf{j}^2 r [(m_{kalt,s} z_{S kalt,s} + m_{kalt,t} z_{S kalt,t}) \cdot \sin(\mathbf{j} + \frac{\rho}{2}) + (m_{heiß,u} z_{S heiß,u} + m_{heiß,v} z_{S heiß,v}) \cdot \sin \mathbf{j}] \quad \text{Gl. 9-8}$$

$$M_y = \mathbf{j}^2 r [m_{kalt,s} z_{S kalt,s} \cdot \cos(\mathbf{j} + \frac{\rho}{2}) + m_{heiß,u} z_{S heiß,u} \cdot \cos \mathbf{j}] \quad \text{Gl. 9-9}$$

$$M_z = \mathbf{j}^2 r [m_{kalt,t} x_{S kalt,t} \cdot \sin(\mathbf{j} + \frac{\rho}{2}) + m_{heiß,v} x_{S heiß,v} \cdot \sin \mathbf{j}] \quad \text{Gl. 9-10}$$

Dabei ist in erster Näherung vorausgesetzt, daß die Winkelgeschwindigkeit konstant und das Moment um die Antriebsachse aufgrund der rotierenden Massen Null ist.

Nach Feststellung der konkreten Werte der Massen, der Schwerpunktlagen sowie der Kinematik aller bewegten Getriebeteile können jetzt zunächst die Massenkräfte berechnet werden. Die Auswertung für die Getriebe der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe zeigt, daß die maximale Horizontalkraft F_x bei einer Drehzahl von 450 Upm bei 11,6 N liegt, während das Maximum der Vertikalkraft F_y einen Wert von 460 N hat. Bei den Massenmomenten liegen die Maximalwerte für M_x und M_z bei 5,3 Nm und 3,6 Nm, das Maximum des Momentes M_y ist mit einem Wert von 0,15 Nm dagegen eher vernachlässigbar.

Zur Bestimmung der Auflager- und Gelenkkräfte bietet die Kinetostatik die unterschiedlichsten Lösungswege an. Zu den drei bekanntesten Bestimmungsprinzipien gehören das graphische Gelenkverfahren, die synthetische Methode und das Prinzip der virtuellen Leistungen. Beim Verfahren der synthetischen Methode werden alle Getriebeglieder freigeschnitten und die Kräfte durch Lösen linearer Gleichungssysteme bestimmt. Das Prinzip der virtuellen Leistungen läßt sich sowohl rechnerisch als auch graphisch anwenden und behandelt das Getriebe als Gesamtsystem, so daß Reibungseinflüsse betrachtet werden können.

Grundsätzlich kann der Massenausgleich des Getriebesystems auf zweierlei Arten erfolgen. Da ist zunächst der *vollständige Massenausgleich*, der so durchgeführt wird, daß sich die kinetostatischen Gestellkräfte zu jedem Zeitpunkt gegenseitig aufheben und keinerlei Kräfte auf das Gestell wirken. Diese Bedingung ist dann erfüllt, wenn sich der Gesamtschwerpunkt der bewegten Massen des Mechanismus in Ruhe befindet. Prinzipiell ist dies durch Hinzufügen oder Entfernen einzelner Massen zu erreichen. Die Größe sowie die Schwerpunktlage der Massen ergibt sich aus den Ausgleichsbedingungen. Dabei erhöht sich die Anzahl der Freiheitsgrade mit steigender Zusatzmassenzahl, so daß in der Praxis die Ausgleichsbedingung nach der Größe aufgelöst wird, die sich am einfachsten konstruktiv umsetzen läßt. Ein besonderer Vorteil des vollständigen Massenausgleiches ist, daß der Ausgleich unabhängig vom Bewegungszustand des Getriebes erfolgt und somit auch bei An- und Abfahrvorgängen wirksam ist. Nachteilig ist hier, daß die konstruktive Realisierung oftmals recht aufwendig sein kann, da u. U. zusätzliche Getriebeglieder notwendig sind, die gegebenenfalls zu recht sperrigen Gesamtmechanismen führen.

Eine weitere Möglichkeit des Massenausgleiches an ungleichförmig übersetzten zyklischen Getrieben bietet der *harmonische Massenausgleich*. Da diese Getriebe bei kon-

stanter Winkelgeschwindigkeit periodische Verläufe der Gestellkräfte und -momente aufweisen, können mit entsprechenden harmonischen Massenausgleichssystemen Resonanzschwingungen des Gestells in bestimmten Drehzahlbereichen verringert bzw. im Idealfall ganz beseitigt werden. Diese sind in der Regel jedoch recht aufwendig und bieten zudem den Nachteil, daß der Massenausgleich nur für eine bestimmte Drehzahl erfolgt.

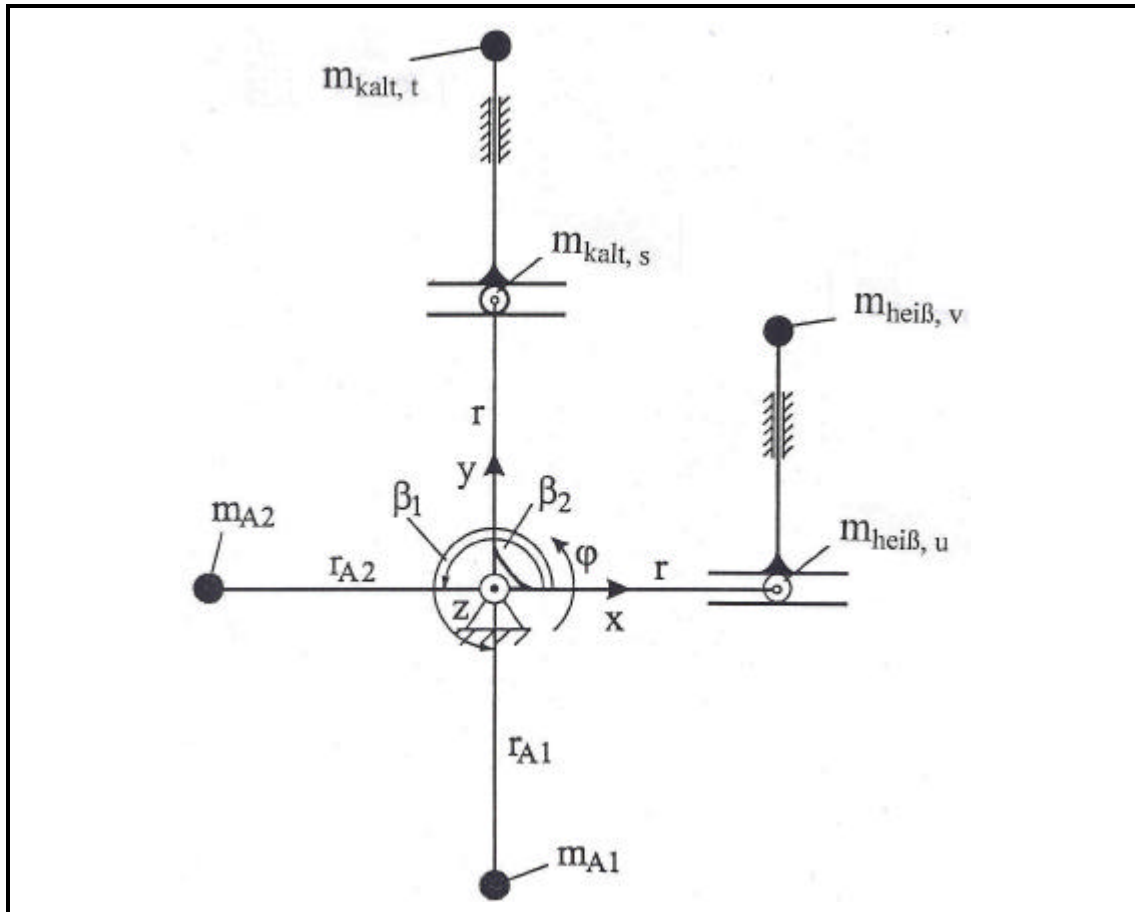


Abb. 9.7: Vollständiger Ausgleich der Vertikalkraft durch zwei Zusatzmassen auf der Kurbelwelle

Nach Auswertung der Ausgleichsbedingungen kann eine praktische Umsetzung für das Kreuzschubkurbelgetriebe der Vuilleumier-Wärmepumpe dadurch erfolgen, daß die Massenparameter geändert werden oder die Getriebestruktur erweitert wird. Bei einer Änderung der Massenparameter wird der bestehende Mechanismus mit Zusatzmassen oder Aussparungen versehen. Ein trivialer Grenzfall dieser Lösung ist die Minimierung der Masse der bewegten Teile, was zu einer direkten Reduzierung der Gestellkräfte führt. Die daneben konstruktiv am einfachsten auszuführende Ausgleichsmaßnahme bezüglich der Massenkräfte ist das Anbringen zusätzlicher Unwuchtmassen an der Antriebswelle. Will man die vergleichsweise hohe Vertikalkraft F_y vollständig ausgleichen, so müssen jeweils in einem Winkel von $\beta_i = 180^\circ$ versetzt zu den Anlenkpunkten der beiden Kurbelschleifen die Zusatzmassen m_{Ai} an der Kurbelwelle angebracht werden, siehe Abb. 9.7. Die Größe der jeweiligen Zusatzmasse entspricht dabei der Gesamtmasse aller bewegten Teile der dazugehörigen Kurbelschleife.

Die Analyse der Horizontalkraft F_x nach dem vollständigen Ausgleich der Vertikalkraft in der aufgezeigten Weise ergibt jedoch, daß nun eine Kraft in horizontaler Richtung wirkt, die etwa der Vertikalkraft vor der Ausgleichsmaßnahme entspricht, was in der praktische Anwendung ebenfalls nicht wünschenswert ist. Entsprechend kann durch diese Art des Massenausgleiches nur ein Kompromiß zwischen den Größen der auftretenden vertikalen und horizontalen Kräften realisiert werden.

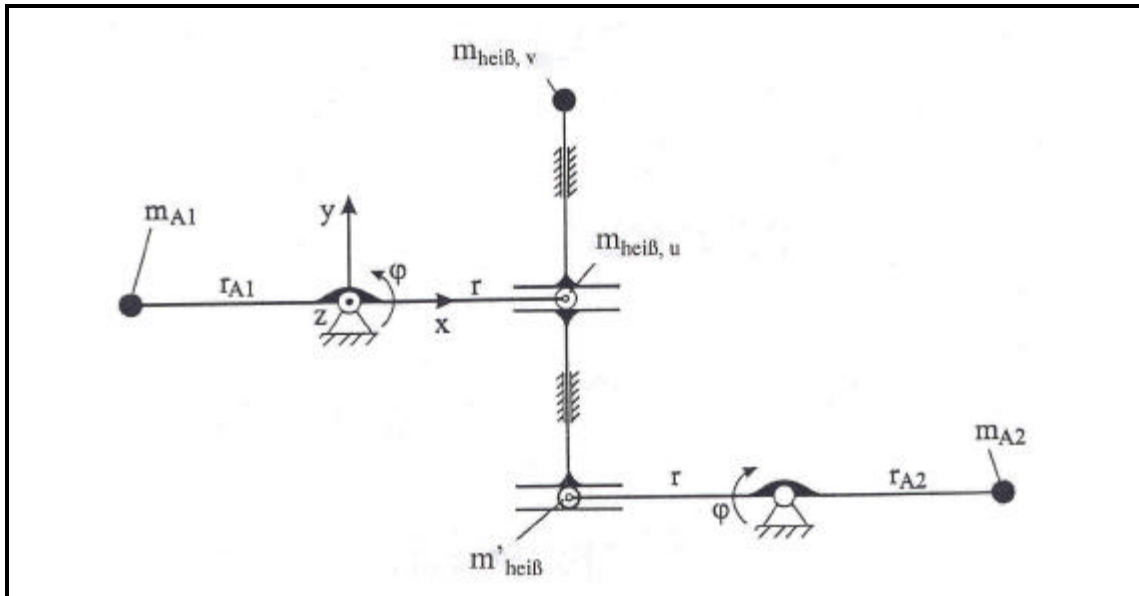


Abb. 9.8: Kinematisches Schema einer Kreuzschubkurbel mit Strukturergänzung zum vollständigen Ausgleich der Massenkräfte, Beispiel 1

Da durch die Veränderung der Massenparameter nur ein recht begrenzter Massenausgleich erreicht werden kann, bleibt die Möglichkeit, einen Ausgleich durch Erweiterung der Getriebestruktur zu erreichen. Grundsätzlich kann dies durch entsprechende gleiche Mechanismen in antisymmetrischer oder symmetrischer Anordnung, durch zusätzliche Gliedergruppen (Dyaden) oder durch Ausgleichsdrehmassen erfolgen, die in der Literatur eingehend betrachtet sind, z. B. /67/.

Ein vollständiger Ausgleich der Massenkräfte in horizontaler und in vertikaler Richtung ist beispielsweise durch eine Erweiterung der Getriebestruktur gemäß Abb. 9.8 möglich. Dabei wird dem bestehenden Getriebemechanismus eine zweite Kurbelwelle hinzugefügt, die sich entgegen der ursprünglichen Kurbelwelle dreht. Auf beiden Kurbelwellen werden dazu um 180° zum Lagerzapfen versetzte Zusatzmassen m_{A1} und m_{A2} angebracht. Führt die Kurbelschleife eine Bewegung in positiver y -Richtung aus, so bewegen sich die beiden Ausgleichsmassen phasengleich in negativer y -Richtung. Sind nun die Ausgleichsmassen m_{A1} und m_{A2} gleich groß und entspricht die Gesamtmasse des heißen Kurbelschleufensystems ($m_{heiß,u} + m_{heiß,v} + m'_{heiß}$) der gesamten Ausgleichsmassen ($m_{A1} + m_{A2}$), so ist unmittelbar einsichtig, daß die Kraft in y -Richtung vollständig ausgeglichen wird. Die Kräfte in x -Richtung sind ebenfalls Null, da durch die Anordnung gewährleistet ist, daß sich die gleich großen Massen m_{A1} und m_{A2} bzw. $m_{heiß,u}$ und $m'_{heiß}$ zu jedem Zeitpunkt in entgegengesetzte Richtungen bewegen.

In Abb. 9.8 ist zur besseren Übersicht nur der Massenausgleich der heißen Kurbelschleife dargestellt. Für den Ausgleich der kalten Kurbelschleife wird eine zweite um 270° versetzte Ausgleichsmasse auf der Zusatzwelle benötigt.

Eine weitere Möglichkeit den Massenausgleich mittels Erweiterung der Getriebestruktur durchzuführen ist in Abb. 9.9 dargestellt. Auch hier wird eine zusätzliche Kurbelwelle benötigt, die über eine zusätzliche Kurbelschleife eine Ausgleichsmasse rein translatorisch bewegt. Sofern die Ausgleichsmasse m_A der Größe der Massen des gesamten Kurbelsystems $m_{\text{heiß,u}} + m_{\text{heiß,v}}$ entspricht und die Kurbelwelle zudem symmetrisch ist, werden die Vertikalkräfte F_y vollständig ausgeglichen. In horizontaler Richtung bleibt bei dieser Anordnung die durch die Masse $m_{\text{heiß,u}}$ hervorgerufene Kraft weiterhin wirksam. Sie ist jedoch in der praktischen Anwendung vernachlässigbar klein.

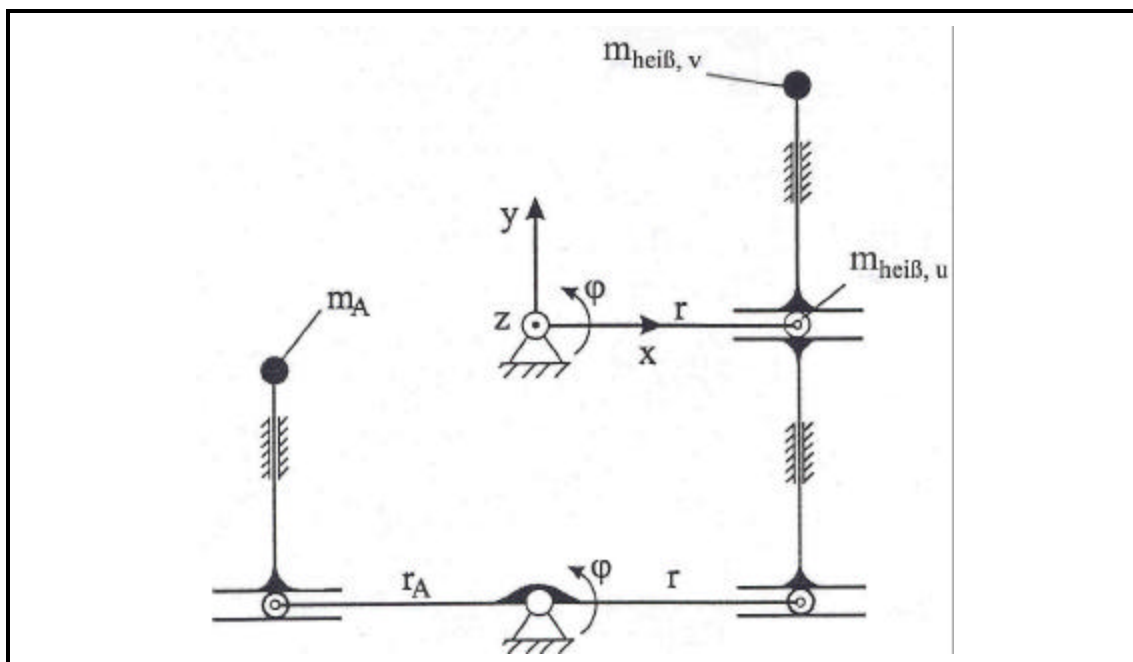


Abb. 9.9: Kinematisches Schema einer Kreuzschubkurbel mit Strukturenerweiterung und ausgeglichenen Massenkräften, Beispiel 2

Wie man leicht sieht, ist bereits an diesen beiden letzten Beispielen zu erkennen, daß ein effektiver Massenausgleich der Gestellkräfte tendenziell immer zu einem wesentlich höheren Bauaufwand des Getriebes mit zusätzlichen Getriebegliedern führt. Wollte man zusätzlich die Gestellmomente ausgleichen, so könnte dies nur durch die Ankoppelung von entsprechenden Zusatzmassen erreicht werden, die zur Drehrichtung der jeweiligen Getriebeglieder entgegengesetzt drehen. Der hierdurch entstehende zusätzliche Bauaufwand durch die höhere Gliederzahl wäre dann jedoch noch höher. Des weiteren stellt sich die Frage nach der Kopplung der entsprechenden Wellen, da sich aus der Randbedingung der wartungsfreien Lebensdauer von 20.000 Stunden beispielsweise der Einsatz von Zahnradpaarungen weitestgehend verbietet.

9.4. Lenkergeradführung

Die realisierten 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpen wurden mit den in Abschnitt 9.2 ausführlich dargestellten waagrecht Kreuzschubkurbelgetriebe verwirklicht. Ein charakteristisches Element der einfachen Kreuzschubkurbelgetriebe sind die notwendigen Linearführungen zur Lagerung der Kreuzschieber. Aufgrund der im Getriebe auftretenden Seitenkräfte scheiden für einen praktischen Einsatz Gleitlagerbuchsen an dieser Lagerstelle aus, so daß Linearkugellager eingesetzt wurden. Die zugehörigen Rundstangen, die in diesen Linearkugellagern laufen und als Gegenauflfläche dieser Lager dienen, benötigen für eine einwandfreie Funktion einen entsprechenden Schmiermittelfilm an ihrer Oberfläche. Ein Problem dieser Schmiermittelfilme ist, daß es über die Lebensdauer zu Abdampfungen kommt, so daß die minimal notwendige Schmierung eventuell nicht mehr gewährleistet ist, was dann letztlich zum Ausfall des Lagers führt. Des weiteren lagen keinerlei Erfahrungen über ein Abwandern des Schmiermittels aufgrund der senkrechten Anordnung dieser Getriebeglieder für eine derartige Lebensdauer vor. Die Hersteller der Linearlager weisen in ihren Einbauempfehlungen zudem auf maximale Beschleunigungswerte für Linearlager hin, was im wesentlichen mit den auftretenden Käfigkräften begründet wird, die bei der Kugelumlenkung in diesen Lagern erfolgen.

Da die Linearführungen und die Laufrollen zu Beginn des Projektes hinsichtlich ihrer Dauerhaltbarkeit nicht abgeschätzt werden konnten und nennenswerte Drehzahlsteigerungen nicht möglich erschienen, wurden zusätzlich alternative Getriebekonzepte für den Einsatz in einer 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe erarbeitet. Wie bereits erwähnt, sind dies neben den klassischen Schubkurbel- und Kreuzschubkurbelgetrieben vor allem die Viergelenkgetriebe mit ihren Möglichkeiten Teilstücke der Koppelkurven als angenäherte Geradführung zu nutzen. Eine ausführliche Betrachtung der möglichen geeigneten Getriebebauformen unter den speziellen Anforderungen für einen Einsatz in einer Vuilleumier-Wärmepumpe bietet /4/.

Bekannte Getriebestrukturen der Viergelenkgetriebe wie der Kreuzlenker von Tschebyscheff oder die Geradführung nach Hoecken sowie die Kurbelschwinge mit angenäherter Geradführung weisen nur eine ungenügende Geradführungsgüte für eine Anwendung in der Vuilleumier-Wärmepumpe auf. Gleichschenklige Geradschubkurbeln sind ebenfalls für diesen Einsatz ungünstig, da hier prinzipbedingt die Schwingen dieses Getriebes nur extrem kleine Schwenkwinkel von ca. 2° ausführen. Synchronisationsgetriebe auf der Basis des Watt'schen Lenkers bieten zwar eine akzeptable Geradführungsgenauigkeit, eine konstruktive Umsetzung der Ankopplung der Verdrängerstangen ist jedoch aufgrund der Getriebestruktur sehr aufwendig.

Vergleichsweise günstige Geradführungseigenschaften bietet ebenfalls der Roberts'sche Dreieckslenker. Führt man zudem die Phasenkopplung für die zwei Teilsysteme heiß und kalt entsprechend Abb. 9.10 aus, so lassen sich zudem auch näherungsweise sinusförmige Verdrängerbewegungen recht gut realisieren.

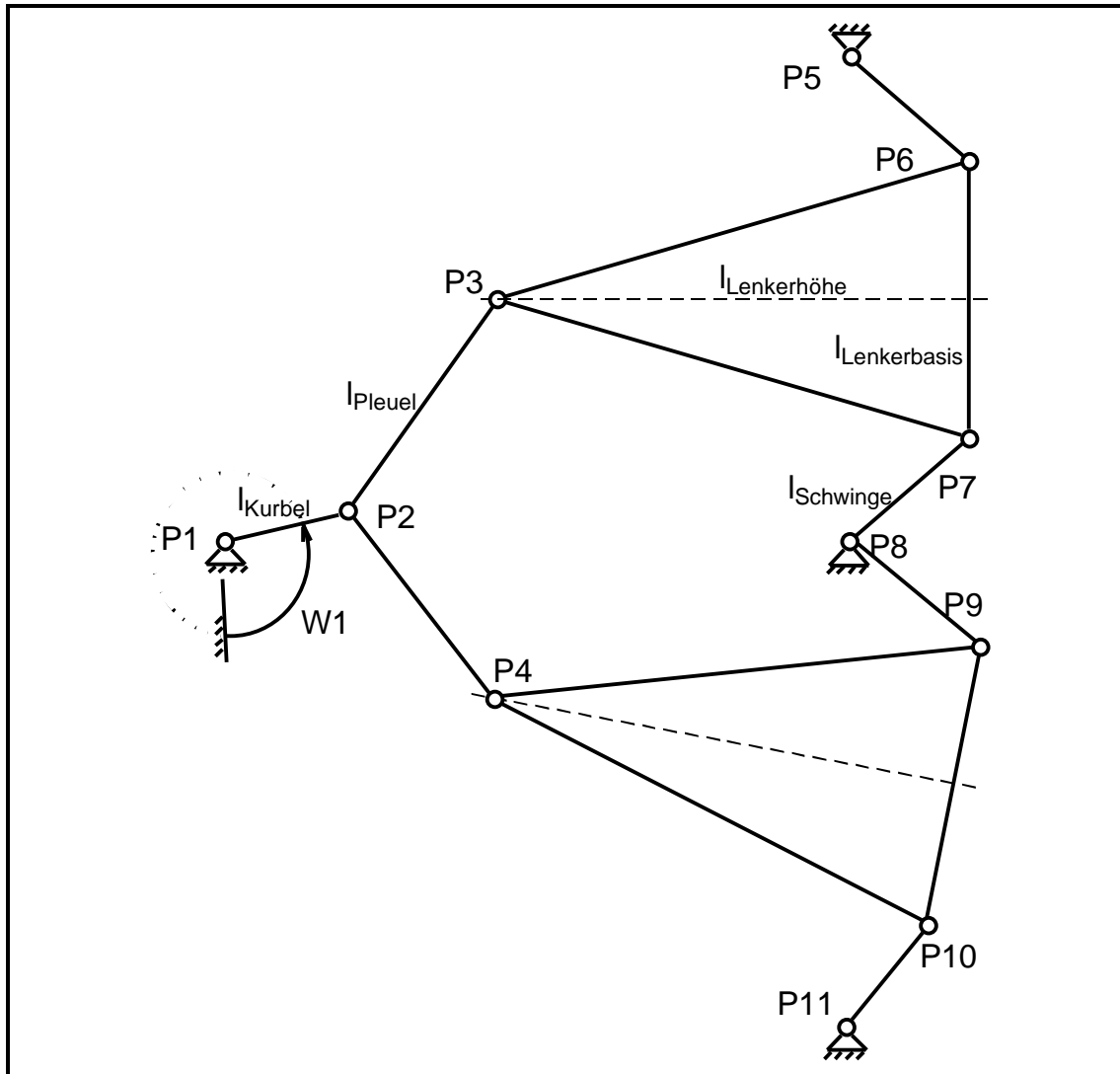


Abb. 9.10: Kinematisches Schema des Roberts'schen Dreieckslenkers mit Phasenkopplung der Geradführungspunkte P3 und P4

Die Geradführungsabweichung der Punkte P3 und P4 läßt sich bei entsprechender Gestaltung des Getriebes so einstellen, daß sie gemäß der theoretischen Simulation des Bewegungsablaufes mit idealen Bauteilen einen Wert von $\pm 1\mu\text{m}$ nicht überschreitet. In der Realität werden bedingt durch die fertigungstechnischen Längtoleranzen der Bauteile weitere Geradführungsabweichungen auftreten. Fertigungstechnisch begründete Abweichungen der Idealmaße beispielsweise in einem Bereich von $\pm 0,1\text{ mm}$ an der Schwinge führen dabei zu einer Geradführungsabweichung von insgesamt $7\mu\text{m}$. Vergleichbare Längenabweichungen der anderen Bauteile führen zu wesentlich kleineren Geradführungsabweichungen oder haben gar keinen Einfluß auf die Geradführungsgenauigkeit.

Aufgrund der besonderen Getriebestruktur des Roberts'schen Dreieckslenkers führen auch bei diesem Getriebe verschiedene Lagerstellen keine umlaufende Bewegung sondern nur begrenzte Oszillationswinkel zwischen Außen- und Innenring der Lager aus. Sind diese Oszillationswinkel zu klein, so kann es unter Umständen zu Tribokorrosion in diesen Lagern kommen. Beim Einsatz des Roberts'schen Dreieckslenkers

in einer 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe treten die kleinsten Oszillationswinkel an den Punkten P3 und P4 jeweils zwischen Verdrängerstange und Lenker auf. Da sie jedoch über 24° liegen, ist hier kein Problem hinsichtlich der Tribokorrosion zu erwarten.

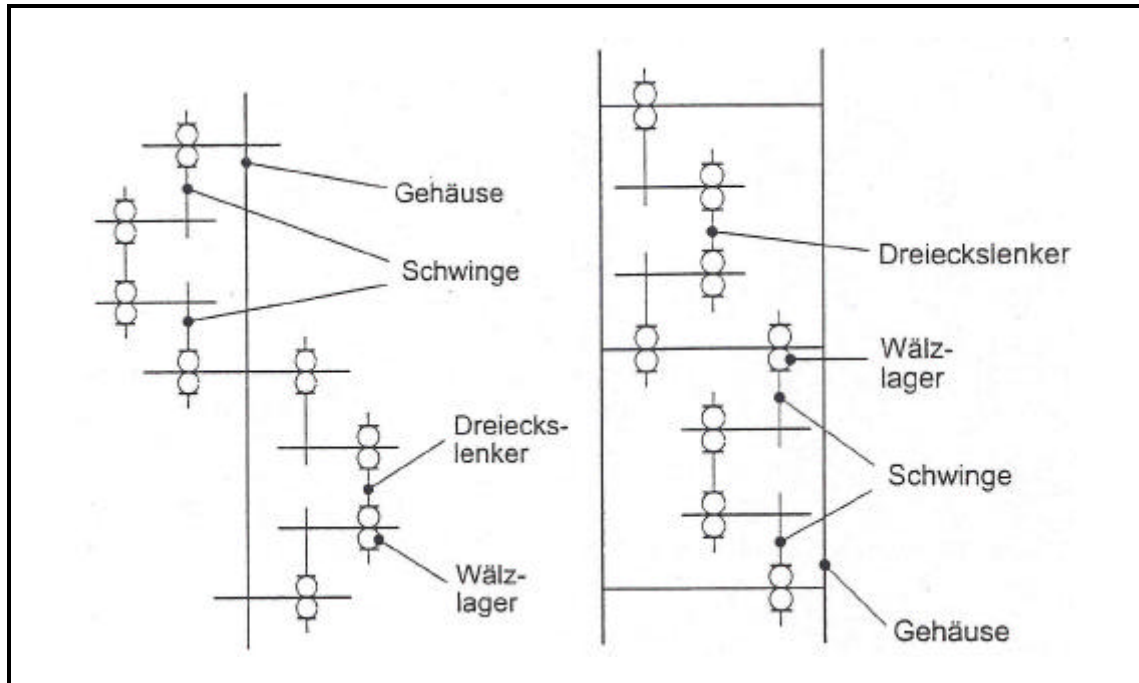


Abb. 9.11: Einfache Schichtanordnung der Bauteile

Hinsichtlich des Massenausgleiches der Lenkergeradföhrung ist es bei diesen Synchronisationsgetrieben lediglich notwendig die Massenkräfte 1. Ordnung der oszillierenden Verdränger zu berücksichtigen, da diese aufgrund ihrer hohen Massen und Beschleunigungen mit Abstand die größten Massenkräfte verursachen. Massenkräfte höherer Ordnung können vernachlässigt werden, da ihre Amplituden um ein Vielfaches kleiner sind als die Massenkräfte 1. Ordnung. Eine Analyse der Kräfte in vertikaler Richtung ergibt für diese Getriebe einen maximalen Wert von ca. 200 N, der damit nur halb so groß ist, wie die Vertikalkraft des Kreuzschubkurbelgetriebes, siehe 0.

Nachdem die Form des Lenkers und die Verbindung zu Pleuel und Verdrängerstange bestimmt wurden, muß eine günstige Anordnung der beiden Dreieckslenker und der Schwingen ermittelt werden.

Hinsichtlich der Schichtanordnung der Bauteile sind unterschiedliche Anordnungsvarianten zur Realisation des Getriebes möglich. Bei der einfachen Schichtanordnung in Abb. 9.11 *links* werden die Dreieckslenker mit ihren entsprechenden Bauteilen jeweils auf getrennten Seiten eines Gestells angebracht. Der wesentliche Nachteil ist hier die exzentrische Anordnung der Dreieckslenker, was in der einfachen Anordnung entsprechend Abb. 9.11 *rechts* vermieden wird, wobei die Lager und Achsen hier gleich im Druckgehäuse angebracht werden können. Beiden Varianten gemeinsam ist der Nachteil einer sehr hohen Momentbelastung der Bauteile, da durch die asymmetrische Anordnung der Bauteile vor allem die Achsen stark belastet werden.

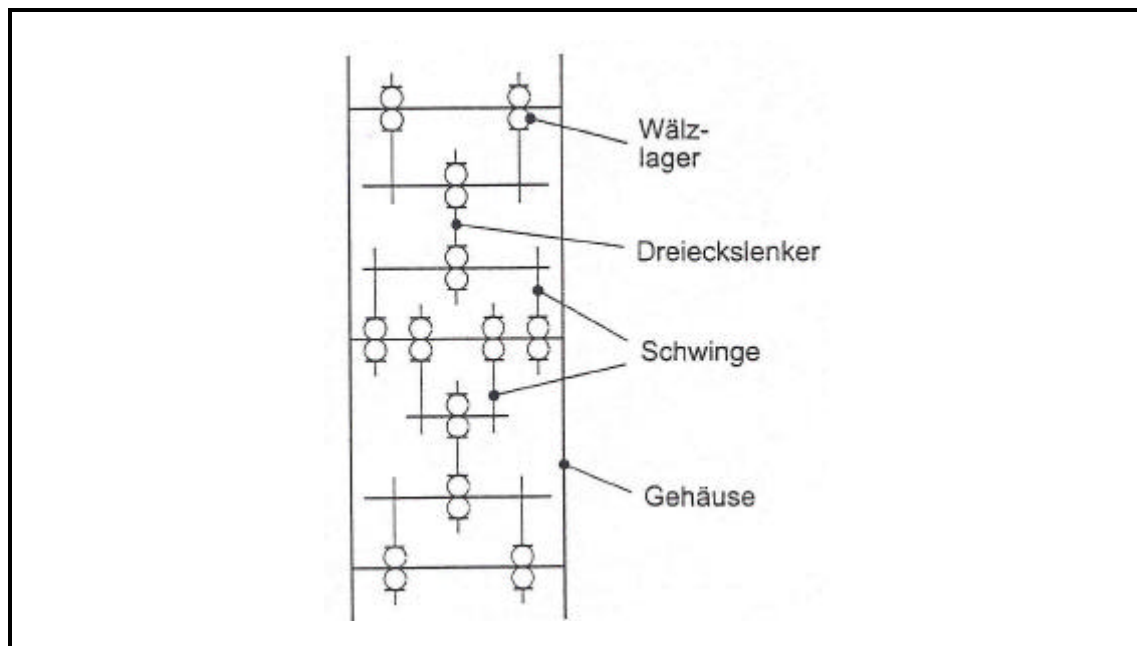


Abb. 9.12: Vollschemmetrische Schichtanordnung der Bauteile

Ein vollständiger Ausgleich der Momentenbelastung kann durch die Schichtanordnung gemäß Abb. 9.12 erreicht werden, bei der vier Schwingen hinzugefügt werden, so daß sich eine vollsymmetrische Anordnung der Bauteile ergibt. Offensichtlicher Nachteil dieser Anordnung ist die hohe Bauteilzahl und die hohe Komponentenzahl auf der Mittelachse.

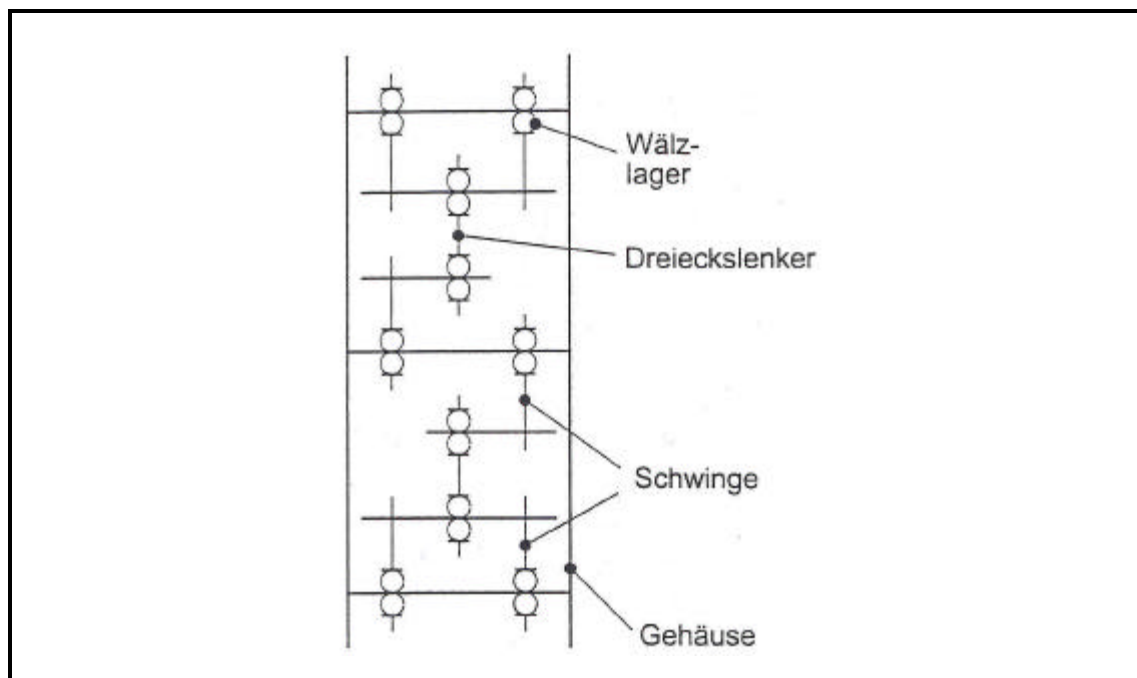


Abb. 9.13: Teilsymmetrische Schichtanordnung der Bauteile

Ein Kompromiß aus einfacher und vollsymmetrischer Schichtanordnung ist in Abb. 9.13 dargestellt. Mit dieser Lösung der Schichtanordnung werden die Vorzüge der beiden Anordnungen kombiniert, bei gleichzeitiger optimaler Nutzung des Bauraumes.

Aufgrund der nur teilweise realisierten Symmetrie der Anordnung treten zwar auch hier Momente in den Bauteilen auf, diese sind jedoch deutlich geringer als in der einfachen Schichtanordnung Abb. 9.11.

Das Ergebnis der ausgelegten Konstruktion einer Lenkergeradführung auf der Basis des Roberts'schen Dreieckslenkers zeigt Abb. 9.14. Man erkennt die beiden übereinander angeordneten Dreieckslenker, die mittels symmetrischer Schwingen mit dem Gehäuse und über einseitige Pleuels mit der Kurbel verbunden sind. Auf der Kurbelwelle sind außerdem die beiden Schwungräder zu erkennen, die ebenfalls symmetrisch angeordnet wurden.

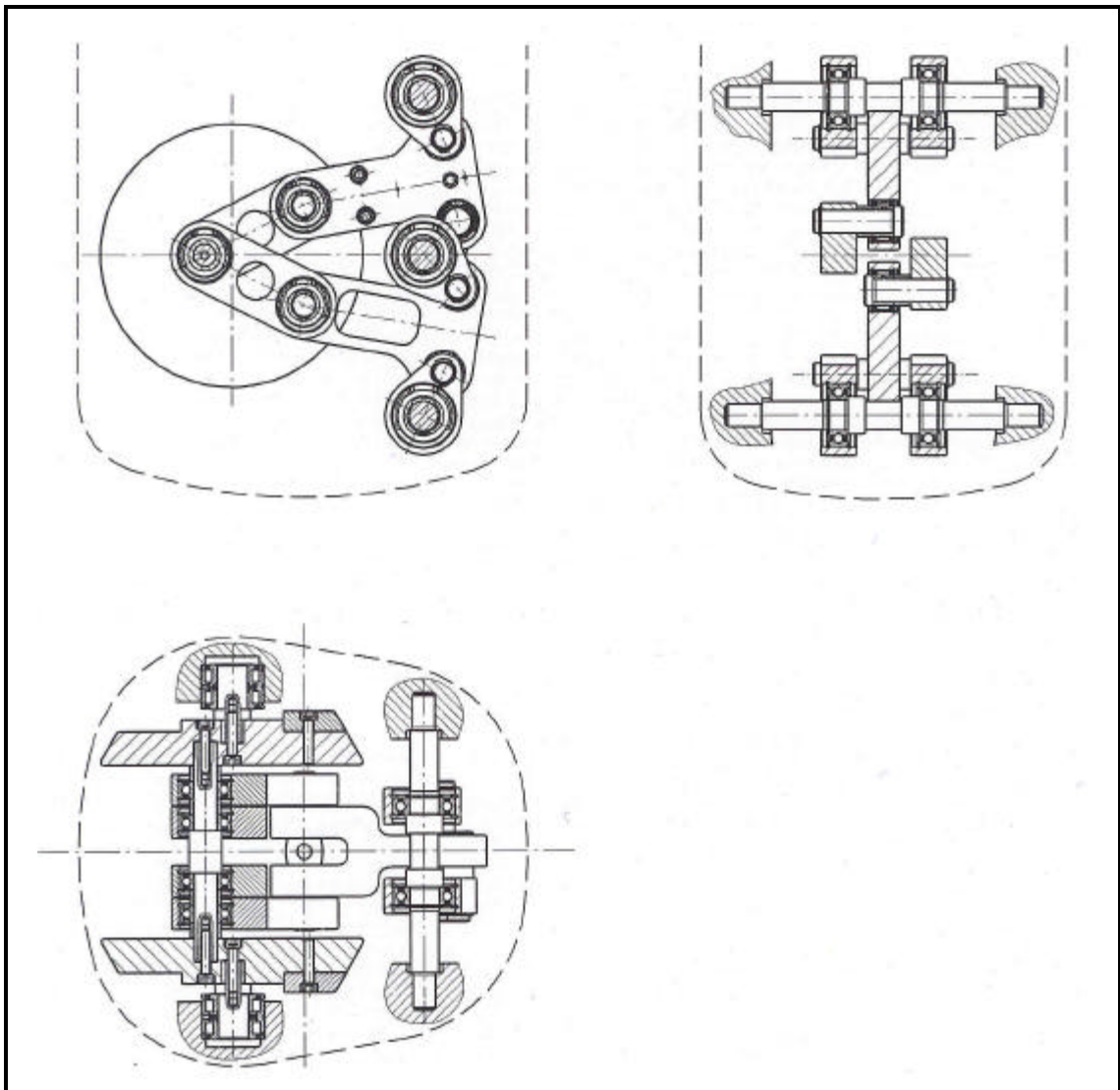


Abb. 9.14: Gesamtzeichnung eines Getriebes für die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe auf der Basis des Roberts'schen Dreieckslenkers

Nachteil dieses Getriebes gegenüber dem Kreuzschubkurbelgetriebe sind sicherlich die vielen Lagerstellen, die aufgrund der Lagerreibung den Wirkungsgrad des Getriebes verringern. Demgegenüber stehen als Vorteile die geringeren Vertikalkräfte, der Aufbau aus einfachen Bauteilen und die Vermeidung von Linearlagerstellen.

Wie dieser Konstruktionsentwurf gezeigt hat, bietet eine Lenkergeradführung auf der Basis des Roberts'schen Dreieckslenkers eine günstige Alternative zu den bestehenden Kreuzschubkurbelgetrieben für die Realisierung des Getriebe einer Vuilleumier-Wärmepumpe.

10. Dynamische Dichtungen

Die dynamischen Dichtungen der Vuilleumier-Wärmepumpe stellen die letzte Komponente dar, die im Rahmen dieses Berichtes separat untersucht werden. Aufgrund der Zielsetzung zur wartungsfreien Gestaltung der Vuilleumier-Wärmepumpe werden an die dynamischen Dichtungen sehr hohe Anforderungen gestellt. In den geforderten 20.000 Betriebsstunden kann die Reststirlingdichtung eine Strecke von bis zu 55.000 km zurücklegen.

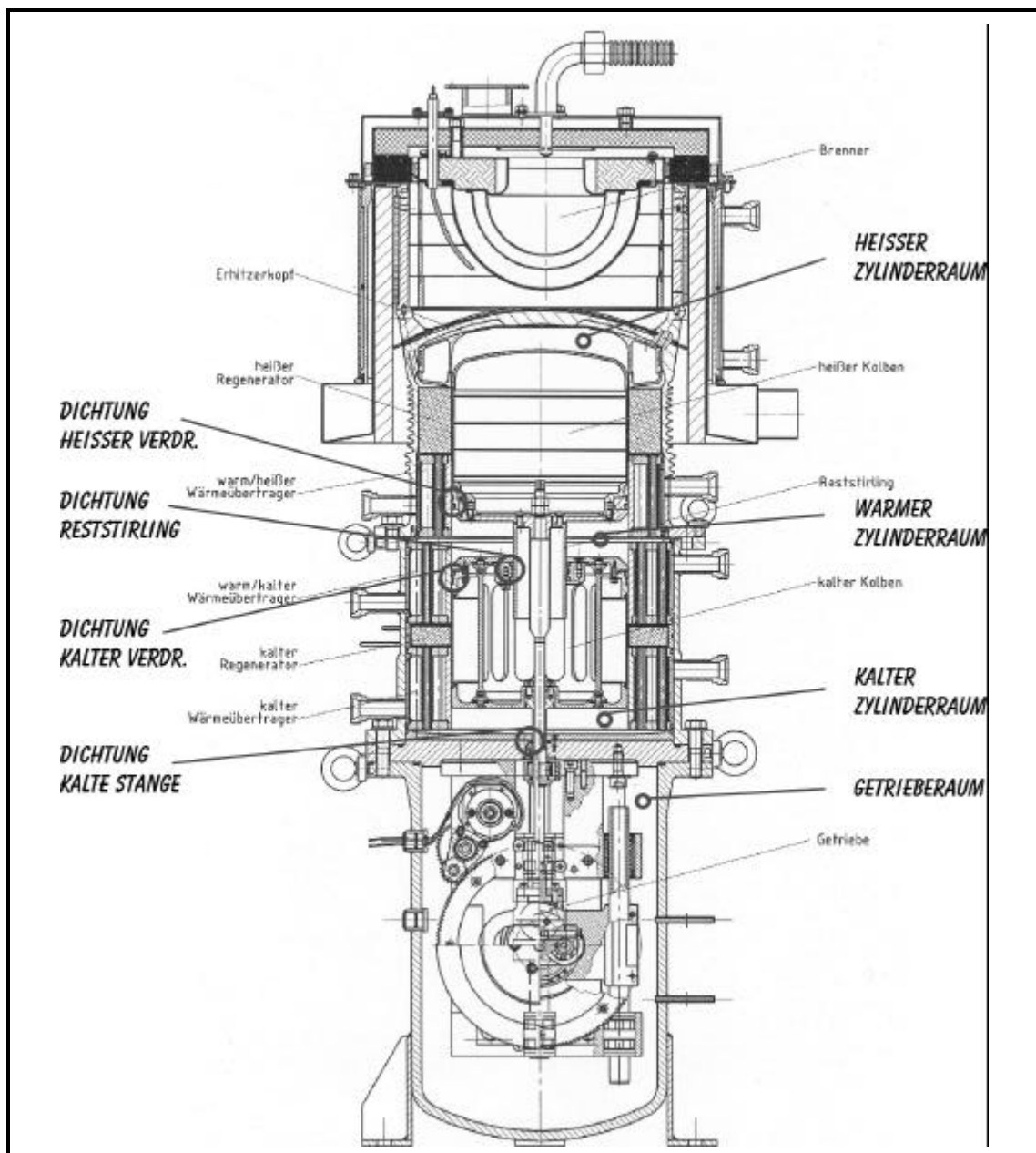


Abb. 10.1: Schnittzeichnung der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe mit gesonderter Kennzeichnung der dynamischen Dichtungen und Gasräume

10.1. Funktionen und Anforderungen

Bevor die Anforderungen an die dynamischen Dichtungen detailliert beschrieben werden, wird vorab die Funktion analysiert. Wie in Abb. 10.1 zu erkennen ist, ist das Gasvolumen der Vuilleumier-Wärmepumpe in mehrere Gasräume unterteilt. Einerseits ist das am eigentlichen Gaskreisprozeß beteiligte Volumen in die drei Zylinderräume unterteilt, den heißen, den warmen und den kalten. Andererseits sind die übrigen Gasvolumina, die innerhalb der Verdränger, im Getrieberraum und in sonstigen Füllkörpern entstehen, von diesen Zylinderräumen zu trennen, damit diese Volumen nicht als Totvolumen zu einer Reduktion der thermische induzierten Druckschwungung führen. Um ein Befüllen der Anlage sowie den Ausgleich der Mitteldruckschwankungen sicherzustellen und eine Verminderung der thermisch induzierten Druckschwungung zu vermeiden, sind die in sich geschlossenen Gasräume durch kapilarähnliche Kanäle miteinander verbunden.

In den Fällen, in denen durch die Trennwände zwischen den Volumina Stangen translatorisch bewegt werden, wie die Stangen durch die Getriebegrundplatte und der erweiterte Stange des Reststirlings in den kalten Verdränger, soll dieses ideale Verhalten durch dynamische Dichtungen erreicht werden. Diese dynamischen Dichtungen sollen einerseits die Dichtfunktion erfüllen und andererseits nur minimale Reibungsverluste verursachen.

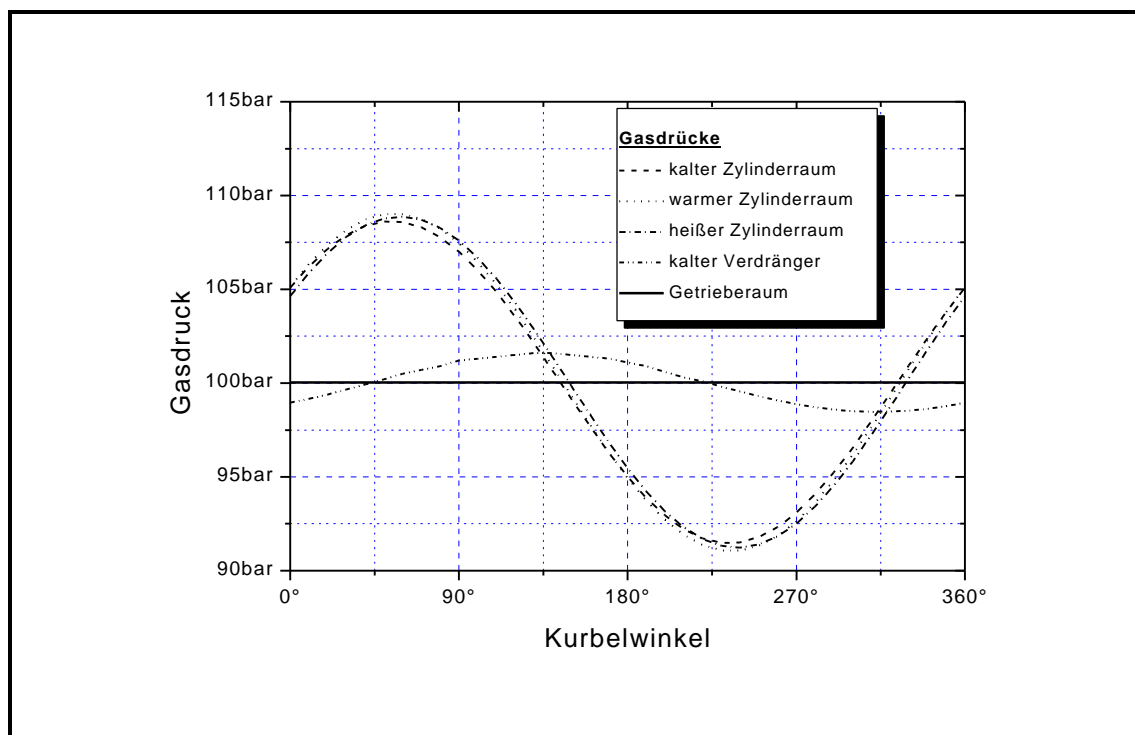


Abb. 10.2: Gasdruckverläufe in den Gasvolumina der Vuilleumier-Wärmepumpe über dem Kurbelwinkel

Die idealen, berechneten Druckverläufe der einzelnen Volumina der Vuilleumier-Wärmepumpe sind in Abb. 10.2 über dem Kurbelwinkel dargestellt. Es wurde dabei bei deren Bestimmung ein ideales Verhalten der Dichtungen und Verbindungskapillaren vorausgesetzt. Es ist der leicht verschobene, harmonische, annähernd sinusförmige Ver-

lauf der thermische induzierten Druckschwingung in den Zylinderräumen zu erkennen. Der Versatz dieser Kurven liegt in den oszillierenden Strömungsverhältnissen innerhalb der wärmetechnischen Aggregate und den damit verbundenen oszillierenden Druckverlusten zwischen den Zylinderräumen begründet.

Die in Abb. 10.2 dargestellte Druckschwingung innerhalb des kalten Verdrängers wird von der mechanische Kompression und Expansion in diesem Raum durch die Bewegung des Reststirlingkolbens verursacht, sie ist eine Funktion der geometrischen Verhältnisse des kalten Verdrängers und somit unabhängig von den Zylinderraumtemperaturen. Der Verlauf dieser Druckschwingung ist im Vergleich zu den annähernd sinusförmigen Druckschwingungen in den Zylinderräumen um 75° Kurbelwinkel verschoben. Zusätzlich ist in Abb. 10.2 noch der idealerweise konstante Druck innerhalb des Getrieberaums dargestellt.

Die Folge aus den in Abb. 10.2 dargestellten Druckverläufen sind die unterschiedlichen Anforderungen an die dynamischen Dichtungen durch die unterschiedlichen Differenzdrücke, die über die Dichtung wirken. Im einzelnen sind diese für die verschiedenen dynamische Dichtungen in Abb. 10.3 über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Dabei sind zwei Klassen von dynamische Dichtungen auszumachen. Einerseits die Dichtungsbänder um die Verdränger, die nur gegenüber geringen Druckdifferenzen abzudichten haben und andererseits die Dichtringe am Reststirling oder in der Getriebeplatte, deren Druckdifferenz um den Faktor zehn größer ist.

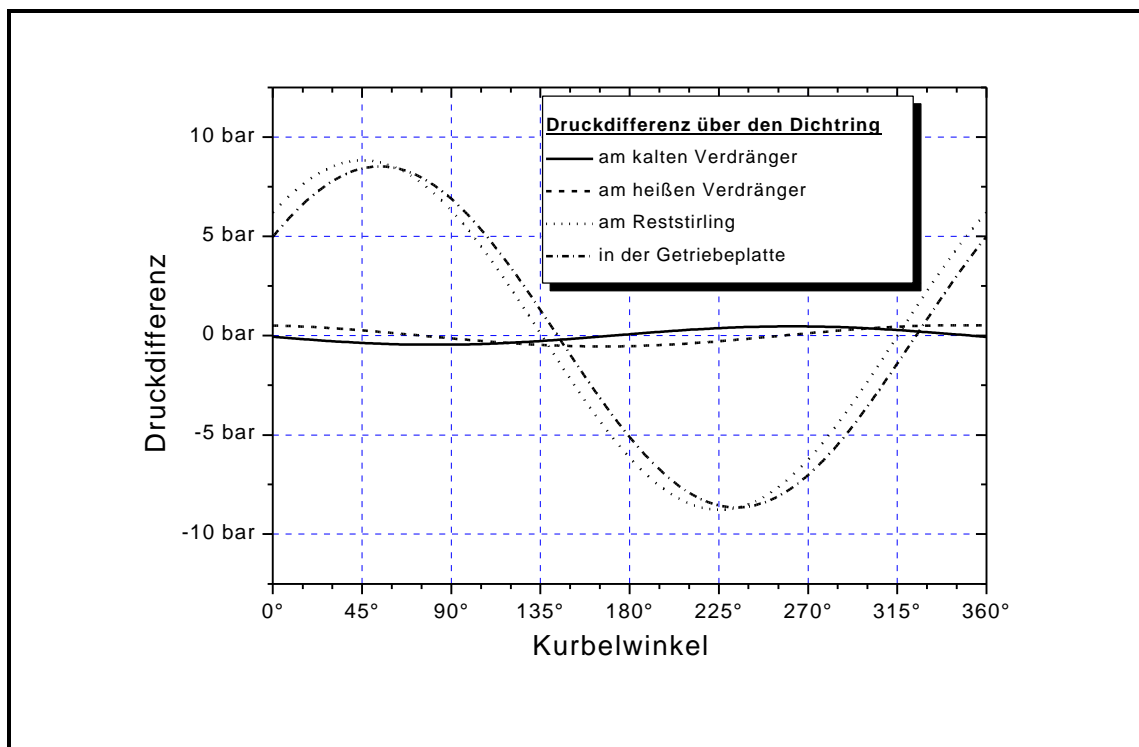


Abb. 10.3: Verlauf der Druckdifferenzen der einzelnen Dichtstellen über dem Kurbelwinkel

Eine Abschätzung der Dichtwirkung und der auftretenden Leckströme ist nach dem Gesetz von Hagen-Poiseuille in folgender Form

$$\Delta p = \frac{12 \cdot \eta \cdot l}{p \cdot d \cdot d^3} \cdot \dot{V} \quad \text{Gl. 10-1}$$

für die Berechnungen konzentrischer Ringspalte möglich. Dabei beschreiben l und d die Länge und den Durchmesser des Ringspaltes sowie η die dynamische Viskosität des überströmenden Gases. Die Spaltbreite δ zeigt durch ihre dritte Potenz einen besonders großen Einfluß auf den Überströmvorgang. Ein überschlägige Quantifizierung zeigt, daß die Dichtwirkung der Dichtringe, aufgrund des schnellen Wechsels der Richtung der Druckdifferenz und der bewegten Wände, auch ausreichend gegeben ist, wenn sich zwischen dem Dichtring und der gegenüberliegenden Wand eine Spaltbreite von $d \leq 3/100$ mm einstellt. Da die Spaltbreite mit der dritten Potenz den Leckvolumenstrom beeinflusst, würden bei größeren Spaltbreiten die Leckagen zu Reduktionen der Leistungsdichte und er Leistungszahl der Vuilleumier-Wärmepumpe führen.

Die Beschreibung der Funktionen und Vorüberlegungen führen zu folgender abschließenden Formulierung der Anforderungen an die dynamischen Dichtungen in der Vuilleumier-Wärmepumpe:

- weitgehend leakagefreie Abdichtung über die mit bis zu 8 Hz wechselnde Druckdifferenz von bis zu 10 bar
- trockenlaufend
- Laufleistung bis 55.000 km
- minimale Reibungsverluste
- kostenoptimiert

10.2. Auswahl

Die Auswahl der dynamische Dichtkomponenten wird in drei Schritten vorgenommen. Beginnend mit der Suche nach geeigneten Positionen in der Vuilleumier-Wärmepumpe für die Dichtungen wird anschließend die Werkstofffrage behandelt. Die konstruktive Gestaltung des Dichtkörpers wird in Zusammenarbeit mit Dichtungsherstellern durchgeführt und verschiedene Varianten aufgezeigt.

10.2.1. Positionierung

Die Positionierung der Dichtungskomponenten sollte so erfolgen, daß der Spalt zwischen dem Grund der Dichtungsnut und der Gegenauflfläche über den Bewegungszyklus konstant ist. Dabei sind speziell die thermischen Dehnungen zu beachten, die in den Bereichen zwischen den Zylinderräumen kegelförmige Spalte verursachen. Zweites Ziel ist die Vermeidung von Temperaturbelastungen für die trockenlaufenden Dichtungen.

Für die Dichtringe am heißen und kalten Verdränger bieten sich aus diesen Gründen eine Positionierung auf Höhe der warmen Wärmeübertrager an. Neben dem günstigen Temperaturniveau zwischen 20 °C und maximal 100 °C ist auch eine konstante Tempe-

raturverteilung über dem Bauteil gegeben. Dabei ist es erforderlich den Dichtring als innenliegende Dichtung auszuführen, da die Wand des Verdrängers keine konstante Temperatur aufweist. Für diese Position spricht auch die Tatsache, daß der Dichtkörper auf der Höhe des kalten Verdrängerdeckels bzw. des heißen Verdrängerbodens angeordnet wird, ein Bereich, der annähernd die gleiche Temperatur wie der warme Wärmeübertrager aufweist, und somit die Änderungen der warmen Temperatur beim Betrieb der Vuilleumier-Wärmepumpe keinen nachteiligen Einfluß auf den Dichtspalt hat.

Für die Position der Reststirlingdichtung wird aus analogen Gründen der Deckel des kalten Verdrängers gewählt. Die Dichtung wird somit außenliegend ausgeführt und läuft auf dem annähernd isothermen Zylinder des Reststirlings, der in den kalten Verdränger eintaucht. Die Dichtung zwischen dem kalten Zylinderraum und dem Getrieberaum kann aufgrund der konzentrischen Führung der beiden Verbindungsstangen zwischen dem Getriebe und den Verdrängern nur innenliegend in die Getriebegrundplatte eingebaut werden. Wegen des geringen Durchmessers sind hier die erwarteten thermischen Dehnungen gering, so daß der Temperaturunterschied der kalten Stange in axialer Richtung nur geringe Veränderungen am Dichtspalt verursacht.

10.2.2. Materialauswahl

Für die Anforderungen an die Dichtsysteme bezüglich der Trockenlaufs und der reibungsarmen und lebensdauer geschmierten Betriebsweise wurden in Zusammenarbeit mit namhaften Dichtungsherstellern die PTFE-Compounds als bester Werkstoff bestimmt. Durch eigene, standardisierte Testmethoden in den Werkstoffprüfungsabteilungen der Dichtungshersteller wurden verschiedene PTFE-Compounds in Verbindung mit einer Gegenauflfläche aus Edelstahl untersucht und der jeweils geeignetste Werkstoff (je Hersteller) für die Realisierung der Dichtungen ermittelt. Obwohl die Hersteller die Zusammensetzung ihres favorisierten Materials nicht preis gaben, konnte durch geeignete Analyseverfahren (IR-Analyse, Röntgenfluoreszenzanalyse, thermogravimetrische Prüfung) eine fast identische Werkstoffzusammensetzung nachgewiesen werden. Lediglich geringe Anteile von Si und Zn wurden in nur einer Probe gefunden, wobei diese Bestandteile wahrscheinlich auf Silikon als Formtrennmittel in der Dichtungsherstellung zurückzuführen sind und somit nicht Bestandteil des eigentlichen Dichtungswerkstoffes sind.

Bei anschließend durchgeführten Verschleißuntersuchungen mit einem Kugel-Prisma-System nach DIN ISO 7148-2 zeigten sich bei den Proben der verschiedenen Hersteller gleiche Reibungs- und Verschleißigenschaften. Es kann somit mit hoher Wahrscheinlichkeit von identischen Werkstoffen ausgegangen werden.

Im Gegensatz zu der Anwendung des Dichtungssystems in der Vuilleumier-Wärmepumpe wurden alle bisherigen Untersuchungen unter einer Luftatmosphäre durchgeführt. Die Frage inwieweit eine Inertgasatmosphäre mit Helium als Arbeitgas die Schmier- und Verschleißigenschaften beeinflusst, konnte nicht eindeutig geklärt werden. Einhellige Meinung bestand nur darin, daß für die Schmiervorgänge die Anwesenheit von Sauerstoffmolekülen maßgeblich ist. Aus diesem Grund durchgeführte Verschleiß-

untersuchungen mit gleichen Materialproben in Helium- und Luftatmosphäre zeigen, daß sich bei Einsatz in Heliumatmosphäre bei allen überprüften Proben ein günstigeres Verhalten, also geringerer Verschleiß einstellt.

10.2.3. Konstruktive Gestaltung

Die Entwicklung einer geeigneten konstruktiven Gestaltung der Dichtungskomponenten mit den verschiedenen Herstellern führen zu drei verschiedenen Ausführungen, die in Abb. 10.4 gegenüber gestellt sind. Sie sind in allen Durchmessergrößen realisierbar, die für die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe von Interesse sind, so daß darüber keine Beschränkungen und Auswahlkriterien bestimmt werden können.

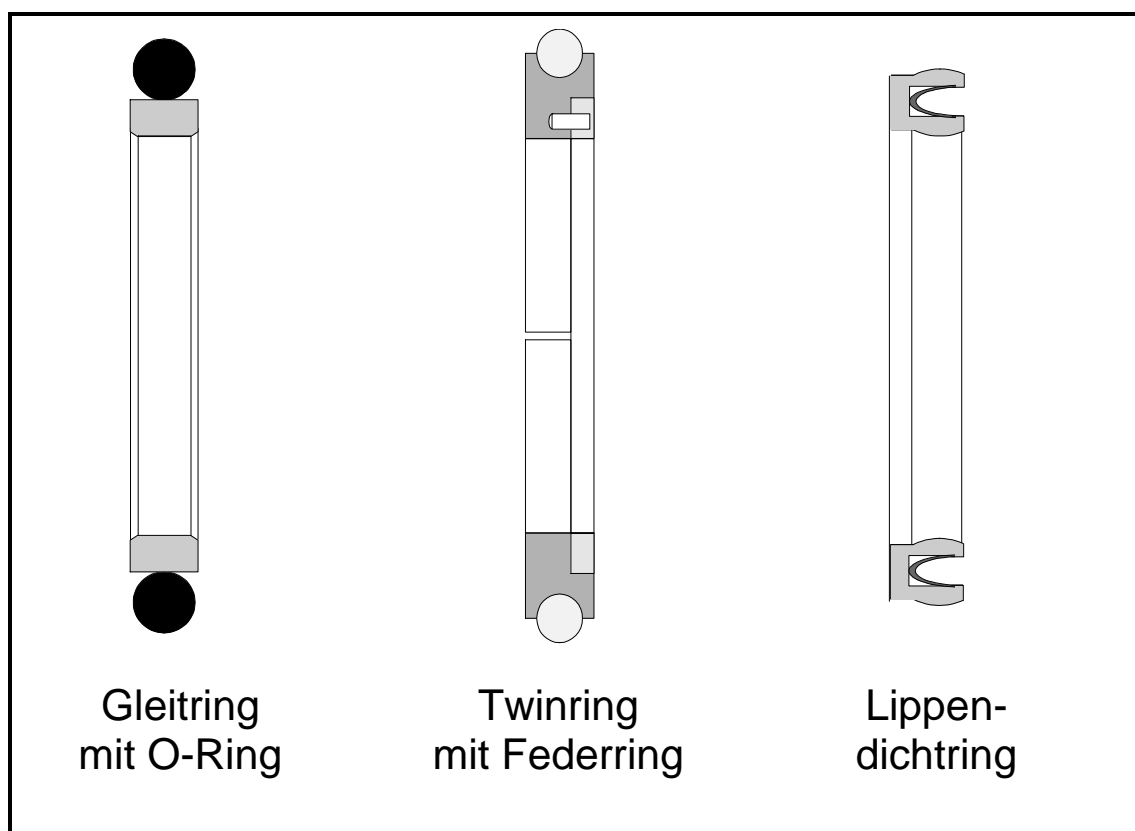


Abb. 10.4: Konstruktionsvorschläge für dynamische Dichtungen

Die O-Ring hinterlegte Gleitringdichtung stellen von den dargestellten Konstruktionen die einfachste und kostengünstigste Alternative eines dynamischen Dichtsystems dar. Es handelt sich um einen geschlossenen Dichtring, der an der Gleitseite leicht angefasst ist. Der dahinter liegende Elastomerring setzt den Dichtring unter Spannung und sorgt zusätzlich für eine Abdichtung der Nutgrundes gegenüber Leckströmen. Der Nachstellweg dieses Dichtungstyps ist, da er geschlossen ist nur über Kriechprozesse im PTFE-Material sehr gering möglich.

Deutlich mehr Nachstellweg und damit auch mehr Verschleißvolumen stellt der Twinring zur Verfügung, der prinzipiell ähnlich aufgebaut ist wie der Gleitring mit O-Ring. Der wesentliche Unterschied liegt in der nicht geschlossenen Ausführung des Dicht-

ringes. Durch zwei verschachtelte Dichtringe, die durch einen Stift gegen Verdrehen gesichert sind und deren Trennschlitze um 90° versetzt sind, erfüllt diese Variante trotz der geschlitzten Dichtelemente die Anforderungen an die Dichtigkeit. Die Vorspannung und die Anpreßkräfte, die in dem ersten Vorschlag durch den O-Ring aufgebracht wird, übernimmt beim Twinring eine ringförmige Stahlfeder aus einem Runddraht. Durch die nicht realisierte Dichtwirkung der Stahlfeder im Nutgrund, ist es bei dieser Konstruktionsvariante jedoch erforderlich, auf die genaue und damit teure Einhaltung der Fertigungstoleranzen bezüglich der Dichtungsnut wie auch des Dichtkörpers zu achten. Es kann somit abschließend festgehalten werden, daß diese Konstruktionsvariante im Vergleich zum Gleitring mit O-Ring aufwendiger und kostenintensiver ist. Sie verspricht jedoch aufgrund des hohen Verschleißweges bezüglich des Verschleißes und der Dauerhaltbarkeit ein deutlich besseres Verhalten.

Die dritte untersuchte Möglichkeit einer dynamischen Dichtung stellt der Lippendichterring dar, der aus einem U-förmigen PTFE Profil besteht, das auf seinen Außenseiten lippenförmig verstärkt ist. Auf der Innenseite des Profils befindet sich eine V-förmige Stahlfeder, die Vorspannung und Nachstellung der Dichtung bewirkt. Der mögliche Nachstellweg und das Verschleißvolumen an PTFE ist hier deutlich geringer als bei dem oben beschriebenen Twinring. Da die Stahlfeder den Ring zwischen dem Nutgrund und der Gegenlauffläche aufspannt, ist die Dichtwirkung jedoch auch im Nutgrund sichergestellt. Durch die Gestaltung der Lippe ist bei diesem Dichtungstyp die geringe Kontaktfläche zwischen der Dichtung und der Gegenlauffläche bezüglich der geringen Reibungen von großem Vorteil. Inwieweit die Lippengeometrie im Betrieb abgeschlossen wird, kann jedoch erst der Versuch zeigen. Aufgrund ihrer Formgebung weist diese Dichtung als einzige eine Asymmetrie auf, wodurch die Dichtwirkung abhängig von der Druckdifferenzrichtung beeinflusst werden kann. Aus diesem Grund wird sie auch an den Dichtstellen mit einem Differenzdruck bis 10 bar nur paarweise eingesetzt.

10.3. Experimentelle Ergebnisse

Die experimentelle Untersuchung der Eignung der dynamischen Dichtungen für die Anwendung in der Vuilleumier-Wärmepumpe und ihr Verschleißverhalten wurde auf zwei Wegen durchgeführt. Einerseits wurde in einem separaten Prüfstand das Verschleißverhalten der dynamischen Dichtungen in der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe ähnlichen Randbedingungen untersucht. Andererseits wurden von jedem Dichtungstyp in jedem für die 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe relevanten Durchmesser Prototypen gebaut und je eine Maschine damit bestückt. Auch wenn diese Untersuchung keine statistisch erhärtete Prüfmethode ist, konnten doch prinzipielle Eignungen und Probleme analysiert werden.

10.3.1. Verschleißuntersuchung

Mit den Verschleißuntersuchungen wurden zwei wesentliche Ziele verfolgt. Zum ersten sollte das Verschleißverhalten über der Lauflänge bei einem typischen Hub untersucht werden. Es wurde erwartet, daß der PTFE-Abrieb zu Beginn des Versuchs sehr groß ist und nach kurzer Zeit abnimmt. Durch das Einreiben und Glätten der Oberflächenrauigkeit der Gegenlauffläche aus Edelstahl mit dem abgeriebenen PTFE Partikeln, kann der Reibungskoeffizient zwischen den beiden Reibpartnern gesenkt und somit der Verschleiß reduziert werden.

Ein Prüfstand wurde für die Untersuchung der Reststirlingdichtung konzipiert, da für den Verschleiß im wesentlichen die zurückgelegte Laufstrecke entscheidend ist und diese Dichtung pro Umdrehung einen Reibweg absolviert, der ca. 40mm länger ist als die Reibwege der übrigen dynamischen Dichtungen. Um die Einsatzbedingungen in der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe möglichst genau abzubilden, wurden der Hub und die Materialpaarung der Reibpartner beibehalten. Auf die aufwendige Realisierung einer Heliumatmosphäre wurde verzichtet, da andere Untersuchungen bereits gezeigt hatten (s. oben), daß der Einfluß der Heliumatmosphäre positiven Einfluß auf den Verschleiß hat, so daß ein Versuch mit Luft den Worst-case darstellt.

10.3.1.1. Prüfstandsaufbau

Für den Prüfstand wurde eine Anordnung gewählt, die die Möglichkeit bot, zehn Dichtungen gleichzeitig zu prüfen um eine Streuung der Ergebnisse zu erfassen. und wird nachfolgend erläutert.

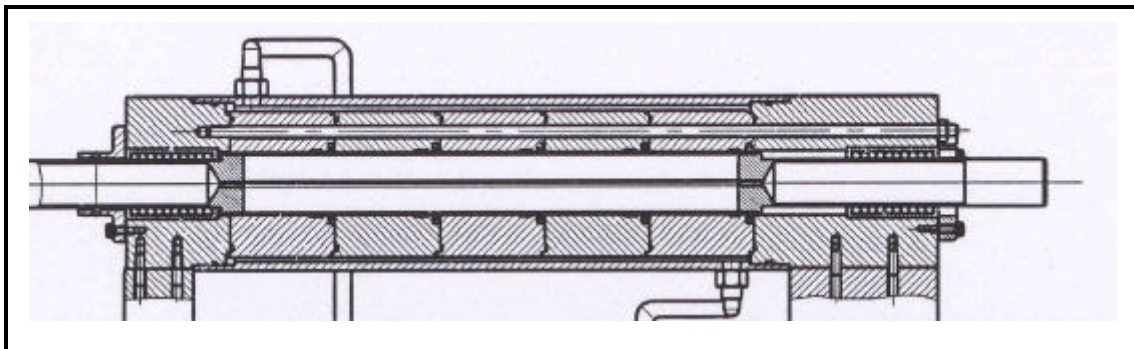


Abb. 10.5: Schemazeichnung einer Prüfeinheit für fünf Dichtringe

Die Dichtungen werden in einzelnen zylindrischen Modulen aufgenommen, von denen je fünf zusammen mit zwei Lagerböcken zu einer Einheit verspannt werden. Der modulare Aufbau dieser Einheit, die in Abb. 10.5 dargestellt ist, ermöglicht es, die Dichtungen mit wenig Aufwand in regelmäßigen Abständen zu demontieren und zu vermessen. In den Lagerböcken befinden sich Linearrollenlager, in denen eine Welle translatorisch in beide Richtungen um 70 mm bewegt werden kann und somit dem Hub des Reststirlings entspricht.

Die Abmessungen der Module wurden so gewählt, daß jede Dichtung einen eigenen Bereich der Welle als Gegenauflfläche nutzt und eine Beeinflussung der Dichtungen untereinander ausgeschlossen ist. Um einen isothermen Betrieb zu garantieren und den störenden Temperatureinfluß auszuschließen, wurde die Einheit von einem Rohr umschlossen und mit Wasser temperiert.

10.3.1.2. Versuchsdurchführung

Vor der ersten Versuchsreihe mit fünf O-Ring hinterlegten Gleitringdichtungen wurde das Gewicht dieser Dichtungen mit einer Präzisionswaage vom Typ Satorius Research vermessen, die im Meßbereich von 0 bis 30 g einen maximalen Fehler von $\pm 0,01$ mg aufweist. Bei einem Ausgangsgewicht der Dichtringe von ca. 5 g bedeutet dieser Meßfehler eine maximale Abweichung von ± 2 ppm.

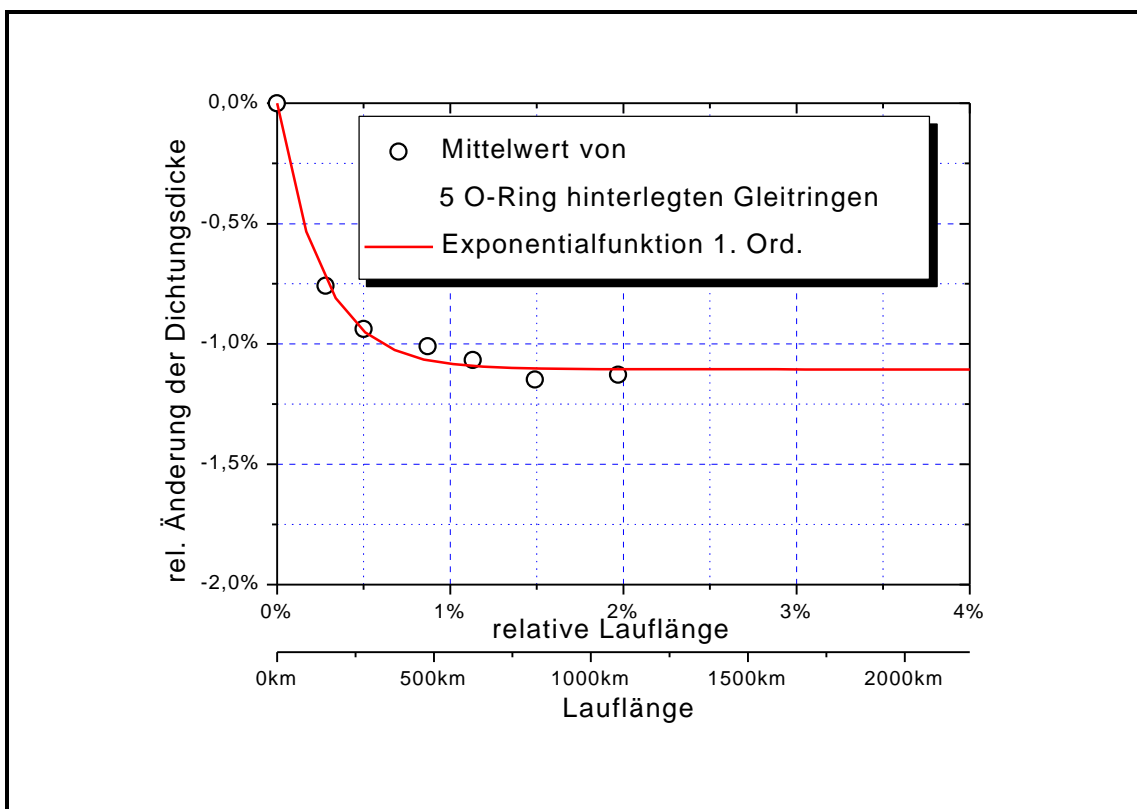


Abb. 10.6: mittlere relative Änderung der Dichtungsdicke von fünf Gleitringdichtungen über der relativen und der absoluten Lauflänge

Die Dichtungen wurden in mit fortschreitenden Versuchsdauer länger werdenden Intervallen erneut gewogen. Die aus diesen Ergebnissen abgeleitete relative Änderung der Dichtungsdicke ist gemittelt für diese fünf Gleitringdichtungen in Abb. 10.6 über der relativen und der absoluten Lauflänge aufgetragen. Die relative Lauflänge ist auf die Gesamtlauflänge von 55.000 km bezogen.

Zu Beginn des Versuchs wird ein relativ starker Verschleiß gemessen, der jedoch schon nach 0,5 % der Lauflänge deutlich abflacht. Nach ca. 1,5 % Lauflänge ist die Einlaufphase abgeschlossen und es ist fast kein Dichtungsverschleiß mehr meßbar.

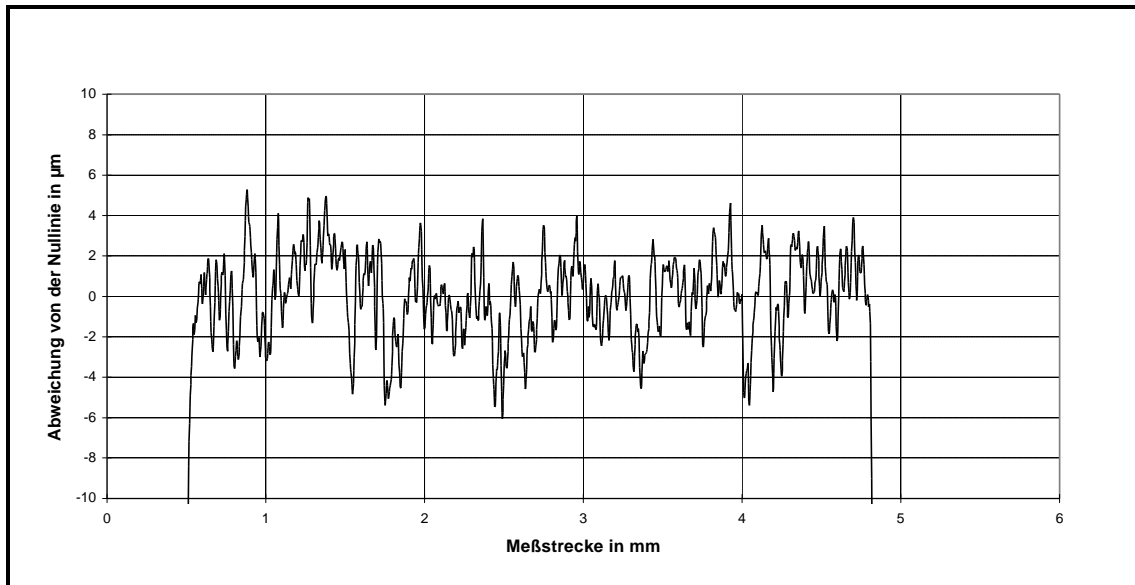


Abb. 10.7: Oberflächenmessung Neuzustand

Am Anfang des Versuchs erfolgt zunächst, wie erwartet, ein Übertrag von PTFE-Material aus der Dichtung auf die Gegenauflfläche. Durch diesen Übertrag werden die Oberflächenrauigkeiten der Edelstahlwelle ausgeglichen und der Reibungskoeffizient wird herabgesetzt. Auch wenn in diesem Versuch nur ein Bruchteil der geforderten Laufleistung der PTFE-Gleitringdichtung erbracht wurde, kann mit Bestimmtheit die Theorie über das Verschleißverhalten bestätigt werden. Aufgrund der flachen Verschleißkurve nach der Einlaufphase ist die Dauerlaufbeständigkeit der PTFE-Dichtungen in der Vuilleumier-Wärmepumpe als sicher erreichbar einzustufen.

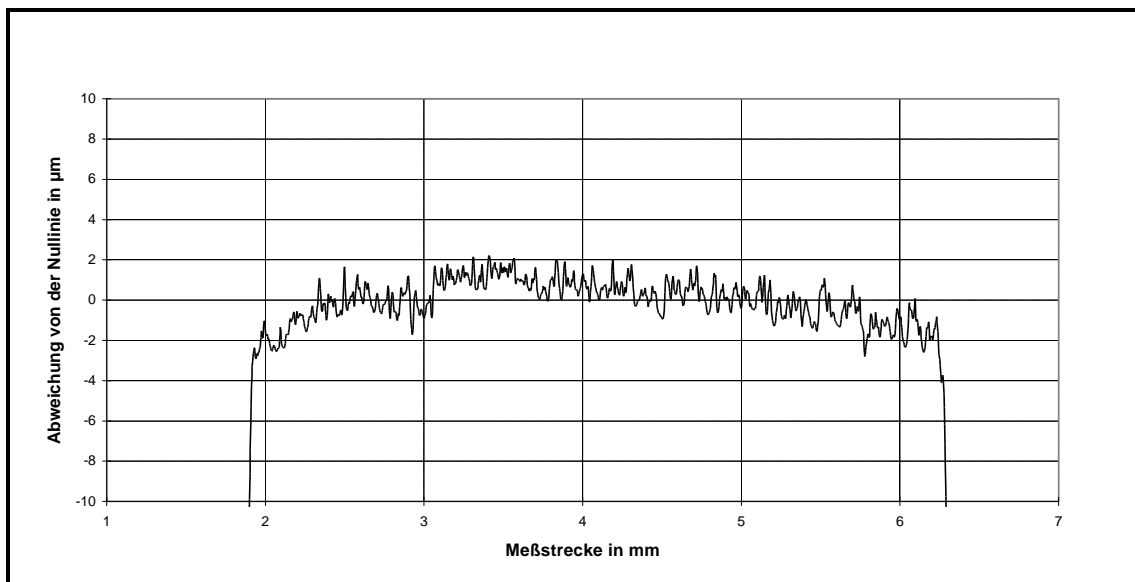


Abb. 10.8: Oberflächenmessung nach ca. 2 % relativer Lauflänge

Neben dem Gewicht wurden von diesen Dichtungen auch die Oberflächenrauigkeit durch eine Abtastung vermessen. Abb. 10.7 zeigt beispielhaft die Oberfläche einer Dichtung im Neuzustand. Ausgehend von der Mittellage wiesen alle Dichtungen eine Rauigkeit von $\pm 6 \mu\text{m}$ auf.

Nach einer relativen Lauflänge von 2 % also mehr als 1.000 km wurde die Oberfläche erneut abgetastet. Es konnte bei allen Dichtungen eine Abnahme der Oberflächenrauigkeit auf Werte unter $\pm 2 \mu\text{m}$ festgestellt werden. Teilweise zeigten die Dichtungen neben der Reduktion der Oberflächenrauigkeit, wie in Abb. 10.8 dargestellt, ein leicht balliges Profil. Dieses Verschleißbild deutet darauf hin, daß der relativ flache Gleitring in der Dichtungsnut nicht ausreichend geführt wird, auf dem O-Ring verkippen kann und somit an den Rändern stärker verschleißt. Eine mögliche Folge wäre, daß diese dynamischen Dichtungen in den beide Richtungen unterschiedliche Dichtwirkungen haben. Eine Beobachtung die im folgenden durch die Beschreibung der experimentellen Untersuchung der Gleitringdichtungen in der Vuilleumier-Wärmepumpe noch erhärtet und weiter interpretiert wird.

10.3.2. O-Ring hinterlegter Gleitring

Bei der Inbetriebnahme und dem Versuchsbetrieb des ersten Prototypen der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe, der mit O-Ring hinterlegten Gleitringdichtungen an allen vier Dichtstellen ausgestattet war, wurden Beobachtungen gemacht, die den oben beschriebenen Verdacht der Asymmetrie und des Querstellens der Dichtung erhärten. Während des Betriebs herrschte in den einzelnen Gasräumen der Vuilleumier-Wärmepumpe kein identischer Mitteldruck. Die Mitteldruckdifferenzen betrugen bis zu 3 bar. Eine systematische Untersuchung konnte die O-Ring hinterlegten Dichtungen als wahrscheinlichen Verursacher ausmachen, da die O-Ringe schon nach wenigen 100 Betriebsstunden sehr starke Walkspuren und teilweise eine angekratzte Oberfläche aufwiesen.

Die Höhe der Mitteldruckdifferenzen legte die Vermutung nah, daß der Effekt des Schiefstellens sich selber verstärkt und die Dichtungen weiter in Mitleidenschaft gezogen werden. Der endgültige Beweis für die asymmetrische Dichtwirkung der Gleitringdichtungen konnte jedoch erst durch den Einbau der Twinringe erbracht werden, da die bis dahin beobachteten Mitteldruckdifferenzen nicht mehr signifikant festgestellt wurde.

10.3.3. Twinring

Die Twinringe, die nicht nur die Gleitringdichtungen in dem ersten Prototypen der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe ablösten, sondern auch in dem ersten Dauerläufer eingesetzt wurden, zeigten keine Tendenz zum Aufbau einer Mitteldruckdifferenz.

Während des Dauerlaufversuches wurden in regelmäßigen Abständen, wie in Abschnitt 4.3 beschrieben, die Einzelteile einer optischen Kontrolle unterzogen. Bei diesen Kontrollen konnte an den Twinringen nach erfolgter Einlaufphase kein nennenswerter Verschleiß mehr festgestellt werden. Auch nach über 6000 Betriebsstunden, etwa einem Drittel der geplanten Lebensdauer einer Vuilleumier-Wärmepumpe, war fortschreitender Verschleiß optisch nicht auszumachen.

Das Betriebsverhalten der Vuilleumier-Wärmepumpe hat sich im Laufe des Dauerversuchs nicht signifikant verändert, so daß eine Aussage über eine Abnahme der Reibungsbeiwerte diese Dichtungstyps nach erfolgter Inbetriebnahme nicht möglich ist.

10.3.4. Lippendichtring

Die Lippendichtungen wurden im zweiten Dauerläufer eingesetzt. Sie wurden im kalten Verdränger in symmetrischer paarweisen Anordnung und ebenso an der kalten Stange angewandt. Die Dichtringe an den Verdrängern wurden aufgrund der geringen Druckdifferenz über der Dichtung nur einseitig eingesetzt.

Durch die optischen Kontrollen konnte schon nach wenigen 100 Betriebsstunden eine markante Abflachung der Dichtlippe, die an der Gegenlauffläche reibt, festgestellt werden. Bei dem weiteren Betrieb des Dauerläufers von mehr als 6000 Betriebsstunden konnte beobachtet werden, daß dieser Prozeß des Abflachens nach weniger als 1000 Betriebsstunden abgeschlossen war und die Dichtung sich in den nächsten 5000 Stunden nicht merklich veränderte.

Diese Beobachtung wird auch von den mit diesem Dauerläufer aufgenommenen Versuchsdaten erhärtet. Es konnte während der Phase der Inbetriebnahme und des Einlaufens (<1.500 h) eine signifikante Reduktion des Bremsmomentes, bzw. der Reibungsbeiwerte, festgestellt werden. Wie bereits in Abschnitt 4.3 erläutert, lies sich eine Reduktion des Wärmeverhältnisses der Vuilleumier-Wärmepumpe in den 6000 Stunden Dauerversuch nicht feststellen. die Dichtwirkung über die Versuchsdauer hat sich nicht verschlechtert.

Diese Ergebnisse bestätigen die bei der Beschreibung der Anforderungen an das Dichtsystem aufgestellten These von der Wirksamkeit der berührungslosen Spaltdichtung. Da am Lippendichtring nach kurzer Einlaufphase keine Veränderung mehr festzustellen ist, er auf der anderen Seite nicht über ausreichend Masse verfügt um die Gegenlauffläche reibungsarm zu 'glätten', liegt die Vermutung nah, daß der Lippendichtring nach dem Einlaufen einen kleinen Spalt zu Gegenlauffläche aufweist. Die Dichtwirkung ist aufgrund der schnell wechselnden Richtung der Druckdifferenz und der Bewegung der einen Spaltwand, ausreichend groß und beeinflußt das Verhalten der Vuilleumier-Wärmepumpe nicht nachteilig.

Diese Ergebnisse bedeuten, daß wesentlich einfachere Dichtprofile ohne Vorspannelemente zum Einsatz kommen können, die allerdings so ausgelegt sein müssen, daß sich ein anfängliches leichtes Übermaß schnell abbaut und sich die notwendige Spaltgeometrie einstellt.

11. Seriennahe

20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe

Neben der technischen Realisierbarkeit eines neuartigen, energieeffizienten Produktes, dominiert eine Neuentwicklung stets die Frage nach dessen Marktchancen. Die für die Bewertung der Marktchancen wichtigen Angaben über die bei einer ausgereiften Serienfertigung anfallenden Kosten sind für ein neuartiges Produkt mit vielen innovativen Fertigungsverfahren nur mit gewissen Unsicherheiten zu ermitteln. Als Basis für eine Kostenermittlung ist jedoch eine an serientaugliche Fertigungsverfahren angepaßte Konstruktion erforderlich.

Im folgenden wird ein seriennaher Konstruktionsentwurf einer 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe vorgestellt, der unter Einbeziehung aller im Rahmen dieses Forschungsvorhabens gewonnen Erkenntnisse entwickelt wurde.

Ein wesentliche Grundlage bei der Entwicklung des seriennahen Konstruktionsentwurfs eine Vuilleumier-Wärmepumpe mit einer Nennleistung von 20 kW stellen die in Kapitel 4 und Kapitel 5 beschriebenen experimentell ermittelten Ergebnisse dar. Durch die integrierte Bivalenz, wie sie in Abschnitt 2.3 beschrieben ist, und die Verbesserung der isothermen Beheizung des Erhitzerkopfes, wie in Abschnitt 0 berichtet, konnte die Nennleistung der ursprünglich als 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe geplanten Labormuster auf bis zu 33 kW erweitert werden, so daß der neu entwickelte seriennahe Entwurf einer 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe herunter gescalt werden kann.

Für einige Baugruppen wie Erhitzerkopf, Wärmeübertrager, Regeneratoren, Getriebe und dynamische Dichtungen wurden umfangreiche Untersuchungen zur Fertigung bzw. zum Dauerlaufverhalten durchgeführt, um die mögliche Realisierung der entwickelten Konzepte zu überprüfen. Die Ergebnisse wurden bereits in den vorangegangenen Kapiteln ausführlich dargestellt.

Mit den experimentellen Untersuchungen der Vuilleumier-Wärmepumpe konnten neben den höheren Nennleistungen auch Norm-Leistungszahlen nachgewiesen werden, die gegenüber dem Stand der Heizungstechnik einen Quantensprung darstellen. Als Konsequenz daraus ergibt sich die Überlegung, inwieweit eine bewußte Verschlechterung der Leistungszahl für die Reduktion der Herstellkosten in Kauf genommen werden sollte, um die Marktfähigkeit und die Produkteinführung zu ebnet.

Basierend auf diesen Überlegungen wurde der in Abb. 11.1 dargestellte seriennahe Konstruktionsentwurf einer 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe entwickelt. Er wird im folgenden differenziert beschrieben.

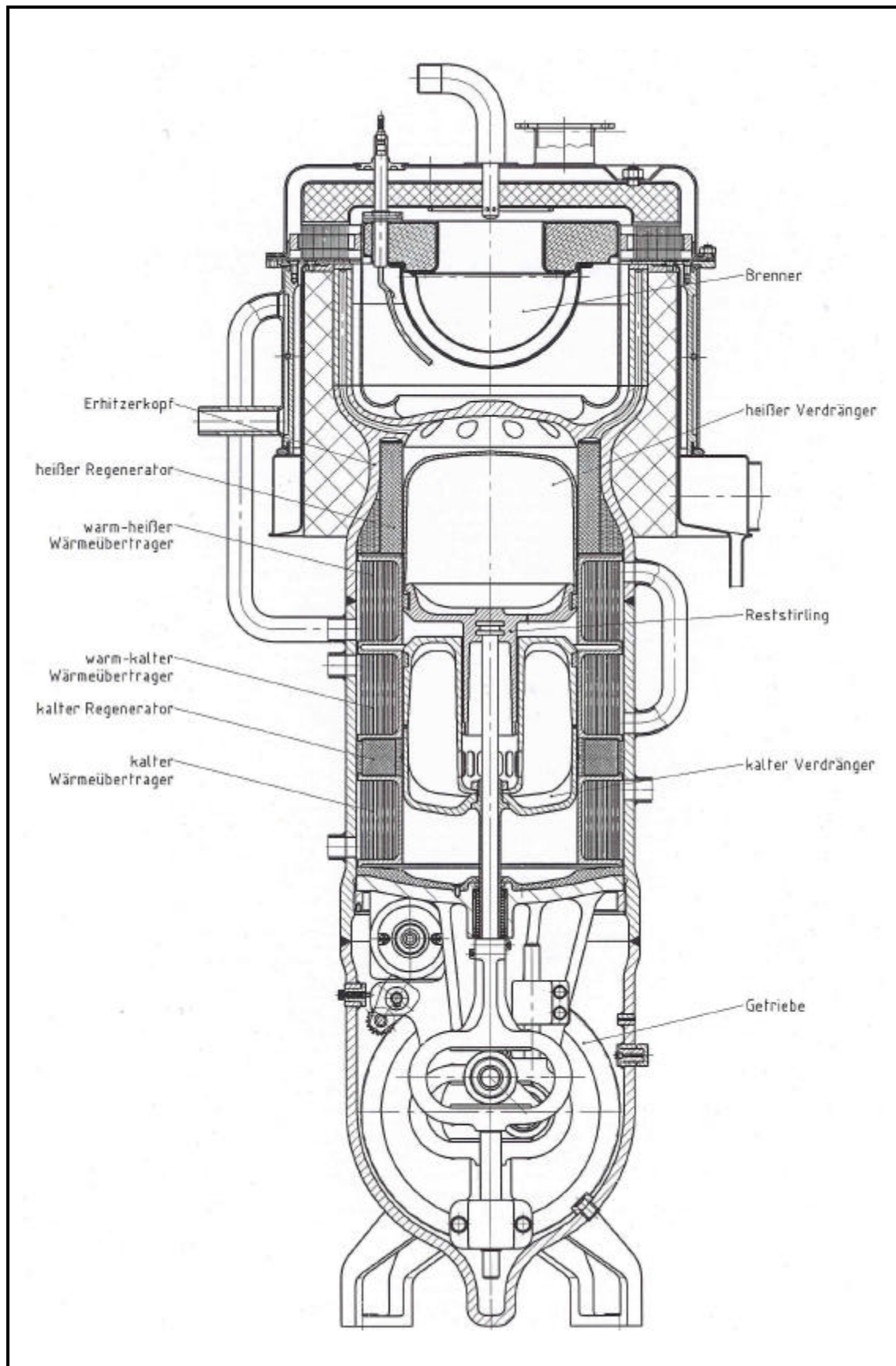


Abb. 11.1: seriennaher Konstruktionsentwurf einer Vuilleumier-Wärmepumpe mit einer Nennleistung von 20 kW.

Bei der Beschreibung dieser Konstruktion wird auf die wesentlichen Komponenten eingegangen, die der Kostenreduktion dienen. Diese sind im einzelnen folgende Baugruppen:

- Prozeßgehäuse
- Erhitzerkopf
- Regeneratoren
- Wärmeübertrager
- Getriebe
- Verdränger
- dynamische Dichtungen

auf die im weiteren genauerer eingegangen wird.

11.1. Prozeßauslegung und Gehäusemaße

Bevor auf die konstruktive Gestaltung des Serienentwurfs eingegangen werden kann, werden im folgenden einige Überlegungen zum erforderlichen Scaling der Vuilleumier-Wärmepumpe beschrieben, um von dem Labormuster mit einer Nennleistung bis zu 33 kW auf einen Serienentwurf mit einer Nennleistung von 20 kW zu gelangen.

Die Anpassung einer existierenden Maschinenauslegung auf eine andere Heizleistung ist bei gleichbleibenden Betriebsbedingungen (Druck, Drehzahl, Temperaturen) gemäß der Ähnlichkeitstheoretischen Regeln auf sehr einfache Weise über eine Querschnittsskalierung möglich. Dabei müßten lediglich die Verdränger- und Regeneratorquerschnitte sowie die Kanalzahlen der Wärmeübertrager im entsprechenden Verhältnis verändert werden. Alle Längen in Strömungsrichtung, die Kolbenhöhe und alle hydraulischen Durchmesser blieben unverändert. Damit bleiben auch alle Strömungsgeschwindigkeiten und insbesondere auch alle dimensionslosen Kennzahlen einschließlich der Leistungszahl unverändert, zumal sich die Ähnlichkeit (zumindest bei Anwendung der Kesselformel) auch auf die außerhalb des eigentlichen Gaskreisprozesses liegenden Wandwärmeleitungsverluste erstreckt. Dies bedeutete, daß die bereits ausgewählten Wärmeübertragerrohre sowie die Regeneratormaterialien unverändert übernommen werden können und lediglich in entsprechend geringer Menge benötigt werden. Eine erneute Optimierung mit differentiellen Simulationsmethoden ist somit unnötig.

Da jedoch im vorliegenden Fall zugleich auch eine Veränderung von Druck und Drehzahl in Betracht gezogen wird, ist eine Skalierung auf der Grundlage der existierenden Auslegung nicht mehr ohne weiteres möglich. Wie schon in /4/ dargelegt, besteht noch eine weitere Möglichkeit einer vollständig ähnlichen Skalierung, die allerdings auf den eigentlichen inneren Gaskreisprozeß beschränkt ist und daher überall dort an ihre Grenzen stößt, wo Festkörper beteiligt sind, also insbesondere bei der spezifischen Wärmekapazität der Regeneratormatrix und bei der Wärmeleitung in den drucktragenden Behälterwänden. Darüber hinaus beinhaltet diese Skalierungsmöglichkeit eine

gleichartige Änderung von Druck und Drehzahl um denselben Faktor und darüber hinaus eine Skalierung *aller* Längenabmessungen mit dem Kehrwert dieses Faktors. Damit würden sich also im Falle einer Druck- und Drehzahlerhöhung kleinere hydraulische Durchmesser z.B. in den Wärmeübertragern ergeben, was bekanntlich an fertigungstechnische Grenzen stößt, zumal der bestehende Spielraum in dieser Hinsicht bereits bei der vorliegenden Auslegung ausgeschöpft wurde.

Da außerdem auch eine unabhängige Variation von Druck und Drehzahl in Erwägung gezogen wird, sind die entsprechenden Auswirkungen auf die (jeweils optimale) Maschinenauslegung nicht mehr mit einfachen Mitteln quantitativ vorherzusagen, so daß sich i.a. die Notwendigkeit einer neuen numerischen Optimierung ergibt. Ausgangspunkt ist dabei allerdings dennoch die existierende 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe, die sich gemäß der oben beschriebenen Vorgehensweise auf eine reduzierte Leistung skalieren läßt und die zumindest für den Fall unveränderter Druck- und Drehzahlwerte bereits das Optimum darstellen sollte.

Dabei muß nun jedoch weiterhin berücksichtigt werden, daß diese Auslegung unter weitgehender Berücksichtigung konstruktiver Randbedingungen, insbesondere der durch die kombinierte thermisch-mechanische Belastung schwierigen Auslegung des Erhitzerkopfes, wie in /26/ beschrieben, erfolgt ist. Da sich nun solche Randbedingungen bei anderer Wahl von Druck und Baugröße sowie durch den zwischenzeitlichen Fortschritt bei den konstruktiven Konzepten stark verändern können, erschien es nicht sinnvoll, sie bereits im Anfangsstadium der Auslegung der neuen Maschine, wo Druck, Drehzahl und die hiervon indirekt bestimmte Baugröße noch nicht festliegen, zu berücksichtigen. Geschieht dies nicht, so ergibt sich jedoch auch für die bisherigen Druck- und Drehzahlwerte ein verändertes Optimum.

Es wurde daher so vorgegangen, daß ausgehend von der bisherigen Auslegung ein Feld von unterschiedlichen Druck- und Drehzahl-niveaus festgelegt wurde, wobei für jeden Gitterpunkt eine neue Optimierung des Gesamtprozesses nach dem hierarchischen Verfahren unter Anwendung des Simplex-Nelder-Mead-Algorithmus /63/ durchgeführt wurde. Nur auf diese Weise konnte eine Konsistenz der erhaltenen Ergebnisse sichergestellt werden. Dies gilt insbesondere auch deshalb, weil zwischenzeitlich sowohl das Optimierungsverfahren als auch die zugrundeliegende Prozeßsimulation in einigen Details weiterentwickelt wurden. Wenn dies auch keine grundlegenden Auswirkungen auf die Optimierungsergebnisse hat, so können doch geringfügige Abweichungen zu früheren Resultaten nicht ausgeschlossen werden.

Mit dem erweiterten und verbesserten Simulationsprogramm und dem vorgeschalteten hierarchischen Optimierungsalgorithmus wurden zum Zweck der Festlegung von Druck, Drehzahl und Baugröße (bzw. Kolbendurchmesser) der auszulegenden Vuilleumier-Wärmepumpe mehrere Optimierungen bei unterschiedlichen Druck- und Drehzahl-niveaus durchgeführt. Da der Einfluß des Prozeßdruckes schwächer ausgeprägt sein würde als der der Drehzahl, erschien es sinnvoll, neben dem Ausgangspunkt, der durch die Auslegung der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe mit 100 bar Prozeßmitteldruck und 390 Upm Drehzahl im optimalen Auslegungspunkt gegeben war, noch ein weiteres

Druckniveau bei 130 bar sowie zwei höhere Drehzahlen von ca. 440 Upm und 500 Upm zu untersuchen, womit sich demnach sechs verschiedene Optimierungsaufgaben stellten. Zusätzlich wurde in allen diesen Punkten noch eine gegenläufige Variation der Drehzahl und der Summe der temperaturbezogenen Totvolumina durchgeführt, da zu vermuten war, daß sich die jeweilige Lage des "Gesamtoptimums", d.h. der günstigste Wert der dort bereits verwendeten Verhältnisgröße

$$\xi = \frac{\sum V_i / T_i}{\sum V_{\text{Hub}} / T_{\text{Ref}}} \quad \text{Gl. 11-1}$$

der über die Hubvolumina und eine Referenztemperatur dimensionslos gemachte Summe der temperaturbezogenen Totvolumina der im Rahmen der Optimierung in ihrer Größe anpaßbaren Wärmeübertrager und Regeneratoren, sich insbesondere in Abhängigkeit von der Auslegungsdrehzahl verändern würde.

<p>p=130 bar, n_{max}=480 Upm</p> <p>D_{Zyl} = 138.6 mm</p> <p>n_{wWT} = 1408 n_{wWT} = 644 n_{Rohr,h} = 28.5 n_{wWTk} = 1287 d_{Rohr,h} = 5.70 mm</p> <p>D_{a,kR} = 206 mm D_{a,hR} = 174 mm d_{dr,kR} = 27.3 µm d_{dr,hR} = 32.3 µm ℓ_{kR} = 19.3 mm ℓ_{hR} = 68.5 mm ε_{kR} = 0.7686 ε_{hR} = 0.8286</p>	<p>p=130 bar, n_{max}=540 Upm</p> <p>D_{Zyl} = 130.9 mm</p> <p>n_{wWT} = 1236 n_{wWT} = 650 n_{Rohr,h} = 25.4 n_{wWTk} = 1185 d_{Rohr,h} = 5.90 mm</p> <p>D_{a,kR} = 200 mm D_{a,hR} = 168 mm d_{dr,kR} = 25.0 µm d_{dr,hR} = 27.6 µm ℓ_{kR} = 17.6 mm ℓ_{hR} = 57.8 mm ε_{kR} = 0.7673 ε_{hR} = 0.8389</p>	<p>p=130 bar, n_{max}=610 Upm</p> <p>D_{Zyl} = 123.1 mm</p> <p>n_{wWT} = 1138 n_{wWT} = 569 n_{Rohr,h} = 22.5 n_{wWTk} = 1037 d_{Rohr,h} = 5.97 mm</p> <p>D_{a,kR} = 192 mm D_{a,hR} = 168 mm d_{dr,kR} = 21.8 µm d_{dr,hR} = 26.7 µm ℓ_{kR} = 16.4 mm ℓ_{hR} = 51.7 mm ε_{kR} = 0.7737 ε_{hR} = 0.8339</p>
<p>p=100 bar, n_{max}=480 Upm</p> <p>D_{Zyl} = 155.1 mm</p> <p>n_{wWT} = 1563 n_{wWT} = 821 n_{Rohr,h} = 35.6 n_{wWTk} = 1588 d_{Rohr,h} = 5.73 mm</p> <p>D_{a,kR} = 230 mm D_{a,hR} = 195 mm d_{dr,kR} = 25.8 µm d_{dr,hR} = 30.3 µm ℓ_{kR} = 19.9 mm ℓ_{hR} = 69.6 mm ε_{kR} = 0.7817 ε_{hR} = 0.8506</p>	<p>p=100 bar, n_{max}=540 Upm</p> <p>D_{Zyl} = 145.5 mm</p> <p>n_{wWT} = 1440 n_{wWT} = 737 n_{Rohr,h} = 31.3 n_{wWTk} = 1362 d_{Rohr,h} = 5.81 mm</p> <p>D_{a,kR} = 220 mm D_{a,hR} = 184 mm d_{dr,kR} = 21.4 µm d_{dr,hR} = 28.5 µm ℓ_{kR} = 18.3 mm ℓ_{hR} = 61.6 mm ε_{kR} = 0.7907 ε_{hR} = 0.8540</p>	<p>p=100 bar, n_{max}=610 Upm</p> <p>D_{Zyl} = 136.6 mm</p> <p>n_{wWT} = 1374 n_{wWT} = 687 n_{Rohr,h} = 27.6 n_{wWTk} = 1286 d_{Rohr,h} = 6.17 mm</p> <p>D_{a,kR} = 215 mm D_{a,hR} = 176 mm d_{dr,kR} = 19.6 µm d_{dr,hR} = 28.2 µm ℓ_{kR} = 16.3 mm ℓ_{hR} = 52.3 mm ε_{kR} = 0.7863 ε_{hR} = 0.8417</p>

Tab. 11.1: Ergebnisse der Optimierungen zur Festlegung von Druck und Drehzahl

Die Zahl der Freiheitsgrade war in den einzelnen Komponenten unterschiedlich, da einige konstruktive oder durch die einzusetzenden Halbzeuge (z.B. Rippenrohre mit Sternprofil im Innern) bedingten Randbedingungen zu beachten waren. So ergab sich für die vier Wärmeübertrager jeweils nur ein verbleibender Freiheitsgrad, im Falle des Erhitzerkopfes der Kanaldurchmesser, im Falle der übrigen Wärmeübertrager lediglich die Anzahl der Rohre, nachdem in Voruntersuchungen festgestellt worden war, daß die Länge stets gegen den konstruktiv durch die erforderliche minimale Kolbenlaufbuchsenlänge in den Wärmeübertrager festgelegten unteren Grenzwert läuft. In den Regeneratoren wurden dagegen zunächst alle Auslegungsparameter freigegeben.

Aus praktischen Gründen wurde bei allen sechs Optimierungen zunächst nicht auf die Nennleistung skaliert, sondern ohne Rücksicht auf die mit Druck und Drehzahl steigende Heizleistung mit unveränderter Maschinenbaugröße gerechnet. Dies geschah,

weil nach erfolgter Optimierung ohnehin erneut eine abschließende Skalierung auf diese Leistung erforderlich gewesen wäre, denn das bei veränderten Drücken und Drehzahlen jeweils vorhandene Optimierungspotential, das sich letztlich auch auf die Leistungsdichte auswirken kann, war im Vorfeld nicht zuverlässig abzuschätzen. Daher wurde in allen sechs Fällen die Skalierung über die oben beschriebene Querschnittsanalogie erst nach Abschluß der Optimierungen vorgenommen. Die wesentlichen bei dieser Vorgehensweise erhaltenen Auslegungsgrößen sind in Tab. 11.1 zusammengefaßt.

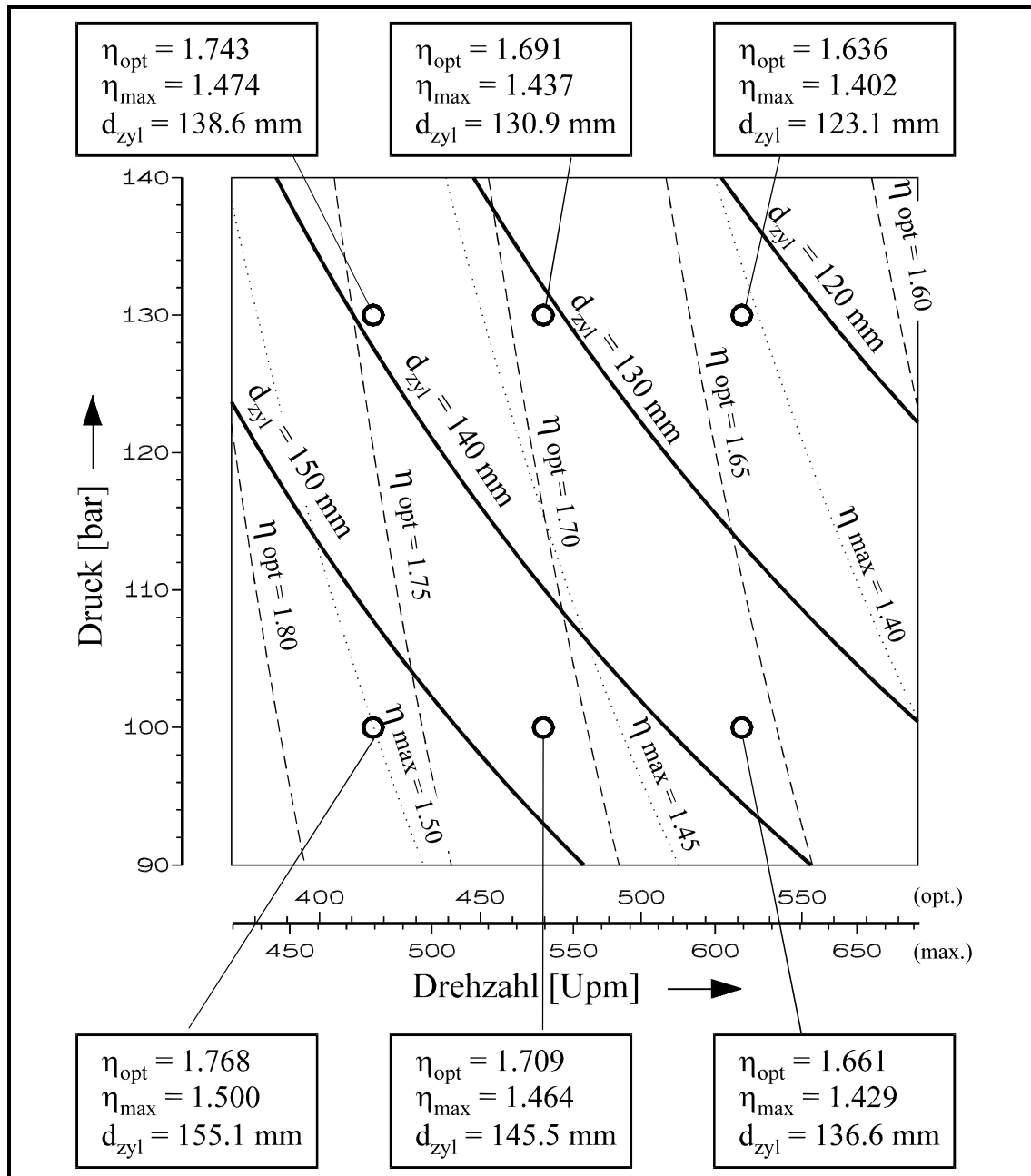


Abb. 11.2: Kennlinienfeld zur Darstellung des Zusammenhangs zwischen Drehzahl, Druck, Baugröße (Kolbendurchmesser) und den erreichbaren Leistungszahlen

Um die prinzipiellen Zusammenhänge auf graphischen Wege zu veranschaulichen, wurde darüber hinaus das in Abb. 11.2 wiedergegebene Kennlinienfeld erstellt, wobei für die jeweiligen Zielfunktionen Potenzansätze verwendet wurden, die durch multiple

Regression der Optimierungsergebnisse korreliert wurden. Wie die Darstellung zeigt, ergibt sich aus den Ergebnissen ein im Vergleich zu dem des Druckes wesentlich ausgeprägter Einfluß der Drehzahl auf die Leistungszahl der Maschine, d.h. eine Steigerung der Leistungsdichte über den Druck ist einer Drehzahlerhöhung vorzuziehen.

Unberücksichtigt bleibt bei dieser Betrachtung jedoch die Tatsache, daß eine Druckerhöhung zu verstärkten Druckbehälterwänden und somit zu höherem Gewicht, höheren Kosten und darüber hinaus noch zu vermehrten Materialproblemen durch Wärmespannungen u.ä. führt, während eine Drehzahlerhöhung nahezu kostenneutral möglich ist und allenfalls bei der Lagerauslegung im Getriebebereich zu Schwierigkeiten führen kann.

Nach Abwägung aller Aspekte wurde schließlich entschieden, den Punkt mit 130 bar Druck und 440 Upm optimaler Drehzahl als Ausgangspunkt der weiteren Auslegung zu verwenden. Diese Variante hat eine Durchmesserreduzierung der Verdränger und damit auch des Prozeßgehäuses um 28 % zur Folge.

Um eine bezüglich der Körperspannungsverteilung in dem drucktragenden Gehäuse günstige Verhältnisse zu schaffen, wurden wie in Abb. 11.1 zu erkennen ist, unnötige Durchmessersprünge und ungünstige Hebelwirkungen vermieden.

11.2. Erhitzerkopf

In Kapitel 6.5 wurden verschiedene Fertigungsvarianten für den Erhitzerkopf dargelegt. Das wesentliche Ergebnis war die Möglichkeit den Erhitzerkopf als einteiliges Gußstück herzustellen. Da die hohe Belastung des Bauteils, die sich aus Druck- und Temperaturbeaufschlagung ergeben, den Einsatz einer hochwarmfesten Stahllegierung erfordert, die ihre Festigkeit durch einen großen Anteil kostenintensiver Legierungselemente erreicht, besitzt die Masse des eingesetzten Materials einen signifikanten Einfluß auf die Herstellkosten. Wie in Abb. 11.1 zu erkennen ist, wurde der Druckbehälter oberhalb des heißen Regenerators im Vergleich zu Abb. 3.6 auf Seite 41 verkürzt. Der Vorteil dieser Lösung liegt in der nennenswerten Materialreduktion und dem Wegfall des Füllkörpers oberhalb des heißen Regenerators. Nachteilig ist die Tatsache, daß der heiße Arbeitsraum seitlich von dem heißen Regenerator begrenzt wird. Der lineare Temperaturabfall längs der Regeneratorwand verursacht somit Wärmeverlust aus dem heißen Arbeitsraum. Die dadurch verringerte Leistungszahl wird durch die reduzierten Materialkosten wirkungsvoll kompensiert.

Weiteres Potential für eine Kostensenkung des Erhitzerkopfes ergibt sich durch eine Änderung der Gußlegierung. Im ersten Ansatz wurde ein Material mit einem Kobaltanteil von ca. 20% gewählt. Dieses Legierungselement verleiht dem Werkstoff eine hervorragende Warmfestigkeit hat jedoch den Nachteil extremer Legierungszusatzkosten. Daher wurde nach einem Weg gesucht, durch Anpassung der Konstruktion die Grundlage für den Einsatz einer günstigeren Legierung zu schaffen. Die Zylinderwand im Bereich des heißen Regenerators ist maßgeblich für die Materialauswahl verantwortlich, da

wegen der extremen starken Änderung des Temperaturgradienten auf der Höhe der Regeneratoren die thermischen Dehnungen zu starken Spannungen führen, wie in /26/ detailliert erörtert. Durch Verlängerung des heißen Regenerators, die mit einer Abnahme des Temperaturgradienten verbunden ist, könnte dieser Bereich entschärft werden. Dann wäre es möglich einen Werkstoff einzusetzen dessen Kobaltanteil nur bei ca. 7 % liegt.

Die Verbindung zwischen Erhitzerkopf und Prozeßgehäuse wird durch eine Schweißung realisiert. Da das Prozeßgehäuse keiner thermischen Belastung ausgesetzt ist, kann für dieses Bauteil ein niedrig legierter und kostengünstiger Edelstahl eingesetzt werden. Die Fügeverbindung läßt sich durch verschiedene Schweißverfahren realisieren, wie die Versuche zeigen, die in Kapitel 6.5.2 beschrieben wurden.

11.3. Regeneratoren

Ein weiteres Potential zur Kostenreduktion stellen die Regeneratoren dar, deren Untersuchungsergebnisse in Kapitel 8 dargestellt sind. Während im Funktionsmuster und den Dauerläufern Regeneratormaterial aus gezogenen und verwirkten Drähten eingesetzt werden, deren Herstellung mit einem hohen Fertigungsaufwand verbunden ist, wurden in dem Konstruktionsentwurf Regeneratormaterial aus Fasern berücksichtigt, die als Schmelzextraktionsfasern oder Glasfasern deutlich kostengünstiger zu produzieren sind.

11.4. Getriebe

Zur Synchronisation der Verdrängerbewegung ist auch bei dieser Konstruktion ein Kreuzschubkurbelgetriebe vorgesehen, da diese eine geeignetes Dauerlaufverhalten gezeigt haben. Allerdings wurde auch diese Baugruppe unter Kostengesichtspunkten überarbeitet.

Durch den komplexen Aufbau des Getriebes der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpen mit einer hohen Anzahl von Bauteilen ergibt sich eine Toleranzkette, die nur dadurch zu beherrschen ist, daß einzelne Teile zu Unterbaugruppen gefügt und diese anschließend mit hoher Präzision wieder bearbeitet werden müssen. Weiterhin benötigt dieser Getriebeaufbau für die Lagerung der Kurbelwelle den Einsatz von Rillenkugellagern mit sehr großem Durchmesser, die nach Aussagen des Herstellers nur in einem verhältnismäßig weiten Toleranzfeld gefertigt werden können und aufgrund niedriger Stückzahlen unverhältnismäßig hohe Kosten verursachen.

Daher wurde das Getriebe mit dem Ziel überarbeitet, eine Lösung zu finden, die am bisherigen Bewegungskonzept festhält, aber die genannten Nachteile vermeidet. Die wesentlichen Unterschiede des neuen Entwurfs gegenüber der bisherigen Konstruktion bestehen in der Lagerung der Kurbelwelle, den Linearführungen der Kurbelschlaufen und den Schnittstellen zu den Verdrängern.

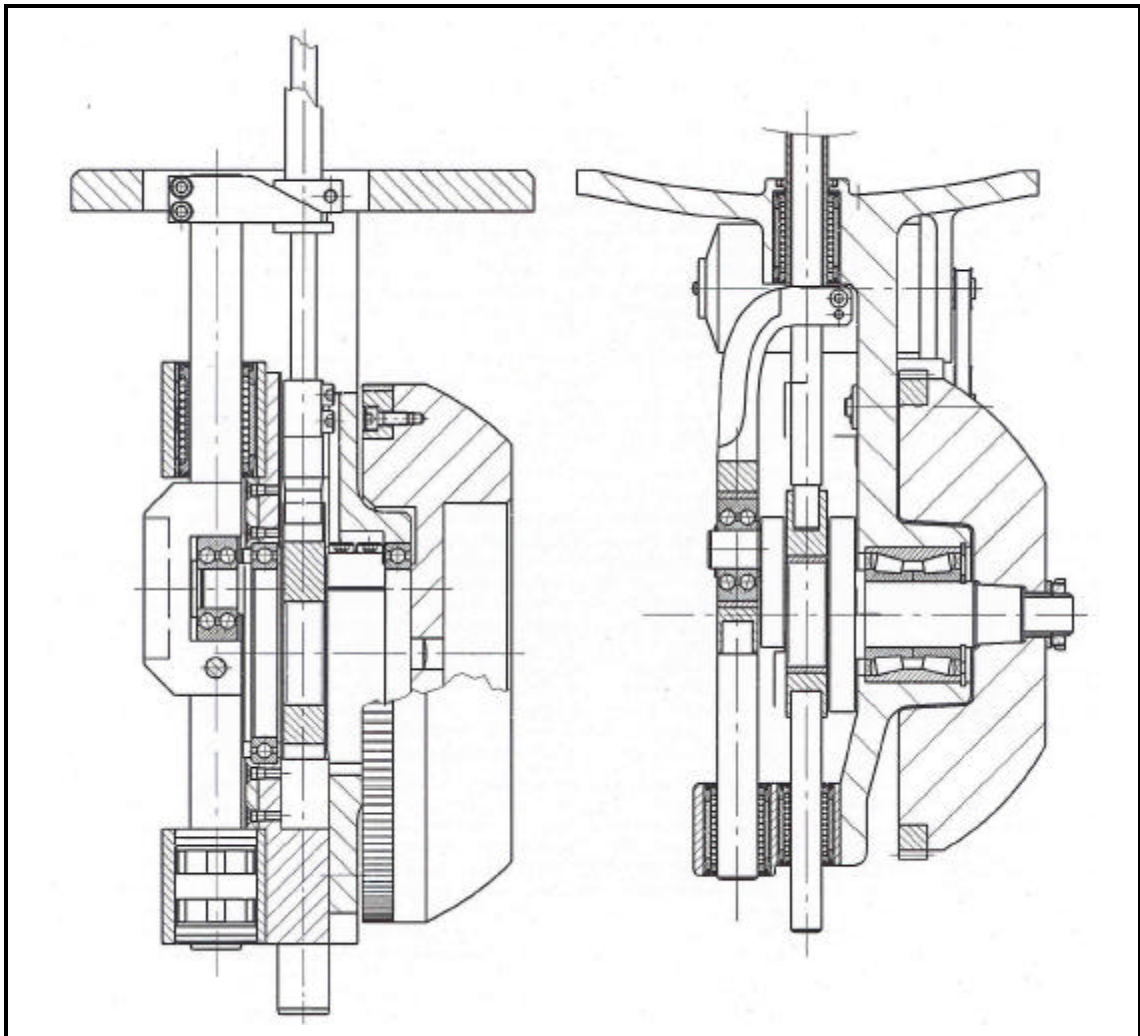


Abb. 11.3: Getriebevergleich

In Abb. 11.3 ist das Kreuzschubkurbelgetriebe der 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe dem Serienentwurf auf der rechten Seite gegenübergestellt. Die Kurbelwelle ist bei dem dargestellten Entwurf fliegend gelagert, wobei ein standardisierter Radlagersatz eingesetzt werden kann und somit eine technisch abgesicherte Lösung zur Verfügung steht, die im Automobilbereich in hohen Stückzahlen eingesetzt wird. Durch die einseitige Lagerung der Kurbelwelle kann diese so gestaltet werden, daß die Kurbelschlaufen erst nach Fertigstellung der Welle montiert werden müssen.

Da das Getriebe im Idealfall querkräftfrei arbeitet, sind in den bisher gebauten Maschinen zur Führung der Kurbelschlaufen Messingschienen am Getrieberahmen angebracht, die aufgrund ihrer geringen Belastung eigentlich nicht verschleißgefährdet sind. Die Ergebnisse der Dauerlaufuntersuchungen zeigten jedoch in einem Fall, daß es durch eine Ungenauigkeit bei der Maschinenmontage im anschließenden Betrieb zu Einleitung von Querkräften in das Getriebe kam, die einen starken Verschleiß einer Messingführung verursachten. Daher wurde der Getriebeentwurf so ausgelegt, daß keine zusätzlichen Führungen der Kurbelschlaufen mehr erforderlich sind. Erreicht wurde dies durch eine entsprechende Positionierung der Linearlager. In Abb. 11.4 sind die heißen Kurbelschlaufen beider Getriebe vergleichend nebeneinander gestellt. Während die

Linearlager bei der Laborausführung auf einer Längsachse liegen und als Verdreh-sicherung ein zusätzliches Führungselement benötigt wird, sind die Linearlager an der Kurbelschlaufe des Getriebeentwurfs gegeneinander versetzt, was die Verdrehung der Kurbelschlaufe nicht zuläßt.

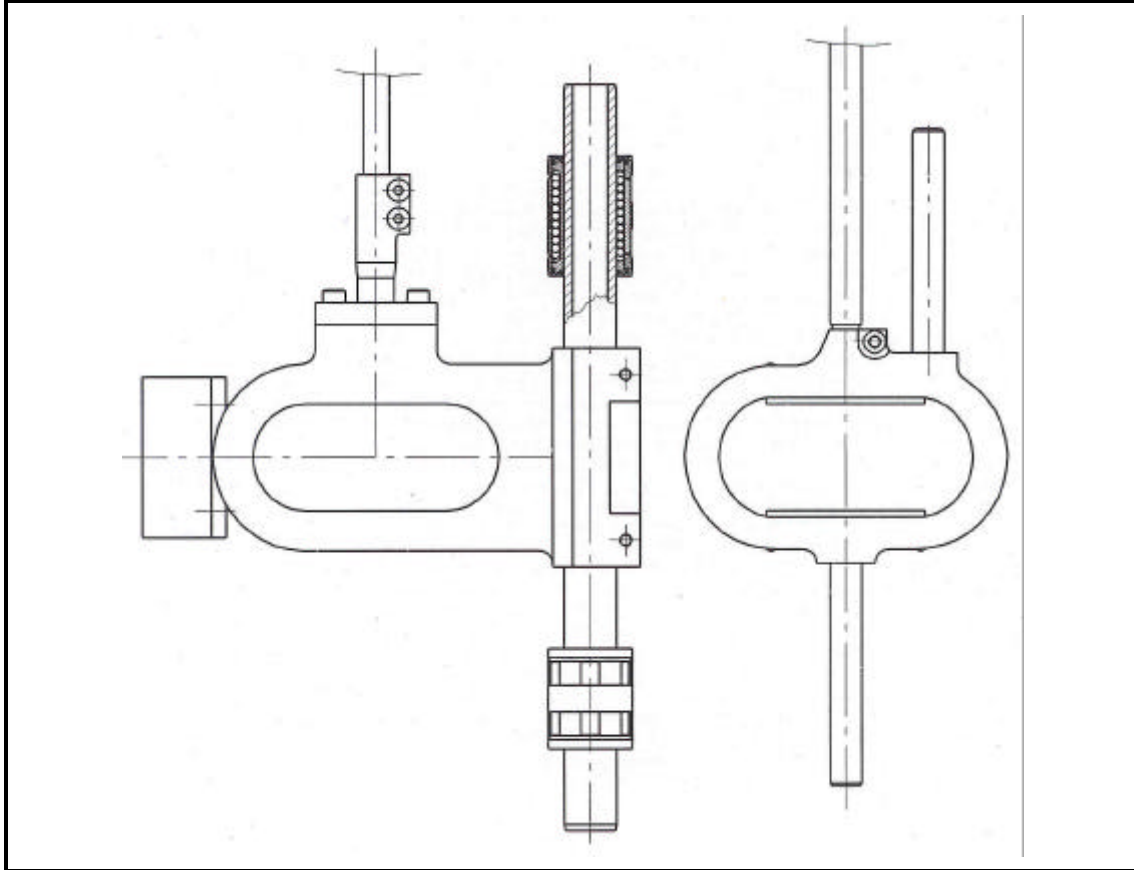


Abb. 11.4: Vergleich der heißen Kurbelschlaufen

Für die kalte Kurbelschlaufe wurde eine analoge Lösung gewählt, wobei sich das obere Linearlager für diese Schlaufe direkt in der Getriebegrundplatte befindet und somit eine zusätzliche Führung der Verdrängerstange an dieser Stelle überflüssig macht. Weiterhin wurde auch die Anbindung der Verdrängerstange in diesem Bereich deutlich vereinfacht.

Eine grundlegende Änderung der Konstruktion und der Fertigungsverfahren erfolgte auch für die Kurbelschlaufen. Die Laufbahnen der Laufrollen müssen neben einer gehärteten Oberfläche in einem engen Toleranzfeld gefertigt sein, damit im Betrieb der Anlagewechsel der Laufrollen kein Ausschlagen der Laufbahn verursachen kann. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, mußten die Kurbelschlaufen der Funktionsmuster nach der Fräsbearbeitung gehärtet und anschließend auf ihren Innenseiten geschliffen werden. Da diese Kontur für eine Standardmaschine nicht zugänglich ist, wurde auch an dieser Stelle das Konzept überarbeitet. Für den Serienentwurf bestehen die Kulissen aus Sinterteilen, die kostengünstig in der notwendigen Präzision herstellbar sind. Die Laufbahnen der Laufrollen bilden gehärtete Plättchen die auf einem Magnet-

tisch auf das erforderliche Maß geschliffen und anschließend in die Kurbelschlaufen eingesetzt werden können.

11.5. Verdränger

Nachdem der kalte Verdränger aus Edelstahl im Versuchsmuster durch eine Aluminiumkonstruktion ersetzt wurde und diese auch in den Dauerlaufuntersuchungen erfolgreich zum Einsatz kam, ist für den Serienentwurf eine Konstruktion aus zwei miteinander verlöteten Aluminiumdruckgußteilen vorgesehen. Dieses Gußverfahren kann auch für den Boden des heißen Verdrängers eingesetzt werden, wobei hier die Möglichkeit besteht die Verdrängerstange direkt mit einzugießen. Wegen der Temperaturen im heißen Arbeitsraum kann das Oberteil des heißen Verdrängers nur aus Edelstahl gefertigt werden, wobei sich für diese Geometrie Tiefzieh- oder Drückverfahren eignen. Die anschließende notwendige Verbindung zwischen Edelstahl-oberteil und Aluminiumunterteil läßt sich durch Verpressen erstellen.

11.6. Dynamische Dichtungen

In Kapitel 10 wurde dargestellt, daß über die Einstellung eines genügend kleinen Spaltes eine ausreichende Dichtwirkung der dynamischen Dichtungen erreicht werden kann und somit nicht die Notwendigkeit besteht eine so aufwendige Konstruktion wie die untersuchten Twinringe einzusetzen. Daher sind in dem Serienentwurf einfache Dichtungen vorgesehen, die nach einer kurzen Einlaufphase nicht weiter verschleißeln, aber dafür sorgen, daß die Spaltgeometrie sich entsprechend einstellt.

11.7. Gesamtanlage

Der vorgestellte Konstruktionsentwurf dokumentiert einen Weg, eine Vuilleumier-Wärmepumpe mit einer Nennleistung von 20 kW unter technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten zu realisieren. Abb. 11.5 zeigt einen Entwurf für die Gesamtkonstruktion, wie er sich als Serienprodukt darstellen könnte. Ein Vergleich der Abmessungen mit konventionellen Heizkesseln dieser Leistungsklasse zeigt, daß die notwendige Aufstellfläche für eine derartige Anlage eher geringer ausfällt.

Abschließend kann festgehalten werden, daß die Vuilleumier-Wärmepumpe zur Wohnraumbeheizung nicht nur bezüglich der Energieeffizienz bestechend ist, sondern auch die Herstellkosten dieser Anlage durch den konsequenten Einsatz innovativer Fertigungsverfahren und der systematischen Optimierung hinsichtlich der Kostenentwicklung und der Energieeffizienz mit bestehenden bodenstehenden Heizungsanlagen bezüglich der Herstellkosten konkurrieren kann.

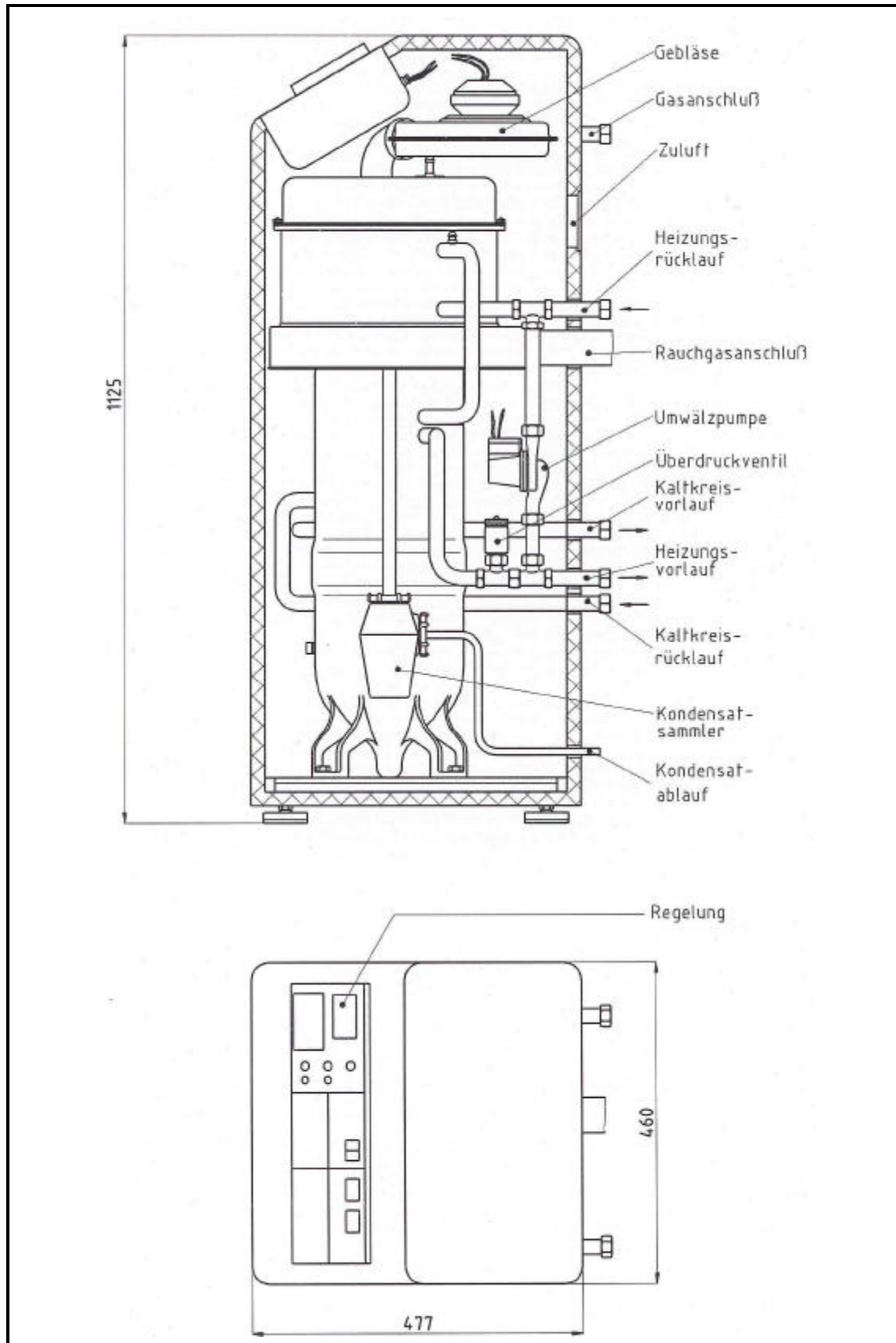


Abb. 11.5: Studie eines 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpe zum Ersatz der herkömmlichen Heizungstechnik in bundesdeutschen Kellern

12. Zusammenfassung

Ein nachhaltiger Weg, Energie einzusparen und damit das Ziel zu erreichen, die anthropogenen CO₂-Emissionen bis zum Jahr 2005 um 25% gegenüber dem Stand von 1990 zu mindern, ist der Einsatz von thermisch getriebenen Wärmepumpen zur monovalenten Raumbeheizung und Trinkwassererwärmung im Wohnungsbestand und Neubauten.

In den Forschungsvorhaben „Regeneratives Heizen und Kühlen“ Teil I und Teil II konnte deutlich gezeigt werden, daß die entwickelte thermisch getriebene Vuilleumier-Wärmepumpe mit Helium als Prozeßgas allen Anforderungen an ein Aggregat zur monovalenten Raumbeheizung und Trinkwassererwärmung genügt.

In Verbindung mit heutigen Pumpenwarmwasserheizungen und Außenluft als Sekundärwärmequelle ergibt sich für die Vuilleumier-Wärmepumpe ein Arbeitsbereich zwischen -15 °C und 15 °C am Außenluft-Wärmeübertrager und Heizungsvorlauf-temperaturen zwischen 20 °C und 75 °C. Die experimentellen Ergebnisse zeigen, daß die Heizleistung der Vuilleumier-Wärmepumpe über diesen Arbeitsbereich nahezu konstant bleibt und somit auch die Trinkwassererwärmung monovalent möglich ist. Die für den Wohnungsbestand in der Bundesrepublik Deutschland notwendige Heizleistung zwischen 15 kW und 35 kW ist mit einer Vuilleumier-Wärmepumpe problemlos bereitzustellen. Alternative Sekundärwärmequellen zur Außenluft sind in Verbindung mit einer Vuilleumier-Wärmepumpe der Erdboden oder das Grundwasser. Die Energieeffizienz kann durch das höhere Temperaturniveau dieser Sekundärwärmequellen im Vergleich zur Außenluft noch gesteigert werden. Die Sekundärwärmequelle Außenluft stellt somit die universell nutzbare aber bezüglich der Energieeffizienz ungünstige Alternative dar.

Der Vergleich der Energieeffizienz der bestehenden Heizungstechnik mit der Vuilleumier-Wärmepumpe wurde in Anlehnung an die DIN 4702 Teil 8 durchgeführt. Im Gegensatz zu einem konventionellen Gas- oder Ölkessel mit einem Norm-Nutzungsgrad von 94 % und einem guten Gas-Brennwertkessel mit Norm-Nutzungsgraden zwischen 105 % und 108 % konnte für die Vuilleumier-Wärmepumpe mit Außenluft als Sekundärwärmequelle in Verbindung mit einer Radiatorheizung (75°C/60°C) eine Norm-Leistungszahl von 152 %, in Verbindung mit einer Niedertemperaturheizung (55°C/45°C) 162 % und in Verbindung mit einer Fußbodenheizung (40°C/30°C) gar 168 % nachgewiesen werden. Demzufolge ist bei der Nutzung der Vuilleumier-Wärmepumpe zur Raumbeheizung und Trinkwassererwärmung eine Primärenergieeinsparung von bis zu 44 % realisierbar.

Die experimentelle Untersuchung des Dauerlaufverhaltens der Vuilleumier-Wärmepumpe im Rahmen dieses Forschungsvorhabens hat zu keinem Ausfall der lebensdauerkritischen Bauteilen geführt. Die beiden 20 kW Vuilleumier-Wärmepumpen-Dauerläufer haben während des Vorhabens 6.622 h bzw. 6.379 h Betriebszeit erreicht. Diese Zeiten entsprechen einer zeitlichen Auslastung von 83 % bzw. 87 %. Das 4 kW Muster erreichte mit Sonderversuchen in Summe 6.592 h. Insgesamt wurden unter Einbeziehung der Funktionsuntersuchungen über 22.000 h Betriebserfahrung mit Vuilleumier-Wärmepumpen gesammelt. Aus diesen fundierten Ergebnissen und mit Hilfe der zusätzlichen Untersuchungen der lebensdauerkritischen Komponenten, ist klar erkennbar, daß die Wärmepumpenanlage die geforderten 20.000 Betriebsstunden wartungsarm und der Nukleus der Wärmepumpe sogar wartungsfrei erreichen wird.

Neben Funktion, sicherer Betriebsweise und Lebensdauer spielen die Herstellkosten eine wesentliche Rolle für den Erfolg einer Wärmepumpe im Markt. Aus der systematischen Ermittlung der Anforderungen an die einzelnen, kostenintensiven Baugruppen wurde durch die Ausnutzung neuartiger Fertigungsverfahren von den Versuchsmustern konstruktive Entwürfe für ein Seriengerät abgeleitet. Eine übersichtliche Bestimmung der Herstellkosten zeigt, daß die geringen Mehrkosten einer Vuilleumier-Wärmepumpe gegenüber eines Brennwertkessels bei vergleichbaren Stückzahlen sogar unter bei heutigen Energiepreisen, durch die Betriebskosteneinsparung kompensiert werden.

Abschließend bleibt somit festzuhalten, daß die Ergebnisse der durchgeführten Forschungsvorhaben „Regeneratives Heizen und Kühlen“ Teil I und Teil II weder auf der technischen Seite noch bezüglich der Herstellkosten oder der Betriebssicherheit einer anschließenden Produktentwicklung und einer baldigen Markteinführung entgegenstehen.

Die Realisierung des Ziels der Bundesregierung, die anthropogenen CO₂-Emissionen nennenswert zu reduzieren, ist somit in greifbare Nähe gerückt.

13. Literatur

- /1/ Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie:
Energie Daten 1999 (1999).
- /2/ Geiger, B., Heß, H.:
Energiewirtschaftliche Daten, VDI GET Jahrbuch 98, VDI Gesellschaft
Energietechnik, VDI Verlag, (1998).
- /3/ Geiger, B., Heß, H.:
Energiewirtschaftliche Daten, VDI GET Jahrbuch 99, VDI Gesellschaft
Energietechnik, VDI Verlag, (1999).
- /4/ Heikrodt, K., Heckt, R., Koch, Th., Kühl, H.-D., Schlüter, W., Thomas, B.:
Regeneratives Heizen und Kühlen, BVE Thermolift GbR, Abschlußbericht des
BMBF-Forschungsvorhabens mit dem Förderkennzeichen 0326947A, Aachen
(1997)
- /5/ Richter, W., Bach, H.:
Vom Wärmeschutz zur Energieeinsparung - Grundsatzuntersuchung NOWA zur
ESV 2000, VdZ, (Juni 1997).
- /6/ Benson, G.M.:
Thermal Oscillators, Proc. 8th IECEC, pp. 182-189, Philadelphia (1973)
- /7/ Rifkin, W., Vincent, R., Benson, G.M.:
Applications of Free-Piston Stirling Engines, Proc. 15th IECEC, pp. 1982-1986,
Seattle (1980)
- /8/ Cooke-Yarborough, E.H.:
An integrated Stirling engine heat pump with only two moving assemblies,
Electronics and Applied Physics Division, AERE Harwell, R 8468 (1976)
- /9/ Thomas, B., Kühl, H.-D., Schulz, S.:
A Short - Cut Optimization of the Swept Volume Ratio for Regenerative Cycles,
Proc. 24th IECEC, pp. 2193-2198, Washington D.C. (1989)
- /10/ Berchowitz, D.M.:
The Design, Development and Performance of a Duplex Stirling Natural Gas
Liquifier, Proc. 17th IECEC, pp. 1784-1789, Los Angeles (1982)
- /11/ Penswick, B., Urieli, I.:
Duplex Stirling Machines, Proc. 19th IECEC, pp. 1823-1828, San Francisco
(1984)
- /12/ Vuilleumier, R.:
Method and apparatus for inducing heat change, US-Patent 1275507 (1918)

- /13/ Koch, T.:
Experimentelle und theoretische Untersuchung der Verlustmechanismen einer thermisch getriebenen Wärmepumpe, Diplomarbeit, RWTH Aachen, Institut für Technische Thermodynamik, durchgeführt bei BVE Thermolift GbR (1994)
- /14/ Kühl, H.-D., Richter, N., Schulz, S.:
Der Vuilleumier-Prozeß als Wärmepumpe, *gwf-gas/erdgas*, Nr. 127, Heft 5, S. 205/210 (1986)
- /15/ Hargreaves, C.M.:
The Philips Stirling Engine, Elsevier Science Publisher, Amsterdam (1991)
- /16/ Eder, F.X., Blumenberg, J., Becker, W., Neubronner, M., Stübner, A., Messerschmid, W., Müller, A.:
Der Vuilleumier-Prozeß als Wärmepumpe und Kältemaschine; analytische Behandlung und Meßergebnisse, DKV Jahrestagung, Hannover (1989)
- /17/ Wurm, J., Kinast, J.A., Roose, T.R., Staats, W.R.:
Stirling and Vuilleumier Heat Pumps, Mc Graw-Hill Inc., New York (1990)
- /18/ Carlsen, H.:
Development of a Gas Fired Vuilleumier Heat Pump for Residential Heating, Proc. 24th IECEC, pp. 2257-2263, Washington D.C. (1989)
- /19/ Terada, F., Nakazato, T., Katohno, R., Abe, K., Kawamoto, H., Ogawa, M.:
New Concept of Air Conditioner by Vuilleumier Cycle, Proc. 5th ISEC, pp. 29-34, Dubrovnik (1991)
- /20/ Ishihara, T., Okamoto, I., Matsue, J., Fujimaki, S., Fujino, T., Hoshida, T.:
Nin CFCs Heat Pump by the Vuilleumier Cycle, 18th Int. Congress of Refrigeration, Paper No. 482, Montreal (1991)
- /21/ Richter, N.:
Theoretische Untersuchungen und konstruktive Vorschläge zur Realisierung einer Vuilleumier-Wärmepumpe, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 19, Nr. 29, VDI-Verlag, Düsseldorf (1988)
- /22/ Kühl, H.-D., Schulz, S.:
Measured Performance of an Experimental Vuilleumier Heat Pump in Comparison to 3rd Order Theory, Proc. 25th IECEC, Vol. 5, pp. 436-441, Reno (1990)
- /23/ Kühl, H.-D.:
Verallgemeinerte thermodynamische Beschreibung regenerativer Gaskreisprozesse, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 19, Nr. 42, VDI-Verlag, Düsseldorf (1990)
- /24/ Deutsches Institut für Normung:
DIN 4701, Regeln für die Berechnung des Wärmebedarfs von Gebäuden, Beuth Verlag Berlin (1983)
- /25/ Verein Deutscher Ingenieure:
VDI-Richtlinie 2067 Blatt 4, Berechnung der Kosten von Wärmeversorgungsanlagen, Warmwasserversorgung, VDI-Verlag (1982)

-
- /26/ Heckt, R.:
Entwicklung und experimentelle Untersuchung eines neuartigen Erhitzerkopfes für eine Vuilleumier-Wärmepumpe, Dissertation, Universität Dortmund, Shaker-Verlag, Aachen (1999)
- /27/ Flamme, M., Kremer, H., Beckervordersandforth, C. P.:
NO_x-Emission und - Minderungspotential von Industriegasbrennern mit Verbrennungslufttemperaturen bis zu 1000 °C, VDI Berichte, Nr. 765, pp. 311-323 (1989)
- /28/ Flamme, M., Wüning, J.:
Stand der NO_x-Minderungstechnik bei der Prozeßwärmeerzeugung mit Erdgas und hochvorgewärmter Luft, VDI Berichte, Nr. 922, pp 305-314 (1991)
- /29/ Hofbauer, P., Bornscheuer, W.:
Schadgasfrei - Utopie oder erreichbares Ziel? Gas-Strahlungsbrenner kleiner Leistung, VDI Berichte, Nr. 1029, pp. 503-519, (1993)
- /30/ Verein Deutscher Ingenieure:
VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 6. Erw. Auflage, VDI Verlag, Düsseldorf (1991)
- /31/ Haas, T.:
Erstellung eines Simulationsmodelle zur thermodynamischen Beschreibung von Regeneratoren, Diplomarbeit, RWTH Aachen, Institut für Technische Thermodynamik, durchgeführt bei BVE Thermolift GbR (1994)
- /32/ Graaf, M.:
Auslegung und wärmetechnische Berechnung von gas/flüssig-Wärmeübertragern zum Einsatz in thermisch getriebenen Wärmepumpen, Studienarbeit, RWTH Aachen, Institut für Technische Thermodynamik, durchgeführt bei BVE Thermolift GbR (1995)
- /33/ Hölscher, A.:
Experimentelle und theoretische der Verlustmechanismen einer thermisch getriebenen Wärmepumpe, Diplomarbeit, RWTH Aachen, Institut für Technische Thermodynamik, durchgeführt bei BVE Thermolift GbR (1998)
- /34/ Deutsches Institut für Normung:
DIN 4702, Teil 8, Heizkessel, Ermittlung des Norm-Nutzungsgrades und des Norm-Emissionsfaktors, Beuth Verlag Berlin (1990)
- /35/ Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit:
Umweltschutz in Deutschland, Nationalbericht der Bundesrepublik Deutschland für die Konferenz der Vereinten Nationen über Umwelt und Entwicklung in Brasilien/Rio im Juni 1992, Economica Verlag, Bonn (1992)
- /36/ Fichtner Development Engineering, Forschungsstelle für Energiewirtschaft:
Heizungssysteme im Vergleich. Praxisbezogene Untersuchung zu Energiebedarf und Emissionen verschiedener Heizungssysteme im Wohnungsbau, Verlags- und Wirtschaftsgesellschaft der Elektrizitätswerke (1993)

- /37/ Daun, M.:
Bewertung von Technologien zur Verringerung der Emission und zur Entsorgung von Kohlendioxid, Reihe Energietechnik, Verlag Shaker, Aachen (1993)
- /38/ Faninger, G.:
Die Wärmepumpentechnik in Österreich. Marktsituation, Betriebserfahrungen und Zukunftsperspektiven. Strompraxis Spezial, Hauptberatungsstelle der Elektrizitätswirtschaft e. V., Frankfurt, 3 (1997)
- /39/ Werdich, M.:
Stirling-Maschinen, Grundlagen - Technik - Anwendung, 3. Aufl., ökobuch-Verlag (1994)
- /40/ Wemhöner, C.:
Theoretische Untersuchung von Erhitzerköpfen regenerativer Gaskreisprozesse im Hinblick auf deren Wärmeübertragungsverhalten und Scale-Effekte, Diplomarbeit, RWTH Aachen, Institut für Technische Thermodynamik, durchgeführt bei BVE Thermolift GbR (1998)
- /41/ Steimle, F.(Hrsg.):
Stirling - Maschinen - Technik, Grundlagen, Konzepte, Chancen, C.F.Müller-Verlag, Heidelberg (1996)
- /42/ Verband der Technischen Überwachungs-Vereine e.V.:
AD-Merkblätter mit TRB der Reihe 500, C. Heymanns Verlag Berlin, Beuth Verlag Berlin (1995)
- /43/ Beitz, W., Küttner, K.-H.:
Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 17. Neub. Auflage, Springer-Verlag, Berlin (1990)
- /44/ Heckt, R.:
Untersuchung des Wärmeübertragungs-Verhaltens am Erhitzerkopf einer thermisch getriebenen Wärmepumpe, Diplomarbeit, RWTH Aachen, Institut für Technische Thermodynamik, durchgeführt bei BVE Thermolift GbR (1993)
- /45/ Deutsches Institut für Normung:
Werkstoff-Leistungsblatt 1.4957, Aushärtbarer hochwarmfester Chrom-Nickel-Kobalt-Stahlguß, Beuth Verlag Köln (1982)
- /46/ Deutsches Institut für Normung:
Werkstoff-Leistungsblatt 2.4631, Hochwarmfeste Nickellegierung, Beuth Verlag Berlin (1993)
- /47/ Wegst, C. H.:
Stahlschlüssel 1998, Verlag Stahlschlüssel Wegst GmbH (1998)
- /48/ Krupp VDM:
Werkstoffdaten, Hochleistungswerkstoffe, Firmenbroschüre der Krupp VDM GmbH in Werdohl, Druckschrift N 530 93-08 (1993)
- /49/ Deutsches Kupfer-Institut:
Kupfer-Aluminium Legierungen, Eigenschaften, Herstellung, Verarbeitung, Verwendung, DKI-Informationsdruck 006, Düsseldorf (1996)

- /50/ Drefahl, K., Kleinau, M., Steinkamp, W.:
Zeitstandeigenschaften und Bemessungskennwerte von Kupfer und Kupferlegierungen für den Apparatebau, METALL, 36. Jahrgang, Heft 5 (1982)
- /51/ Schatt, W.:
Werkstoffe des Maschinen-, Anlagen- und Apparatebaues, 4. Aufl., Deutscher Verlag der Grundstoffindustrie (1991)
- /52/ Hausen, H.:
Neue Gleichungen für die Wärmeübertragung bei freier oder erzwungener Strömung, Allgemeine Wärmetechnik, Zeitschrift für Wärme-, Kälte- und Verfahrenstechnik, Bd. 9, Nr. 4/5, S. 75-79 (1959)
- /53/ Weber, D., Nau, M.:
Elektrische Temperaturmessung, Mit Thermoelementen und Widerstandsthermometern, Veröffentlichung der Firma M. K. Juchheim, Fulda (1991)
- /54/ Kühl, H.-D., Schulz, S., Thomas, B., Carlsen, H.:
Effects of an improved hot Regenerator on the Performance of a Vuilleumier Heat Pump, 6th ISEC, Eindhoven, S. 233-238 (1993)
- /55/ N.N.
Leicht, beständig und recyclebar, konstruktion + engineering, S. 96 - 97, 11 (1998)
- /56/ Pfeffer, Th.:
Entwicklung und experimentelle Untersuchung neuer Regeneratorkonzepte für regenerative Gaskreisprozesse am Beispiel einer Vuilleumier-Wärmepumpe, Dissertation, Universität Dortmund, Shaker-Verlag, Aachen (1998)
- /57/ Stephani, G., Heider, J., Kostmann, C.:
Metallische Hochtemperaturfasern durch Schmelzextraktion - Herstellung, Eigenschaften und Anwendungen, VDI-Berichte Nr. 1151, S. 175-183 (1995)
- /58/ Adler, J., Stangke G., Stöver, H.:
Schaumkeramik - ein alter neuer Werkstoff, Vortrag zur Werkstoffwoche in Stuttgart (1996)
- /59/ Kühl, H.-D.:
Verallgemeinerte thermodynamische Beschreibung regenerativer Gaskreisprozesse, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 19, Nr. 42 (1990)
- /60/ Hempel, O., Böhm, M.:
Experimentelle Untersuchung des Druckverlustes und Wärmeübergangs an Regeneratormaterialien für Gaskältemaschinen, Deutsche Kälte-Klima-Tagung, Hamburg, Nov. 19-21 (1997)
- /61/ Kühl, H.-D., Schulz, S., Walther, Ch.:
Theoretical models and correlations for the flow friction and heat transfer characteristics of random wire regenerator materials, Proc. 33th IECEC, Colorado Springs, ISBN 0-89448-639-X (1998)

-
- /62/ Tong, L.S., London, A.L.:
Heat-transfer and flow-friction characteristics of woven-screen and crossed-rod matrixes, Trans. of the ASME JSME Fall Annual Meeting, Hiroshima, Vol. D, S. 385-387 (1957)
- /63/ Nelder, J.A., Mead, R.:
A simplex method for function minimization, The Computer Journal, Vol. 7, S. 308-313 (1965)
- /64/ Kühl, H.-D., Schulz, S.:
Modeling of thermal regenerator losses due to axial flow dispersion, Proc. 7th ICSC, Tokyo, S. 315-320 (1995)
- /65/ Kühl, H.-D., Pfeffer, Th., Schulz, S., Walther, Ch.:
High speed gas temperature measurements in a Vuilleumier heat pump and their reproduction by differential computer simulation, Proc. 8th ISEC, Ancona, S. 257-266 (1997)
- /66/ Martini, W.R.:
Stirling engine design manual, DOE/NASA/3152-78/1 NASA CR 135382, NTIS Report No. 78 N 23999 (1978)
- /67/ Dreisig, H., Naake, S., Rockhausen, L.:
Vollständiger und harmonischer Ausgleich ebener Mechanismen, VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 18, Nr. 155, VDI-Verlag (1994)

14. Anhang

Nachfolgend sind die experimentellen Ergebnisse der Meßreihen zur Bestimmung der Norm-Leistungszahlen in Anlehnung an DIN 4702 Teil 8 für die drei Heizungssysteme Fußbodenheizung, Niedertemperaturheizung und Radiatorheizung aufgelistet. Zusätzlich sind die Resultate der numerischen Simulation der Maschinenzustände angegeben.

Im unteren Drittel der folgenden Tabellen sind die zu den Versuchsreihen gehörenden Temperaturverteilungen am Erhitzerkopf angegeben. Sie bilden die Grundlage für die in Kapitel 6 durchgeführten Analysen.

Heizsystem 40°C/30°C

Auslastung	%	75	63	48	39	30	20
Meßgrößen							
Druck	bar	99,87	99,20	97,59	96,58	95,86	94,33
Druckamplitude	bar	10,536	9,619	8,080	7,105	6,225	4,669
Drehzahl	l/min	462,8	431,7	378,2	342,2	308,6	248,4
mittl. Temperatur des kalten Kreislauf	°C	-11,35	-6,95	-1,94	1,41	4,72	7,97
mittl. Temperatur des warmen Kreislauf	°C	32,94	30,81	28,13	26,21	24,75	23,23
Erhitzerkopftemperatur gemittelt vom Messprog.	°C	580,44	514,28	412,08	353,34	303,8	224,87
warme Leistung	kW	20,33	17,33	12,86	10,34	8,24	5,12
Heizleistung	kW	24,61	20,53	15,03	11,91	9,40	5,76
Kälteleistung	kW	7,4	6,69	5,16	4,27	3,45	2,02
Brennerleistung	kW	17,30	13,70	9,54	7,05	5,60	3,46
Luftvorwärmtemperatur	°C	229	237	197	185	176	158
Luftzahl ⁹		2,53	2,21	2,80	2,88	2,96	2,92
numerische Simulationsergebnisse /26/							
Erhitzerkopftemperatur	°C	569,70	505,21	401,32	341,93	292,13	210,21
Bremsmoment	Nm	7,758	7,389	6,854	6,528	6,185	5,435
kalter Regeneratorspalt	µm	83,51	85,23	90,05	93,55	97,98	103,48
heißer Regeneratorspalt	µm	91,13	84,99	88,96	90,39	93,21	103,02
Meßkanäle Erhitzerkopf							
TR01	°C	599,83	531,11	425,56	364,27	312,79	227,83
TR02	°C	622,96	558,35	447,35	385,21	333,20	246,67
TR05	°C	632,86	569,43	457,24	395,31	343,20	256,35
TR07	°C	582,14	515,95	413,09	354,22	304,80	226,26
TR08	°C	580,70	514,28	411,82	352,96	303,43	224,51
TR09	°C	578,55	512,63	411,34	352,84	303,17	223,86
TR10	°C	547,20	484,34	385,56	330,52	282,31	207,03
TR11	°C	564,18	507,69	407,81	350,80	301,33	223,77
TR12	°C	582,98	516,62	414,34	355,58	306,27	225,40
TR14	°C	549,47	485,81	390,18	335,16	287,31	211,35
TR15	°C	619,04	552,56	444,29	384,04	332,27	249,98

⁹ Der hohe Wert für die Luftzahl am Kamineintritt ist bedingt durch die Leckagen am Luftvorwärmer.

Heizsystem 55°C/45°C

Auslastung	%	75	63	48	39	30	20
Meßgrößen							
Druck	bar	85,74	84,83	83,68	83,27	82,14	81,19
Druckamplitude	bar	8,868	8,053	6,915	6,076	5,191	4,246
Drehzahl	l/min	441,51	410,66	362,05	325,10	287,17	245,79
mittl. Temperatur des kalten Kreislauf	°C	-11,23	-6,98	-1,84	1,42	4,58	8,19
mittl. Temperatur des warmen Kreislauf	°C	43,51	39,52	34,76	31,95	29,41	26,35
Erhitzerkopftemperatur gemittelt vom Messprog.	°C	556,35	494,53	411,75	351,17	295,26	238,96
warme Leistung	kW	16,36	13,88	10,62	8,46	6,45	4,65
Heizleistung	kW	19,23	16,07	12,15	9,56	7,27	5,17
Kälteleistung	kW	5,54	5,01	4,05	3,25	2,52	1,80
Brennerleistung	kW	15,32	11,23	7,89	6,02	4,41	3,09
Luftvorwärmtemperatur	°C	255	241	-	198	177	1,72
Luftzahl ¹⁰		2,00	2,16	-	2,36	2,90	2,28
numerische Simulationsergebnisse /26/							
Erhitzerkopftemperatur	°C	542,01	483,12	399,66	338,15	281,63	225,60
Bremsmoment	Nm	6,795	6,552	6,486	6,294	5,869	5,284
kalter Regeneratorspalt	µm	82,19	85,89	91,40	95,93	99,53	104,94
heißer Regeneratorspalt	µm	87,35	82,42	89,94	99,42	98,91	110,75
Meßkanäle Erhitzerkopf							
TR01	°C	572,29	506,15	417,08	352,44	298,19	238,80
TR02	°C	606,56	540,57	451,40	385,40	320,43	262,55
TR05	°C	618,56	553,00	463,80	397,26	331,11	271,81
TR07	°C	559,39	497,57	414,06	353,19	296,98	241,15
TR08	°C	556,43	494,69	411,78	350,81	294,70	238,37
TR09	°C	553,01	492,52	409,40	349,51	294,10	237,36
TR10	°C	518,53	460,20	380,08	325,25	272,61	219,39
TR11	°C	550,32	487,91	440,82	346,57	291,91	238,03
TR12	°C	560,83	496,79	410,05	350,21	294,56	238,73
TR14	°C	526,55	465,87	384,78	326,73	274,31	224,55
TR15	°C	598,67	536,02	448,96	384,3	321,83	263,92

¹⁰ Der hohe Wert für die Luftzahl am Kamineintritt ist bedingt durch die Leckagen am Luftvorwärmer.

Heizsystem 75°C/60°C

Auslastung	%	75	63	48	39	30	20
Meßgrößen							
Druck	bar	100,47	99,35	96,84	95,42	94,22	92,35
Druckamplitude	bar	10,374	9,544	7,87	6,978	6,036	4,581
Drehzahl	1/min	452,11	426,55	371,15	338,6	301,84	246,34
mittl. Temperatur des kalten Kreislauf	°C	-11,25	-7,39	-1,86	1,20	4,67	7,97
mittl. Temperatur des warmen Kreislauf	°C	56,22	51,09	43,34	38,98	34,29	29,73
Erhitzerkopftemperatur gemittelt vom Messprog.	°C	565,09	513,57	410,72	358,41	305,07	228,90
warme Leistung	kW	19,05	16,72	11,97	9,78	7,64	4,84
Heizleistung		21,67	18,76	13,37	10,96	8,53	5,40
Kälteleistung	kW	5,37	5,12	3,99	3,42	2,79	1,70
Brennerleistung	kW	19,27	14,66	9,43	7,45	5,53	3,50
Luftvorwärmtemperatur	°C	241	237	222	201	188	159
Luftzahl ¹¹		2,12	1,76	-	2,5	2,59	2,84
numerische Simulationsergebnisse /26/							
Erhitzerkopftemperatur	°C	524,32	481,41	385,53	337,11	287,01	211,07
Bremsmoment	Nm	7,903	7,734	6,980	6,739	6,495	5,536
kalter Regeneratorspalt	µm	76,10	79,27	86,09	89,70	95,60	100,10
heißer Regeneratorspalt	µm	89,44	89,21	63,29	65,65	78,59	93,97
Meßkanäle Erhitzerkopf							
TR01	°C	585,30	530,10	418,68	365,50	310,74	231,07
TR02	°C	616,09	561,81	452,63	393,80	336,24	250,46
TR05	°C	627,54	574,09	465,80	405,41	347,62	260,34
TR07	°C	567,08	515,65	412,82	360,00	306,59	230,52
TR08	°C	565,65	513,94	410,93	358,35	304,81	228,47
TR09	°C	562,55	511,10	408,41	356,87	303,79	227,72
TR10	°C	531,55	483,64	383,73	333,91	283,70	211,11
TR11	°C	560,12	508,53	403,84	354,07	302,40	227,45
TR12	°C	569,79	516,99	409,37	357,70	305,15	228,58
TR14	°C	536,33	486,17	385,62	337,43	287,50	214,18
TR15	°C	605,13	553,75	448,28	390,90	335,37	252,99

¹¹ Der hohe Wert für die Luftzahl am Kamineintritt ist bedingt durch die Leckagen am Luftvorwärmer.