

**Entwicklung einer Zweiphasen-/Zweikomponenten -
Strahlpumpenkälteanlage zur Nutzung solarer
Niedertemperaturwärme**

- Abschlußbericht -

Förderkennzeichen: 0329151L

Laufzeit: 01.03.98 – 30.04.01

Projekträger: Ptj, Forschungszentrum Jülich

Prof. Dr.-Ing. Ch. Mostofizadeh

Dipl.-Ing. D. Bohne

August 2001

Inhaltsverzeichnis

1	NOMENKLATUR	3
1	EINLEITUNG UND AUFGABENSTELLUNG.....	4
2	STAND DER TECHNIK UND LITERATURAUSWERTUNG.....	5
2.1	ALLGEMEINE LITERATURÜBERSICHT	5
2.1.1	<i>Kältemittel in Strahlpumpenkälteanlagen.....</i>	8
2.1.2	<i>Das Stoffpaar Ammoniak/Wasser.....</i>	9
2.1.3	<i>Wirkungsgrad und Massenstromverhältnis der Strahlpumpenkälteanlage.....</i>	10
2.2	EINFLUSS VERSCHIEDENER GEOMETRISCHER PARAMETER.....	12
2.2.1	<i>Düsenform.....</i>	12
2.2.2	<i>Abstand Treibdüse zum Mischraum L_X.....</i>	13
2.2.3	<i>Flächenverhältnis $\phi = (d_M/d_i)^2$.....</i>	13
2.2.4	<i>Mischraum</i>	14
2.2.5	<i>Diffusor</i>	16
3	WISSENSCHAFTLICH-TECHNISCHE ERGEBNISSE.....	17
3.1	BESCHREIBUNG DER STRAHPUMPENKÄLTEANLAGE	17
3.2	STRÖMUNGSVORGÄNGE IN DER STRAHPUMPE.....	17
3.3	ERGEBNISSE AUS DEN THERMODYNAMISCHEN BERECHNUNGEN MIT EINEM VEREINFACHTEN MODELL.....	21
4	WISSENSCHAFTLICH - TECHNISCHE ERGEBNISSE	26
4.1	ALLGEMEINES	26
4.2	AUSLEGUNG DER STRAHPUMPE.....	27
4.2.2	<i>Saugdüsenberechnung.....</i>	30
4.2.3	<i>Treibdüse.....</i>	31
4.2.4	<i>Mischraum</i>	32
4.2.5	<i>Lavalldüse</i>	33
4.2.6	<i>Bestimmung der Strahlpumpengeometrie.....</i>	33
4.3	ERGEBNISSE AUS DEN THERMODYNAMISCHEN UND KINETISCHEN BERECHNUNGEN	35
4.3.1	<i>Ergebnisse der Parameterstudien für einen Mischraumwirkungsgrad von 0,5</i>	36
4.3.2	<i>Ergebnisse der Parameterstudien für einen Mischraumwirkungsgrad von 0,7</i>	42
5	VERSUCHSANLAGE	48
5.1	VERFAHRENSBESCHREIBUNG	48
5.2	TECHNISCHE SPEZIFIKATION	49
5.3	DIE STRAHPUMPE.....	51
5.4	ERGEBNISSE.....	51
6	ZUSAMMENFASSUNG.....	52
7	LITERATURVERZEICHNIS	60

1 Nomenklatur

d	Durchmesser	mm
h	spezifische Enthalpie	kg/kJ
L	Länge	mm
L_x	Abstand zwischen Treibdüsenaustritt und Eintritt Mischraum	mm
Ma	Machzahl	-
\dot{m}	Massenstrom	kg/s
p	Druck	bar
T	Temperatur	K
x	Zusammensetzung	%

1.1.1.1 Griechische Buchstaben

$\alpha_{div.}$	divergenter Winkel der Treibdüse	grad
α_D	Öffnungswinkel des Diffusors	grad
$\alpha_{konv.}$	Konvergenter Winkel der Treibdüse	grad
α_S	Einschnürungswinkel des Einlaufes	grad
ϕ	Flächenverhältnis (d_M/d_t)	-
η	Wirkungsgrad	%
ϑ	Temperatur	°C
φ	Dampfgehalt	-
μ	Massenstromverhältnis von Treibstrom zu Saugstrom	-
μ'	Massenstromverhältnis von Saugstrom zu Treibstrom	-
ρ	Dichte	kg/m ³
ξ	Antriebsverhältnis (p_2/p_4)	-
ψ	Kompressionsverhältnis (p_4/p_1)	-

1.1.1.1.2 Indices

a	Austritt
D	Diffusor
M	Mischraum
S	Saugdüse
SP	Strahlpumpe
t	Zustand am Hals der Treibdüse
T	Treibdüse
1	Saugdüse
2	Treibdüse
3	Strahlpumpenausstritt
4	Kondensator

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Zur Klimatisierung von Räumen und Kühlung von Lebensmitteln ist die Kälteerzeugung von besonderer Bedeutung. Kälteprozesse können unter Nutzung von verschiedenen Energiequellen angetrieben werden. Üblicherweise wird elektrische Energie, aber auch mechanische oder thermische Energie, zum Betrieb von Kälteanlagen benutzt. Im Falle der thermischen Energie ist die Anwendung von Abwärme, geothermischer Energie und Solarenergie bedeutungsvoll. Die Nutzung der Solarenergie bzw. der industriellen Abwärme zur Kälteerzeugung und Klimatisierung in den Sommermonaten bietet eine herausragende Möglichkeit, größere Mengen an Primärenergie einzusparen.

Die Umweltbelastungen (z.B. die Zerstörung der Ozonschicht) durch FCKW und deren synthetische Ersatzstoffe haben die natürlichen Kältemittel erneut interessant gemacht. Ammoniak ist eines der ältesten natürlichen Kältemittel. Bis vor ca. 60 Jahren wurde Ammoniak in allen Typen von Kälteanlagen eingesetzt [1].

Das Ziel des Vorhabens besteht in der Entwicklung einer solarbetriebenen Kälteanlage für Klimatisierungs- und Kühlzwecke. Die Hauptkomponente der Kälteanlage ist eine Zweiphasen-/Zweikomponenten-Strahlpumpe, die mit dem Arbeitsgemisch Ammoniak/Wasser betrieben wird. Sowohl der Treib- als auch der Saugstrom können zweiphasig sein. Dadurch sollen einerseits die Vorteile des Absorptions- und des Kompressionsprinzips miteinander verknüpft und andererseits ein kompakter Aufbau erreicht werden. Nach Abschluß der thermodynamischen und kinetischen Berechnungen soll die Funktion der Zweiphasen-/Zweikomponenten-Strahlpumpe mit Hilfe einer Pilotanlage mit ca. 20 kW Kälteleistung untersucht werden. Dazu werden nach Vorausberechnungen verschiedene Geometrien in Bezug auf erzielbare Wirkungsgrade getestet. Die Ergebnisse bilden die Basis für den Bau eines Prototyps.

2 Stand der Technik und Literaturlauswertung

Die Hauptkomponente im Kältekreislauf ist eine Strahlpumpe, die sowohl auf der Saug- als auch auf der Treibseite mit einem Zweiphasen-/Zweikomponenten-Gemisch arbeitet. Da die Berechnung der Strahlpumpe sehr kompliziert ist und es auch keine Literaturstellen über Anwendungen eines kompressiblen Zweiphasen-/Zweikomponenten-Gemisches in Strahlpumpen gibt, wird in diesem Abschnitt eine allgemeine Literaturzusammenfassung über das Thema wiedergegeben.

2.1 Allgemeine Literaturübersicht

Bei einer Vielzahl von chemischen Umsetzungen zwischen Flüssigkeiten und Gasen liegt der geschwindigkeitsbestimmende Schritt in der Absorption der gasförmigen Phase in der Flüssigkeit. Deshalb wendet man hierfür vielfach Apparate (z.B. Strahlpumpen) an, die eine gute Dispergierung der Gasphase und damit eine große Phasengrenzfläche ermöglichen. Mit dem Einsatz der Strahlpumpe nimmt man in Kauf, daß der Saugstrom nicht mehr frei einstellbar ist, sondern von dem Treibstrom, den geometrischen Abmessungen sowie dem Gegendruck abhängt [2].

Die Idee von einer Strahlpumpe zur Kälteerzeugung wurde 1866 von *Atkinson* und 1900 von *Parson* gegeben. Eine Strahlpumpenkälteanlage wurde zuerst von *Le Blanc und Parson* vor 1903 entwickelt. Die Popularität der Strahlpumpen wuchs in den 30er Jahren, insbesondere für den Einsatz zur Klimatisierung von großen Gebäuden [3, 4]. *Flügel* [5] entwickelte 1939 eine Theorie, die sich auf Impuls- und Energiebilanz stützt. Ähnliche theoretische und experimentelle Arbeiten wurden auch 1950 von *Keenan* [3] veröffentlicht. Bis in die sechziger und siebziger Jahre wurden weitere Untersuchungen durchgeführt. Mit steigenden Anforderungen an die Umwelt, wurden auch die Anforderungen an die Strahlpumpen höher, so daß verschiedene Alternativen entwickelt wurden und weiterhin in Entwicklung sind. Die meisten Kälteanlagen wurden mit einem mechanischen Kompressor angetrieben. Die späteren Typen hatten höhere Wirkungsgrade, waren flexibler und kompakter. Sie ermöglichen die Ausnutzung von Wärmequellen niedriger Temperaturen zur Kälteerzeugung und haben niedrige Anschaffungs- und Betriebskosten im Vergleich zu anderen Kälteerzeugern [3, 6, 7, 8].

Strahlpumpen werden trotz ihres relativ geringen Wirkungsgrades in vielen Industriezweigen angewendet. Für ihren Einsatz spricht ihr einfacher Aufbau und das Fehlen bewegter Teile. Außerdem werden Dichtungsprobleme vermieden. Strahlpumpen sind deshalb kaum stör anfällig und arbeiten praktisch wartungsfrei. Sie eignen sich besonders gut zur Förderung aggressiver Medien, da sie ohne großen zusätzlichen Aufwand aus Sondermaterialien gefertigt werden [3 - 10].

Bei der Untersuchung der Strahlpumpen wurde in der Regel die Annahme inkompressibler Medien aufrechterhalten. Für den Fall der Vermischung von Gasen wurde darauf geachtet, daß die Druckänderung nicht zu groß war, damit ideales Gasverhalten vorausgesetzt werden konnte. Die Kompressibilität der Gase berücksichtigte man in einigen Fällen der Vermischung idealer Gase, wobei gleiche Molmasse und konstante spezifische Wärmekapazitäten angenommen wurden [5]. G. Flügel [5] versuchte, die Berechnung von Strahlpumpen auszudehnen, die mit Dämpfen oder Dampf-Gas-Gemischen betrieben werden. Er stellte fest, daß wegen der komplizierten Zusammenhänge bei Gasen und Dämpfen nicht möglich ist, die Berechnung auf die gleiche Art und Weise durchzuführen wie bei Flüssigkeits-Strahlpumpen. Es wird daher empfohlen, zunächst einen Wirkungsgrad für den Gesamtdruckanstieg zugrunde zu legen und anschließend eine Kontrollrechnung mit Hilfe des Impulssatzes vorzunehmen. Er berechnete erstmals die Vermischung bei konstantem Querschnitt mit Hilfe eines eindimensionalen Verfahrens, welches darin besteht, für das Kontrollvolumen des Mischraums die Massenbilanz, Energiebilanz und Impulsbilanz anzusetzen. Dieses Verfahren, das in späteren Veröffentlichungen immer wieder aufgegriffen wurde, ist bis heute erfolgversprechender als der andere Weg, den Mischvorgang in seinen Einzelheiten zu verfolgen.

Keenan und Neumann [3] benutzten bei ihren Untersuchungen eine Strahlpumpe mit konstantem Mischraum (s. Bild 1), aber ohne Diffusor. Sie berechneten den Wirkungsgrad der Strahlpumpe mit eindimensionaler Massen-, Impuls- und Energiegleichung. Diese Analyse wurde vereinfacht, die Ergebnisse waren widerspruchsfrei und stimmten gut mit experimentellen Werten überein. Später betrachteten Keenan et al. [3] die Mischung bei konstantem Druck (s. Bild 1). In dieser Arbeit wurden die Probleme von Strahlpumpen umfassend theoretisch und experimentell beschrieben. Für die Mischung nahmen sie an, daß die Molmasse und die spezifische Wärmekapazität der beiden Ströme gleich seien. Außerdem soll in der Treibdüse und im Bereich des Diffusors die Strömung isentrop sein. Mit diesen Annahmen, die auf dem idealen Gasgesetz beruhen, leiteten sie eine Beziehung ab, die zur Optimierung der Strahlpumpengeometrie diene. Hieraus ergab sich das höchste Kompressionsverhältnis (p_4/p_1). Auch Nahdi und Champoussin [10] untersuchten den Einfluß von Antrieb- und Kompressionsverhältnis.

Das Problem der Vermischung bei konstantem Druck ist die Komplexität der Strömung im Mischraum. Es ist ziemlich schwierig, die Mischraumgeometrie so zu bestimmen, um einen konstanten Druck zu erhalten. Dieses Problem wurde von *Keenan et al.* in einer späteren Arbeit [3] vernachlässigt, so daß nur in einigen Bereichen die Ergebnisse mit den experimentellen Untersuchungen übereinstimmen. Sie fanden heraus, daß die experimentell bestimmten Druckanstiege und Massenstromverhältnisse um ca. 85% von den theoretisch berechneten Werten abweichen. Bei einem bestimmten Abstand der Treibdüse zum Mischraum L_x lag die Abweichung bei 20%. Eine Größenordnung von L_x wird im Kapitel 3.2.2 angegeben.

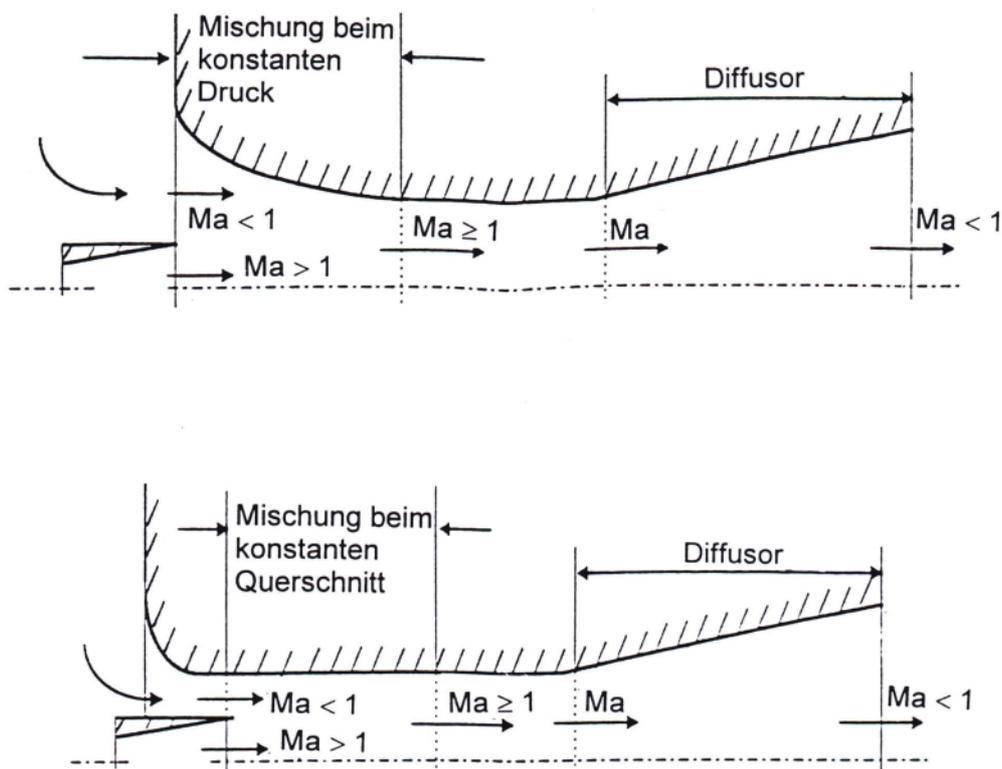


Bild 1: Strahlpumpe mit konstantem und konvergentem Mischraum, [3].

Stoßvorgänge gibt es in Strahlpumpen dort, wo die Treibströmung im Überschallbereich liegt und der Gegendruck klein ist. *Munday und Bagster* [11] stellten eine Theorie auf, in der sie annahmen, daß die Treib- und Saugströmung in einem bestimmten Bereich des Mischraumes separat bleibt. Der Treibstrom expandiert aus der Treibdüse und bildet einen "konvergenten Ringraum", durch den der Saugstrom angesaugt wird. In einigen Abschnitten entlang dieses Kanals, erreicht die Saugströmung die Schallgeschwindigkeit und wird gedrosselt, bevor es zu einer Mischung der beiden Ströme kommt. Die wirksame Drosseloberfläche für den Saugstrom ist als konstant angenommen und unabhängig von den Betriebsbedingungen. *Huang et al.* [11] rechneten den Drosselbereich im Mischraum von *Munday und Bagster* nach und stellten fest, daß diese Fläche nicht konstant bleibt, sondern von den Betriebsbedingungen abhängt.

Weitere experimentelle Arbeiten wurden begleitend zu theoretischen Analysen durchgeführt. In einer Studie untersuchte *Bauer* [14] eine Strahlpumpe mit zylindrischer Mischkammer, in dem die Vermischung bei konstantem Querschnitt geschieht. Er machte Schlierenaufnahmen und verdeutlichte damit die Stoßwellen im Mischraum. *Desevaux, Hostache und Jaquet* [12] benutzten ein Laserband, um den Strömungsverlauf im Mischraum zu untersuchen. Diese Technik gibt sehr gute Bilder des Strömungsverlaufs im Mischraum wieder. Sie haben außerdem den Verlauf des statischen Druckes entlang der Mittellinie gemessen. Mit diesem Meßsystem können auch Stoßwellen erkannt werden. Außerdem können Lage, Stärke und Länge der gestörten Bereiche sichtbar gemacht werden. Dieses System ist nutzbar für die Untersuchung der Überschallströmung und der Stoßwellen.

Vyas und Kar [13] machten Versuche mit der Position der Treibdüse in der Strahlpumpe. Sie berichteten, daß das Massenstromverhältnis abnahm, wenn der Abstand zwischen der Treibdüsenmündung und dem Mischraum groß genug war. Ähnliche Versuche wurden auch von *Flügel, Bauer, Mueller* [5,14,15] durchgeführt.

Den Einfluß der Flächenverhältnisse auf den Wirkungsgrad der Strahlpumpe untersuchten *Nahdi, Champoussin et al.* [10]. Die Ergebnisse zeigten, daß bei einem konstanten Flächenverhältnis ϕ (d_M/d_t), zu dem ein optimales Antriebsverhältnis gehört, ein maximales Massenstromverhältnis existiert. Dieses Antriebsverhältnis wurde durch Variation des Flächenverhältnisses gefunden. Unter diesen optimalen Bedingungen wurde ein optimaler Wert von ϕ mit einem maximalen Massenstromverhältnis gefunden. Werte von ϕ können Kapitel 3.2.3 entnommen werden.

2.1.1 Kältemittel in Strahlpumpenkälteanlagen

Als Treibmittel für Strahlpumpe dienten seit langem fast ausschließlich Wasser, Wasserdampf und Luft. Wegen der thermodynamischen Eigenschaften von Wasser blieb die Verbreitung von Wasserstrahlkälteanlagen ziemlich begrenzt, da der Sättigungsdruck des Wassers bei einer Temperatur von ca. 0 °C um $6 \cdot 10^{-3}$ bar liegt [4]. Um den Anwendungsbereich von Strahlpumpenkälteanlagen zu erweitern hat man nach anderen Arbeitsfluiden gesucht. In den letzten Jahren nahm der Einsatz von Halogenkältemitteln als Treib- und Saugmedium zu. Mit diesen Kältemitteln lassen sich Temperaturen von -10 °C und wesentlich tiefer und Kälteleistungen von mehreren hundert Kilowatt erreichen [4].

Die ersten Forschungsergebnisse an Strahlpumpen mit anderen Kältemitteln als Wasser wurden von *Mizrahi et al.* [3,4] mitgeteilt. Sie führten Berechnungen mit verschiedenen Kältemitteln durch, um den Wirkungsgrad der Strahlpumpe zu bestimmen. Als Heiztemperatur wurde 60 °C angenommen. Die besten Ergebnisse lieferten die Kältemittel R22 und R12. *Hamner* [17] wählte R11 als Kältemittel für seine Strahlpumpenanlage. Er ging auf den Wirkungsgrad der ganzen Anlage und auf den der Strahlpumpe nicht ein.

Tyagi und Murty [18] machten eine einfache Energieanalyse der Strahlpumpenkälteanlage und wählten als Kältemittel R11 und R113. Sie berichteten, daß bei einer Steigerung der Heiz- oder Verdampfertemperatur der COP-Wert verbessert wird. Wird jedoch die Kondensationstemperatur erhöht, so nimmt der COP-Wert ab. Die Autoren erklärten, daß R11 geeigneter als R113 ist, da mit R11 höhere COP-Werte ermittelt wurden.

Huang et al. [11] benutzten R113 für ihre Studie und stellten fest, daß bei einer bestimmten Kondensatortemperatur die Kühlkapazität und der COP-Wert konstant bleiben, wenn die Heiz- und Verdampfertemperaturen aufrechterhalten werden. Sie führten das Konzept des kritischen Gegendruckes ein und schlugen vor, daß die Kälteerzeugung mit der Strahlpumpe bei diesem kritischen Druck erfolgen sollte.

Chen und Hsu [19] führten eine Simulationsstudie der Strahlpumpenkälteanlage mit R11 durch. Sie zeigten, daß mit einem zusätzlichen Regenerator und einem Vorkühler in dem Kältekreis, der COP-Wert um ca. 17 % für R11 erhöht werden kann, bei einer Heiztemperatur von 93,3 °C, einer Kondensatortemperatur 43,3 °C und einer Verdampfertemperatur von 10 °C.

Sokolov und Hershgal [20-22] machten eine detaillierte theoretische und experimentelle Studie für eine Strahlpumpenkälteanlage im Niedertemperaturbereich. Für die Analyse der Strahlpumpe modifizierten sie die Methode von *Keenan et al.*. Anstatt der idealen Gasdaten, benutzten sie die Daten für reale Gase. Bei einem Vergleich mit verschiedenen Kältemitteln, stellten sie fest, daß R114 vom thermodynamischen Standpunkt her am geeignetsten ist.

2.1.2 Das Stoffpaar Ammoniak/Wasser

Ammoniak wird industriell in Massen synthetisiert und ist dadurch überall preiswert verfügbar. Seine physikalischen Eigenschaften sind für thermodynamische Kreisprozesse hervorragend geeignet. Ammoniak hat eine hohe Verdampfungsenthalpie und gute Eigenschaften für die Wärmeübertragung. Ein Vergleich der Wärmeleitfähigkeit flüssiger Kältemittel ist in Tabelle 1 dargestellt.

Größe	NH3		H2O		R12		R114	
Temperatur in °C	30	80	30	80	30	80	30	80
Wärmeleitfähigkeit $\lambda \cdot 10^2$ in W/m*K	50,6	40,4	61,8	67	6,92	5,65	6,32	5,0

Tabelle 1: Vergleich der Wärmeleitfähigkeiten, [23].

Im Vergleich zu den Fluor-Chlor-Kohlenwasserstoffen hat Ammoniak eine höhere Wärmeleitfähigkeit. Daraus ergibt sich, daß das Stoffpaar Ammoniak/Wasser unter den Arbeitsstoffpaaren eine sehr gute Stellung einnimmt.

Außerdem ist das Ammoniak/Wasser-Gemisch umweltverträglich. Bei der Verwendung von Stahl als Werkstoff kommt es zu keiner Korrosion.

2.1.3 Wirkungsgrad und Massenstromverhältnis der Strahlpumpenkälteanlage

Für Strahlpumpen sind verschiedene Wirkungsgrade definiert worden. Es gibt dabei Wirkungsgrade, die geeignet sind, um verschiedene Strahlpumpen untereinander zu vergleichen, und es gibt solche, die zum Vergleich mit anderen Verdichtern zweckmäßig sind. Strahlpumpen haben, im Vergleich zu anderen Verdichtern, einen schlechten Wirkungsgrad. Er liegt in der Regel zwischen 20 und 30 %, maximal bei etwa 40 % [9,24]. Dieser niedrige Wirkungsgrad ist durch die hohen Strömungsverluste infolge Reibung und Wirbelung in der Strahlpumpe bedingt. Betrachtet man die Rentabilität dieses Geräts, so haben Wirtschaftlichkeitsrechnungen gezeigt, daß Strahlpumpen rentabler sein könnten als mechanische Verdichter [9, 24].

Der Wirkungsgrad einer Strahlpumpe ist definiert als das Verhältnis der wirklichen Verdichtungsleistung der angesaugten Menge \dot{m}_1 zu der wirklichen Expansionsleistung der treibenden Menge \dot{m}_2 . Aus der Energiebilanz in einem adiabaten System ergibt sich der Wirkungsgrad der Strahlpumpe η_{SP} zu:

$$\dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_1 \cdot h_1 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \cdot h_4$$

$$\eta_{SP} = \frac{\dot{m}_1 \cdot (h_4 - h_1)}{\dot{m}_2 \cdot (h_2 - h_4)} = \frac{(h_4 - h_1)}{(h_2 - h_4) \cdot \mu}$$

Weiterhin läßt sich der Wirkungsgrad einer Strahlpumpe aus den Einzelwirkungsgraden der Teilkomponenten Treibdüse, Saugdüse, Mischraum und Diffusor berechnen:

$$\eta_{SP} = \eta_T \cdot \eta_S \cdot \eta_M \cdot \eta_D \cdot$$

Die Bestimmung der Wirkungsgrade ist aus den untersuchten Literaturstellen nicht ersichtlich. Daher wurden die Wirkungsgrade für die einzelnen Teile der Strahlpumpe aus anderen Literaturstellen übernommen.

Der Bereich der Wirkungsgrade ist:

- für die Treib- und Saugdüse meistens um $\eta_T = 95$ bis 99 %,
- für den Diffusor $\eta_D = 75$ bis 90 %;
- und für Mischraum: $\eta_M = 60$ bis 70 % [19, 25, 26, 32].

Besonders der Mischraumwirkungsgrad ist sehr schwer zu bestimmen. *Chen* und *Hsu* [18] haben in ihrer Arbeit eine Empfindlichkeitsstudie für R11 durchgeführt, in der die Wirkungsgrade des Diffusors und der Treibdüse variiert wurden. Man hat herausgefunden, daß der COP-Wert sensibler auf die Veränderung des Düsenwirkungsgrades reagiert als auf den Diffusorwirkungsgrad. Mit abnehmendem Düsenwirkungsgrad nimmt auch der COP-Wert ab.

Chen [27] hat in seiner theoretischen Studie einen Vergleich zwischen konventionellen Absorptions- und Strahlpumpenkälteanlagen durchgeführt und dabei herausgefunden, daß die geometrischen Parameter einen hohen Einfluß auf den Wirkungsgrad des Systems haben. Bei einem optimalen Mischungsflächenverhältnis ergab sich ein optimaler COP-Wert = 0,85 im Vergleich zum COP = 0,678 von konventionellen Kreisläufen.

Nach *Al-Khalidy* [28] wird der COP-Wert einer Strahlpumpenkälteanlage genau so groß wie der COP-Wert der konventionellen Absorptionskälteanlagen, wenn die Verdampfertemperatur größer als 18 °C ist. Er berichtet, daß der Wirkungsgrad der Anlage mit steigender Heiztemperatur steigt.

Das Massenstromverhältnis ($\mu = \dot{m}_2 / \dot{m}_1$) ist nicht nur von thermodynamischen Betriebsbedingungen und vom Arbeitsmittel sondern auch von der Strahlpumpengeometrie abhängig. Für R11 haben *Chen und Hsu* [19] ein Massenstromverhältnis $\mu = 2,6$ für ein Einkomponenten-/Einphasensystem berechnet. Die Unterschiede zwischen den realen und theoretischen Massenstromverhältnissen hängen nach Meinung der Autoren, mit dem niedrigen Wirkungsgrad der Strahlpumpen zusammen.

Dagegen hat *Cizungu* [29] für das Ammoniak/Wasser-System ein optimales Massenstromverhältnis von $\mu = 3,4$ durch Simulation erhalten. Für reines Ammoniak hat *Cizungu* [26] ein $\mu = 2,13$ ausgerechnet. *Anderson* [7] hat Untersuchungen mit Butan zur

Bestimmung von μ durchgeführt, in dem er die Heiz- und Kondensationstemperaturen verändert hat. Mit steigender Heiztemperatur (71, 82 und 93 °C) nimmt das Massenstromverhältnis von 1,8 auf 8,5 zu, bei einer Kondensationstemperatur von 26,7 °C. Wird die Kondensationstemperatur erhöht, nimmt das Massenstromverhältnis ab (bei konstanter Heiztemperatur).

Eames und Georghiades [30] berichteten, daß die Werte für das Massenstromverhältnis abhängig von Druckverhältnissen bei Strahlpumpen zwischen 5 und 1 liegen können.

2.2 Einfluss verschiedener geometrischer Parameter

Zur Auslegung der Strahlpumpe werden Berechnungsunterlagen über die vier Komponenten Treibdüse, Saugdüse, Mischraum und Diffusor benötigt. Alle Berechnungen stützen sich auf Massen-, Impuls- und Energiesatz. Häufig wurden Berechnungsmodelle benutzt [19,31], die nicht näher in den Literaturstellen erläutert wurden.

Verschiedene Parameter haben einen Einfluß auf die Gestaltung und Auslegung der Strahlpumpe. Diese sind:

- Flächenverhältnisse,
- Düsenform,
- Abstand Treibdüse zu Mischraum (L_x),
- Mischraumlänge, (L_M)
- Diffusor (Öffnungswinkel, Länge),
- Dichteverhältnisse,
- Viskositäten (Re-Zahlen),
- Verlustbeiwerte,
- Massenstromverhältnisse und
- thermodynamische Zustände.

Im folgenden werden die Mitteilungen zu den wichtigsten geometrischen Parameter in zusammengefaßter Form wiedergegeben.

2.2.1 Düsenform

Die Treibdüse, die Einlauf-Konturen des Mischraumes und der Diffusor sollten so gestaltet werden, daß eine Kontraktion des Treib- bzw. Saugstromes und eine Ablösung der Strömung von den Wänden weitgehend vermieden wird. Das ist durch eine allmähliche, stetige Verengung oder Erweiterung der Strömungsquerschnitte zu erreichen. Für die Formgebung der

Treibdüse ist von Bedeutung, daß die Querschnittsverjüngung zwar stetig, aber auf möglichst kurzem Wege bei völlig glatter Wandung vor sich geht, da nur so die Reibungsverluste klein gehalten werden. Lange, kegelig ausgebildete Treibdüsen arbeiten mit mäßigem Wirkungsgrad. Günstige Verhältnisse ergeben sich, wenn die Treibdüse ein wenig in die Mischdüsenausrundung hineinragt, jedoch so, daß zwischen Treibdüsenmündung und Beginn des zylindrischen Teils der Mischdüse noch ein Abstand L_x verbleibt.

Was den Winkel des divergenten Treibdüsentails $\alpha_{div.}$ betrifft, sollte dieser nicht größer als 12° sein, da sonst eine Wandablösung der Strömung auftritt und dadurch die Verluste sich vergrößern. Der konvergente Treibdüsenwinkel soll ca. $\alpha_{konv.}=20^\circ$ sein [4, 32].

2.2.2 Abstand Treibdüse zum Mischraum L_x

Der Abstand des Treibdüsenausgangs zum Mischraumeingang L_x hat nach Meinung vieler Autoren einen hohen Einfluß auf den Wirkungsgrad der Strahlpumpe [4, 5, 7, 14-16, 33, 34]. Bei einem zu großen Abstand L_x zwischen Treibdüse und Mischraum können die Druckverluste ansteigen. Bei zu geringer Distanz L_x verschlechtert sich der Diffusorwirkungsgrad, da der Impulsaustausch im Mischraum möglicherweise noch nicht abgeschlossen ist. Deshalb dürfte der optimale Abstand L_x von der Form der Einlauf-Kontur des Mischraumes und der Mischraumlänge abhängen. Die optimalen Bedingungen liegen im Bereich $0,4 \leq L_x/d_M \leq 0,9$.

Aphornratana und *Eames* [34] haben in ihrer experimentellen Studie, die an einer kleinen Strahlpumpe durchgeführt worden ist, festgestellt, daß es besser ist eine flexible Treibdüse einzusetzen. Für jede vorgegebene Bedingung gibt es einen optimalen Treibdüsenabstand. Der COP-Wert und auch die Kältekapazität können mit einer flexiblen Treibdüse um 100 % variiert werden. Sie stellten fest, daß bei einer Verschiebung der Treibdüse in den Mischraum, der COP-Wert als auch die Kältekapazität abnahm. Die Zunahme dieser Werte fand statt, als der Abstand zwischen der Treibdüse und dem Mischraum vergrößert wurde (bei konstanten Inputwerten).

2.2.3 Flächenverhältnis $\phi = (d_M/d_t)^2$

Das Flächenverhältnis ϕ hat einen hohen Einfluß auf den Wirkungsgrad von Strahlpumpen [7, 10]. Mit steigendem Flächenverhältnis verschieben sich die Wirkungsgradkurven zu größeren Massenstromverhältnissen μ' (hier: $\mu' = \text{Saugstrom/Treibstrom}$, s. Bild 2). *Nahdi und*

Champoussin [10] untersuchten den Einfluß des Flächenverhältnisses für R11 im Bereich von 4 bis 13. Sie haben herausgefunden, daß es einen linearen Zusammenhang zwischen dem Flächenverhältnis und Antriebsverhältnis ξ (p_2/p_4) bei konstantem Kompressionsverhältnis ψ (p_4/p_1) gibt. Bei einem optimalen ϕ und dem dazugehörigen optimalen Antriebsverhältnis ξ bekommt man das optimale Massenstromverhältnis. Bei ϕ größer 4 erhält man die besten Massenstromverhältnisse. Der Bereich für das Kompressionsverhältnis liegt zwischen $2,3 \leq \psi \leq 4$ und das für ein Antriebsverhältnis bei $6 \leq \xi$.

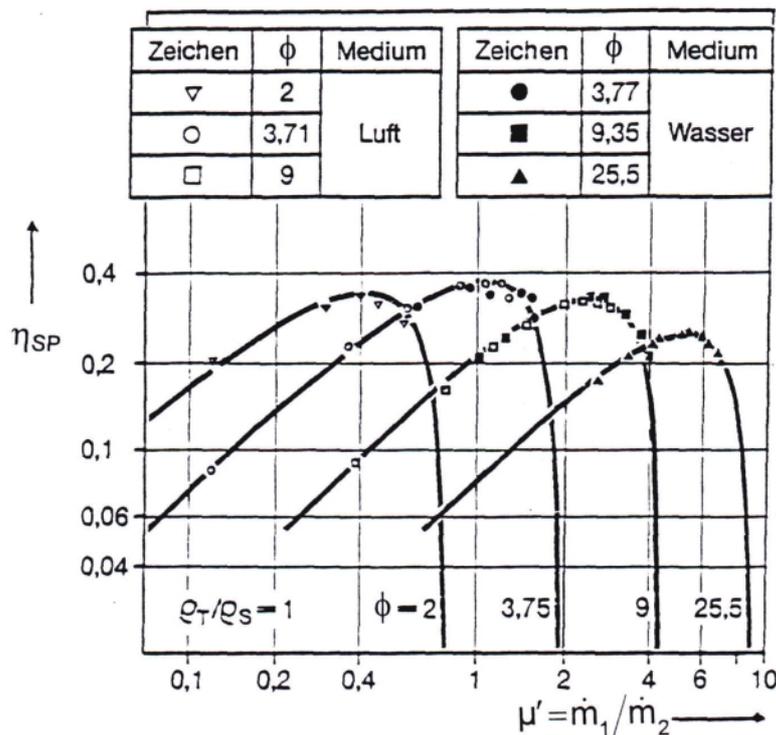


Bild 2: Wirkungsgrade von Strahlpumpen η_{SP} mit verschiedenen Flächenverhältnissen, [7].

2.2.4 Mischraum

In vielen Untersuchungen wurde eine Strahlpumpe mit einem zylindrischen Mischraum verwendet, in dem also die Vermischung bei konstantem Querschnitt geschieht. Die Treibdüse und der Mischraum sind zueinander so angeordnet, daß sich das Düsenende am Beginn des konstanten Querschnitts befindet. Treib- und Saugströmung können annähernd koaxial zuströmen. Auf diese Weise erhält man eindeutige geometrische Bedingungen.

Ein Mischraum kann natürlich auch konvergent oder divergent konstruiert werden, in dem die Vermischung bei veränderlichem Querschnitt stattfindet. Bei konvergentem Mischraum besteht wegen der ungleichmäßigen Verteilung der Drücke, der Temperaturen und der

Geschwindigkeiten im jeweiligen Querschnitt die zusätzliche Schwierigkeit darin, den zugehörigen Querschnittsverlauf des Mischkanals genau genug zu ermitteln.

Bei Strahlpumpen gibt es eine optimale Mischraumlänge, da einerseits die Reibungsverluste im Mischraum mit der Länge zunehmen und andererseits aber der Wirkungsgrad des Diffusors bei kurzen Mischräumen zurückgeht. Die Länge des Mischraumes ist dann optimal, wenn der Impulsaustausch gerade abgeschlossen ist und am Einlauf des Diffusors ein möglichst rechteckiges Geschwindigkeitsprofil vorliegt.

In vielen Literaturstellen werden Erfahrungswerte für das Verhältnis L_M/d_M genannt, jedoch sind die Abhängigkeiten der Größen und die Versuchsbedingungen unterschiedlich. Flügel [5] gibt für L_M/d_M einen Wert von ca. 10 an. Nach Johannesen [14] ist $L_M/d_M \geq 9$ für Dampf-Luft-Strahlpumpen mit Überschall-Treibstrahl. Nach Wiegand [35] wächst das Verhältnis mit dem Kompressionsverhältnis p_4/p_1 . Bei einem Kompressionsverhältnis von $p_4/p_1 = 3$ liegen die Werte von L_M/d_M zwischen 6 und 9. Bei den Ergebnissen von Bauer [14] ergab sich ein L_M/d_M von 11,45. Bild 3 zeigt die Abhängigkeit von L_M/d_M über Reynoldszahl.

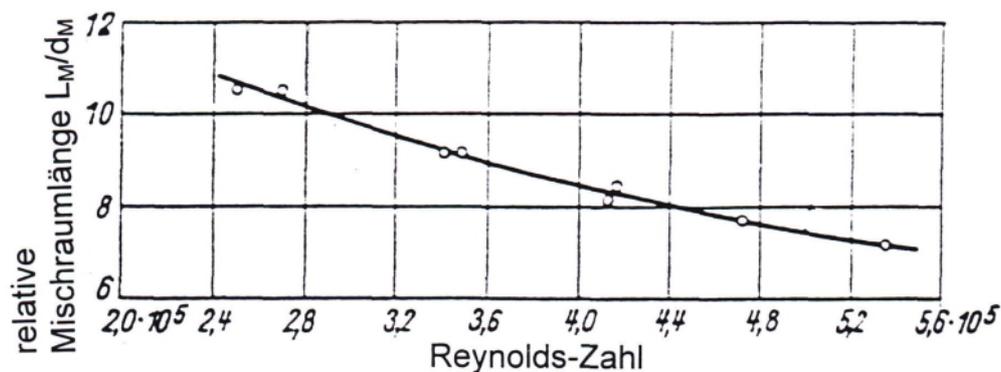


Bild 3: Abhängigkeit der relativen Mischraumlänge L_M/d_M von der Reynolds-Zahl des Gemisches, [14].

Optimale Verhältnisse von L_M/d_M in Abhängigkeit vom Flächenverhältnis ϕ (d_M/d_t) wurden in [7,16] untersucht. Danach ist für $\phi > 2,5$ die optimale Mischraumlänge (L_M/d_M) $\approx 7,5$. Für $\phi < 2,5$ sind kleinere Verhältnisse L_M/d_M günstiger, da wegen der abnehmenden Geschwindigkeitsunterschiede zwischen Treib- und Saugstrom die Vermischung nach kürzerer Lauflänge abgeschlossen ist.

2.2.5 Diffusor

Die Wahl eines geeigneten Diffusors ist entscheidend für die Wirksamkeit einer Strahlpumpe. Günstige Verhältnisse sind zu erwarten, wenn die optimalen Öffnungswinkel von Diffusoren eingehalten werden. Diese optimalen Öffnungswinkel α_D sind von der relativen Diffusorlänge L_D/d_M und der Art des Geschwindigkeitsprofils am Einlauf zum Diffusor abhängig. Es ist sinnvoll, die Diffusorlänge bei $L_D \approx 8 \cdot d_M$ festzulegen [7]. Längere Diffusoren haben wenig höhere Wirkungsgrade. Der Diffusorwinkel α_D sollte nicht größer als 6° sein, da es sonst zu Stromablösungen an der Wand kommt und der Wirkungsgrad des Diffusors schlechter wird (s. Bild 4) [7, 15, 32].

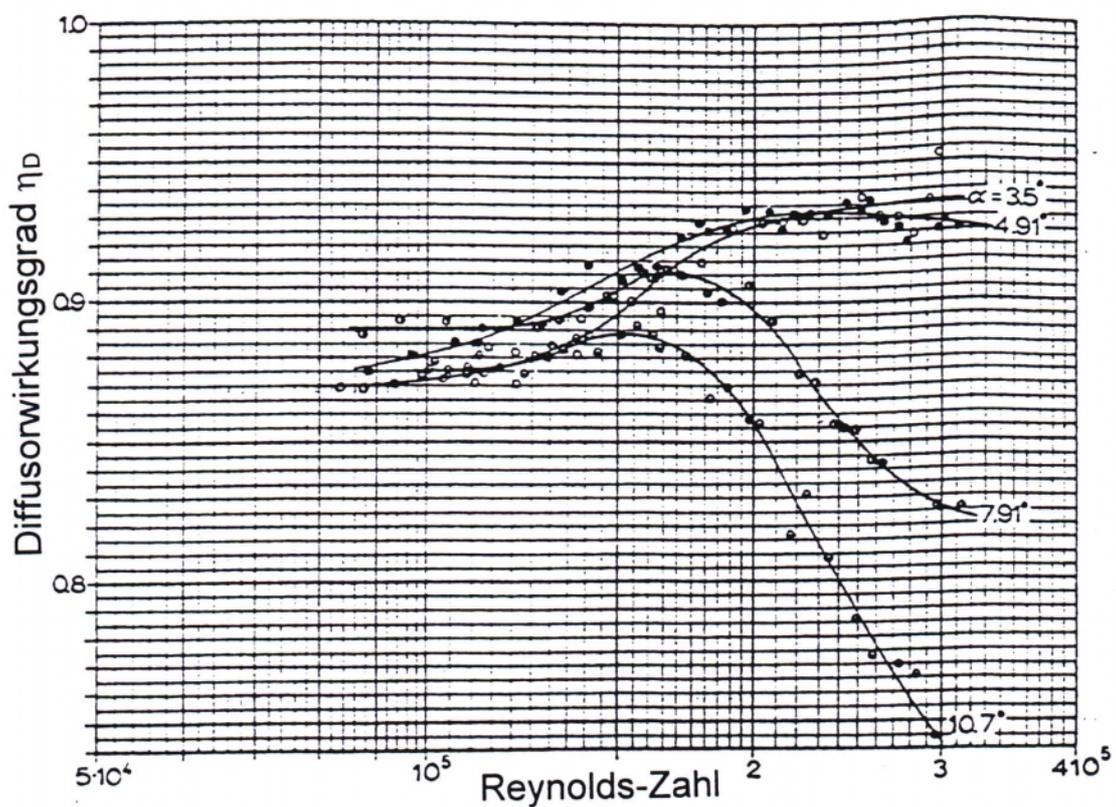


Bild 4: Diffusorwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Diffusorwinkel, [15].

3 Wissenschaftlich-technische Ergebnisse

3.1 Beschreibung der Strahlpumpenkälteanlage

Der Aufbau der Strahlpumpenkälteanlage geht aus dem Bild 5 hervor. Die Hauptkomponenten der Anlage sind: Verdampfer 1, Verdampfer 2, Zweiphasen/Zweikomponenten-Strahlpumpe, Kondensator, Speicherbehälter, Drosselventil und Pumpe.

Dem Kühlraum wird Wärme mit Hilfe des eingebauten Verdampfers 1 entzogen, wobei das Kältemittel Ammoniak/Wasser nur teilweise verdampft und in die Saugdüse der Strahlpumpe strömt. Zur Aufrechterhaltung des Saugstromes strömt ein Treibstrom mit höherem Druck, der auch ein zweiphasiges Ammoniak/Wasser-Gemisch ist, durch die Treibdüse. Durch Druckunterschiede wird das Zweiphasengemisch aus dem Verdampfer 1 angesaugt und auf den Kondensatordruck gebracht. Im Kondensator wird das Gemisch durch Wärmeabgabe vollständig verflüssigt und im Lösungsspeicher gesammelt. Zur Erzeugung des Treibstromes wird ein Teil dieser Flüssigkeit durch eine Pumpe auf einen höheren Druck gebracht, und im Verdampfer 2, welcher mit der Wärmequelle verbunden ist, aufgeheizt und teilweise verdampft. Das entstehende Zweiphasengemisch dient als Treibstrom in der Strahlpumpe. Der zweite Teilstrom aus dem Speicher wird in einem Expansionsventil auf den Druck des Verdampfers 1 gedrosselt.

Als Arbeitsgemisch wird Ammoniak/Wasser benutzt. Die Verwendung von Zweiphasen-/Zweikomponenten-Gemischen bietet den Vorteil, daß die Geschwindigkeitsdifferenzen in der Strahlpumpe verringert werden. Außerdem erreicht man einen Absorptionseffekt in der Strahlpumpe, wodurch die Vorteile der Absorption voll ausgenutzt werden.

3.2 Strömungsvorgänge in der Strahlpumpe

Im folgenden werden die Vorgänge in den Einzelkomponenten der Strahlpumpe beschrieben (Bild 6).

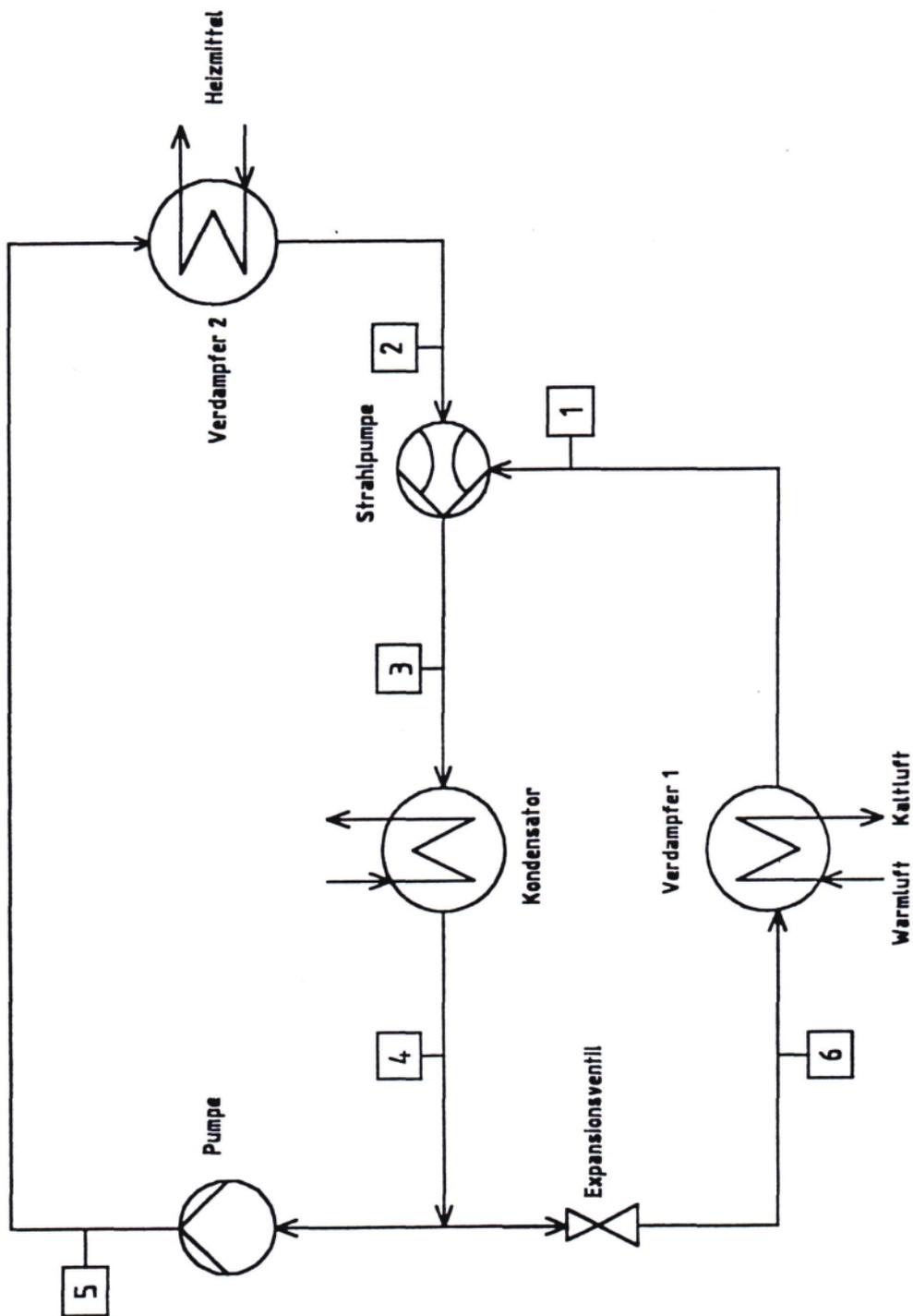


Bild 5: Vereinfachtes Schema der Strahlpumpenkälteanlage

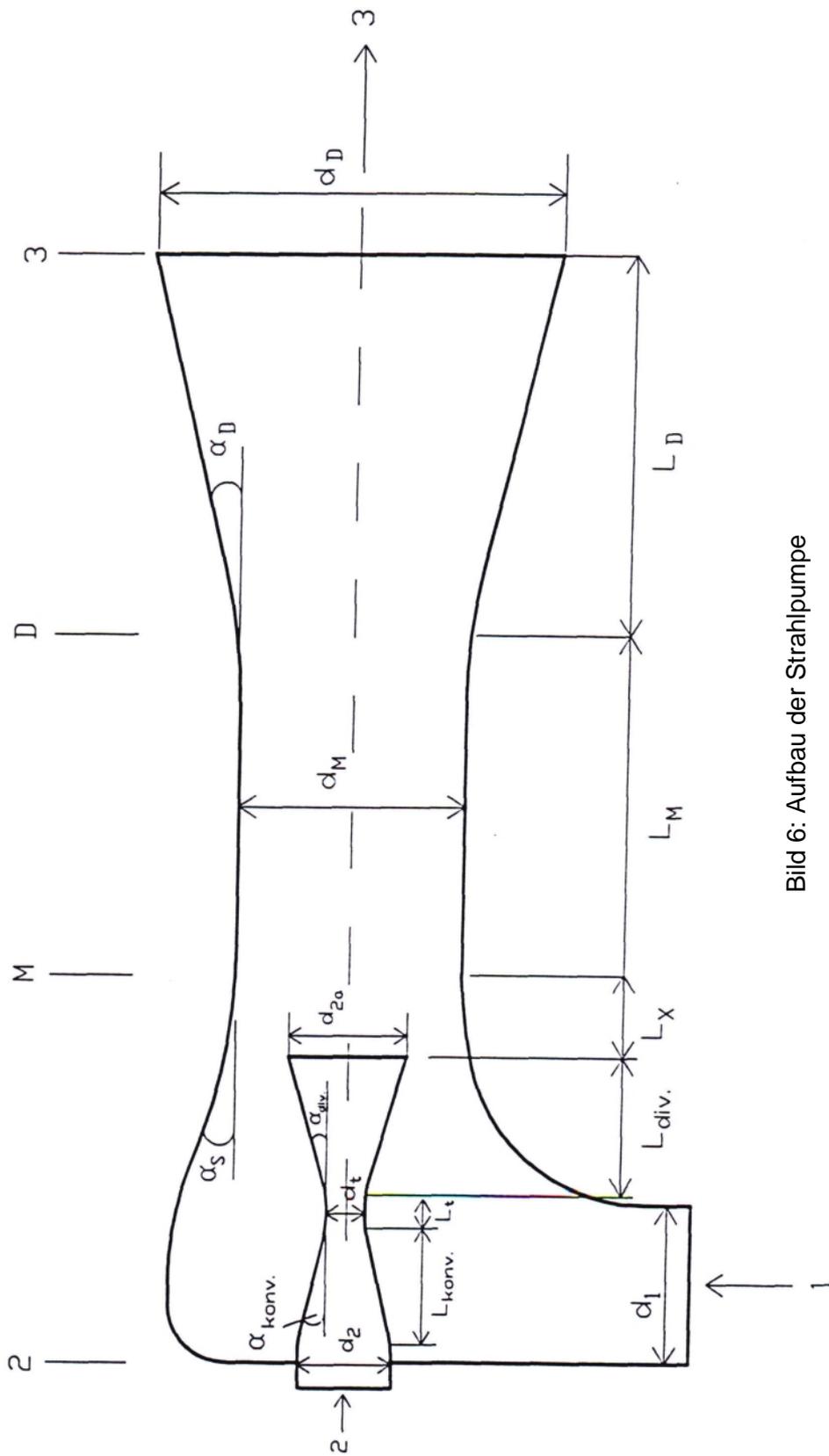


Bild 6: Aufbau der Strahlpumpe

Treibdüse:

Dampf oder Flüssigkeit werden von sehr hoher Temperatur mit hohem Heizdruck p_2 auf einen niedrigen Verdampfungsdruck p_{2a} entspannt. Wegen des hohen Druckgefälles von p_2 auf p_{2a} nimmt die Geschwindigkeit des Treibstrahls erheblich zu. Damit der Treibstrahl Überschallgeschwindigkeit am Treibdüsenaustritt erreicht, wird die Treibdüse als Lavaldüse ausgeführt. Dadurch entsteht eine starke Saugwirkung, die in der Saugdüse für einen Unterdruck sorgt. Der Treibstrahl reißt das Kältemittel aus der Saugdüse und vermischt sich mit ihm im Mischraum. In der Treibdüse wird also Druckenergie des Treibmediums in kinetische Energie umgewandelt.

Saugdüse:

Der Saugstrom wird vom Treibstrom angesaugt, welcher mit dem Saugdruck in die Saugdüse eintritt. Hohe Geschwindigkeitsdifferenzen verursachen hohe Verluste beim Aufprall dieser beiden Ströme im Mischraum. Um diese Stoßverluste zu verringern, sollte die Strömungsgeschwindigkeit des Saugstromes vor dem Aufprall erhöht werden. Dies erreicht man durch eine günstige Form der Saugdüse (Lavaldüse). Treibdüse und Saugdüse bilden also eine Ringdüse, in der der Saugstrom beschleunigt wird.

Mischraum:

Die beiden Teilströme vermischen sich durch Impuls- und Energieaustausch innerhalb des Mischraumes. Aufgrund des Impulsaustausches wird ein Unterdruck am Mischraumeintritt erzeugt und der Saugstrom fließt ständig nach. Der Treibstrahl trifft mit Überschallgeschwindigkeit aus der Lavaldüse aus und vermischt sich mit dem Saugstrom, der durch die Saugdüse mit Unterschallgeschwindigkeit fließt. Durch Geschwindigkeitsunterschiede bilden sich starke Wirbelzonen, die Verdichtungsstöße hervorrufen. Mit diesen Verdichtungsstößen ist ein sprungartiger Druckanstieg und dadurch auch ein Temperaturanstieg verbunden. Dabei sinkt Überschallgeschwindigkeit auf Schallgeschwindigkeit.

Im Mischraum herrschen neben Stoßverlusten auch Wandreibungsverluste, die bei längeren Mischräumen durch die Impulsabnahme bedingte Druckerhöhung kompensieren können. Dagegen darf der Mischraum nicht zu kurz ausgeführt werden, denn dann wird die Vermischung nicht mehr im Mischraum vollkommen beendet, sondern im Diffusor fortgesetzt. Damit wird der Diffusorwirkungsgrad verschlechtert. Da diese Mischraumverluste in allgemeinen kaum erfaßbar sind, wird üblicherweise nur der Wandreibungsverlust durch einen

Wandreibungsansatz näherungsweise berücksichtigt. Dementsprechend ist es sehr wichtig, die Berechnung des Mischvorgangs und den damit verbundenen Impulsaustausch richtig auszuführen. Diese Berechnungen basieren auf den üblichen Erhaltungsgleichungen. Bei den bekannten Berechnungen wird angenommen, daß die beiden Strahlen bei Beginn der Vermischung gleichen statischen Druck besitzen. Am Ende des Mischraums ist die Vermischung vollständig abgeschlossen und die Mischstrahlgeschwindigkeit liegt ungefähr bei Schallgeschwindigkeit.

Diffusor:

Im Diffusor wird die kinetische Energie in Druckenergie umgewandelt. Um diese Umwandlung mit möglichst hohem Wirkungsgrad durchführen zu können, sollte der Diffusorwinkel optimal gewählt werden. Bei zu großem Winkel löst sich der Strahl von der Diffusorwand, was zu Verwirbelungen und Stoßverlusten führt. Der Wirkungsgrad des Diffusors wird um so schlechter, je größer der Geschwindigkeitsunterschied zwischen Treib- und Saugstrahl beim Eintritt in den Mischraum ist. Der Geschwindigkeitsausgleich zwischen den beiden Strömen soll schon innerhalb des Mischraumes abgeschlossen sein.

3.3 Ergebnisse aus den thermodynamischen Berechnungen mit einem vereinfachten Modell

Für die Auslegung der Strahlpumpenkälteanlage ist es wichtig thermodynamische Berechnungen durchzuführen, um die optimalen Betriebsbedingungen herauszufinden. Die thermodynamischen Berechnungen der Strahlpumpenkälteanlage wurden mit dem Prozeß-Simulationsprogramm CHEMCAD durchgeführt. Die Berechnungen mit Hilfe von CHEMCAD beinhalten die Energie- und Massenbilanzen sowie die thermischen und stofflichen Gleichgewichte des Mediums. Auf eine detaillierte Beschreibung der Berechnung wird in diesem Stadium verzichtet. Die Verdampfungstemperatur wurde konstant gehalten

In Bild 7 ist der Treibdruck p_2 in Abhängigkeit vom reversiblen Massenstromverhältnis μ_{rev} . ($\mu_{rev} = \text{Treibstrom/Saugstrom}$) bei verschiedenen Zusammensetzungen aufgetragen. Die Verdampfungstemperatur beträgt $\vartheta_1 = 3 \text{ °C}$, die Heiztemperatur 80 °C und die Kondensationstemperatur $\vartheta_4 = 37 \text{ °C}$. Bei einer bestimmten Zusammensetzung nimmt mit zunehmendem Massenstromverhältnis der Treibdruck ab. Erhöht man die Zusammensetzung, so verschiebt sich der Treibdruck zu höheren Drücken. Auch hier ist zu sehen, daß mit steigendem μ_{rev} der Treibdruck abnimmt. Dieses liegt daran, daß der Saugstrom immer konstant ist und bei konstantem Saugstrom ein niedrigerer Druck für die Ansaugung gebraucht wird, wenn der Treibstrom erhöht wird.

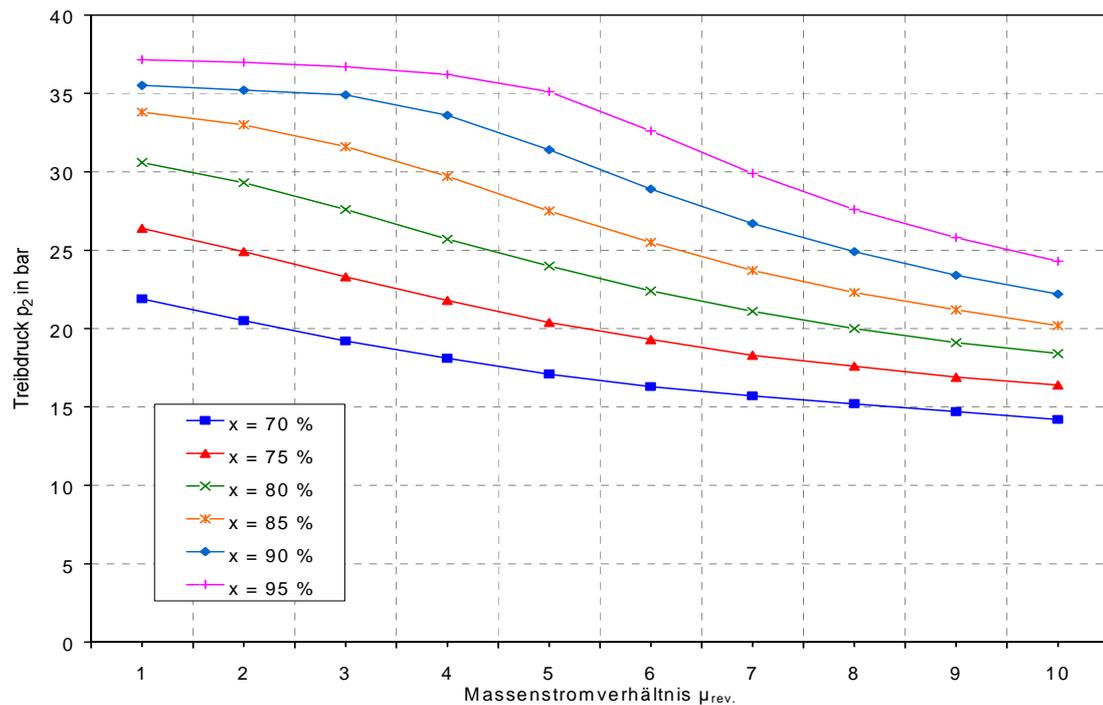


Bild 7: Treibdruck p_2 in Abhängigkeit von Massenstromverhältnis μ_{rev} , bei verschiedenen Zusammensetzungen x , mit Verdampfungstemperatur $\vartheta_1 = 3^\circ\text{C}$, Heiztemperatur $\vartheta_2 = 80^\circ\text{C}$ und Kondensationstemperatur $\vartheta_4 = 37^\circ\text{C}$

Der Einfluß vom Kondensationsdruck auf den Massenstromverhältnis wird aus den Bildern 8 und 9 deutlich. In Bild 8 sind die Abhängigkeiten für eine Zusammensetzung und Bild 9 für verschiedene Zusammensetzungen aufgetragen. Bei Massenstromverhältnissen größer 2 nimmt der Treibdruck mit zunehmendem Massenstromverhältnis bei einem konstanten Kondensationsdruck ab. Wird die Kondensationstemperatur erhöht, so nimmt der Treibdruck zu. Unterhalb von $\mu_{rev} = 2$ kehrt sich das um, und die Drücke bei niedrigen Kondensationstemperaturen sind höher. Dieses Verhalten macht sich auch bei anderen Zusammensetzungen bemerkbar, wobei es bei höheren Zusammensetzungen zu einer Überlappung kommt.

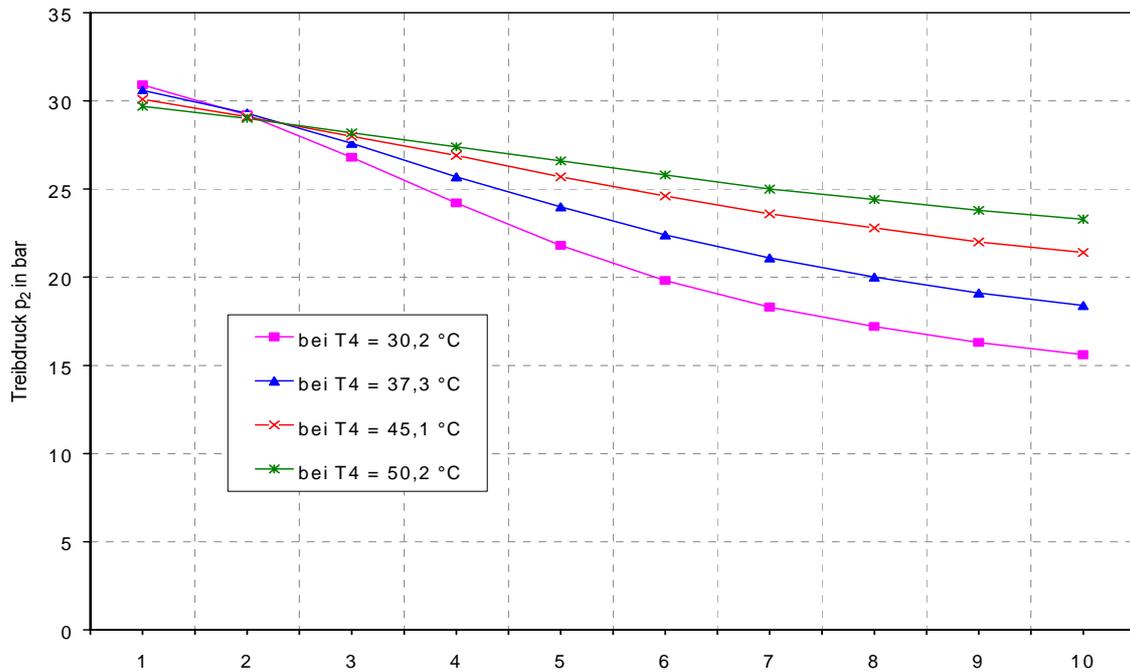


Bild 8: Treibdruck p_2 in Abhängigkeit von Massenstromverhältnis μ_{rev} bei verschiedenen Kondensationstemperaturen ϑ_4 für die Zusammensetzung $x = 80 \%$, mit Verdampfungstemperatur $\vartheta_1 \approx 3 \text{ }^\circ\text{C}$ und Heiztemperatur $\vartheta_2 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$.

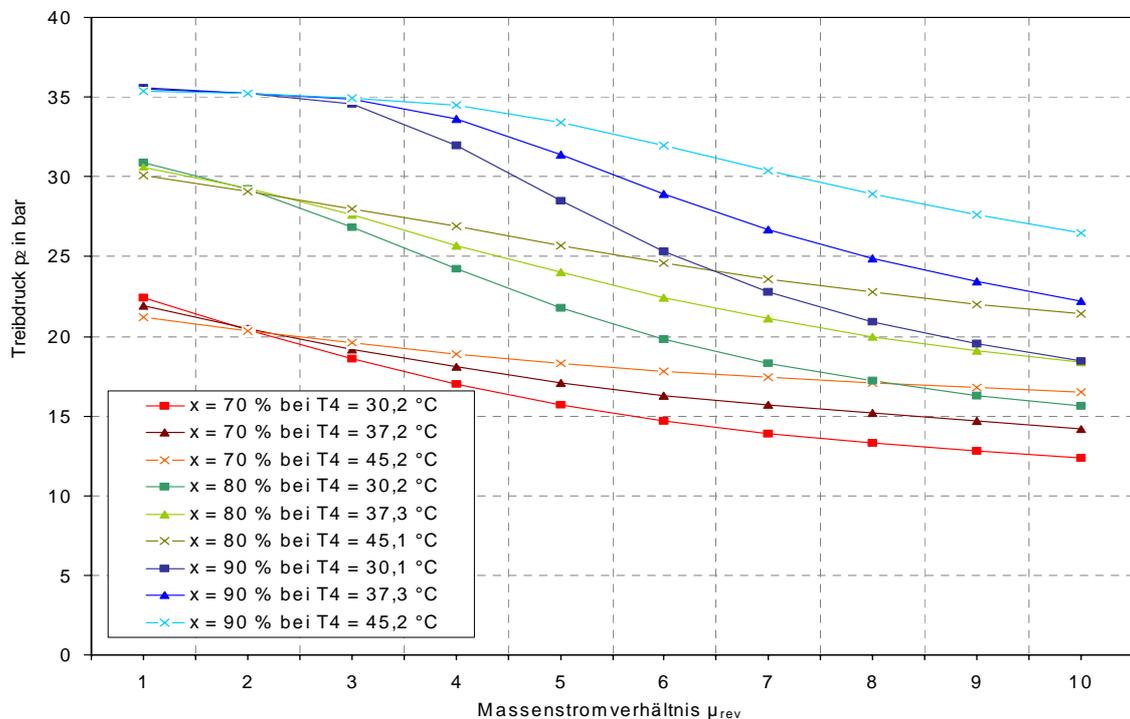


Bild 9: Treibdruck p_2 in Abhängigkeit von Massenstromverhältnis μ_{rev} bei verschiedenen Kondensationstemperaturen ϑ_4 und Zusammensetzungen x , mit Verdampfungstemperatur $\vartheta_1 \approx 3 \text{ }^\circ\text{C}$ und Heiztemperatur $\vartheta_2 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$.

Wesentliches Merkmal für die Effizienz der Kälteanlagen ist das Kälteverhältnis (COP-Wert). Das Kälteverhältnis ist definiert als die Kälteleistung geteilt durch die zugeführte Heizleistung. Das Kälteverhältnis wurde mit verschiedenen Heiz- und Kondensationstemperaturen ϑ_2 bzw. ϑ_4 bei einer Zusammensetzung $x = 80\%$ ermittelt (s. Bild 10). Alternativ wurde das Kälteverhältnis bei einer Heiztemperatur $\vartheta_2 = 80\text{ °C}$, wobei Zusammensetzung x und Kondensationstemperatur ϑ_4 variiert wurden, untersucht (s. Bild 11). Die Verdampfungstemperatur wurde in beiden Fällen $\vartheta_1 \approx 3\text{ °C}$ konstant gehalten. In beiden Bildern 10 und 11 ist zu sehen, daß mit steigender Kondensationstemperatur auch das Kälteverhältnis steigt, während bei steigendem Massenstromverhältnis das Kälteverhältnis abnimmt. Das Kälteverhältnis für die Heiztemperatur von $\vartheta_2 = 70\text{ °C}$ bei einer Kondensationstemperatur $\vartheta_4 \approx 45\text{ °C}$ ist größer als die bei $\vartheta_2 = 80$ oder 90 °C (s. Bild 10). In Bild 11 ist die Kälteleistung bei einer Zusammensetzung von $x = 70\%$ größer als $x = 80$ oder 90% .

Aus den bisher durchgeführten thermodynamischen (IEV) und kinetischen (Institut für Kernenergetik und Energiesystem IKE) Berechnungen sind folgende Ansätze und Betriebsparameter für die Auslegung der Versuchsanlage ableitbar. Die Zusammensetzung des Arbeitsmittels Ammoniak/Wasser wird mit $x = 80\%$ vorgeschlagen. Bei $x = 70\%$ kommt es auf der Verdampferseite bei hohen Dampfgehalten zu sehr niedrigen Drücken, die technisch sehr schwer realisierbar wären. Eine 80% ige Zusammensetzung und hohe Dampfgehalten auf der Verdampferseite und natürlich auch niedrige Massenstromverhältnisse ($\mu \leq 2$) ergeben sehr gute COP-Werte. Die Dampfgehalten sollten auf der Saugseite bei $\varphi = 0,6$ und auf der Treibseite sollten sie niedriger sein ($\varphi = 0,3$ bis $0,4$).

Bei der kinetischen Auslegung der Strahlpumpe (s. Anhang: Bericht des Instituts für Kernenergetik und Energiesysteme IKE) wurde darauf geachtet, daß die gewählten Dampfgehalten für einen Kompromiß zwischen niedrigen Anlagendrücken und vernünftigen COP-Werten bei vorgegebenen Betriebstemperaturen sorgen. Bei der Auslegung und weiteren Konzeption der Komponenten der Versuchsanlage werden Optimierungsrechnungen durchgeführt bzw. die Berechnungsergebnisse der konstruktiven Gestaltungen angepaßt.

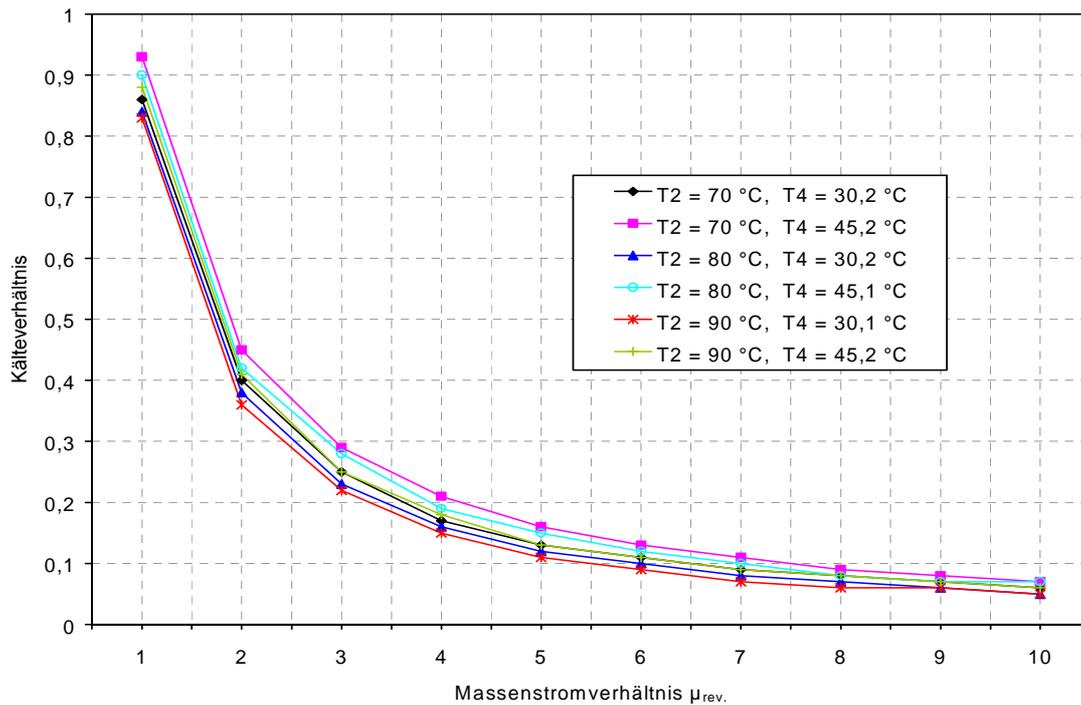


Bild 10: Kälteverhältnis in Abhängigkeit vom Massenstromverhältnis μ_{rev} für die Zusammensetzung von $x = 80\%$ und Verdampfungstemperatur $\vartheta = 3\text{ °C}$ bei verschiedenen Heiz- und Kondensatortemperaturen (ϑ_2 und ϑ_4).

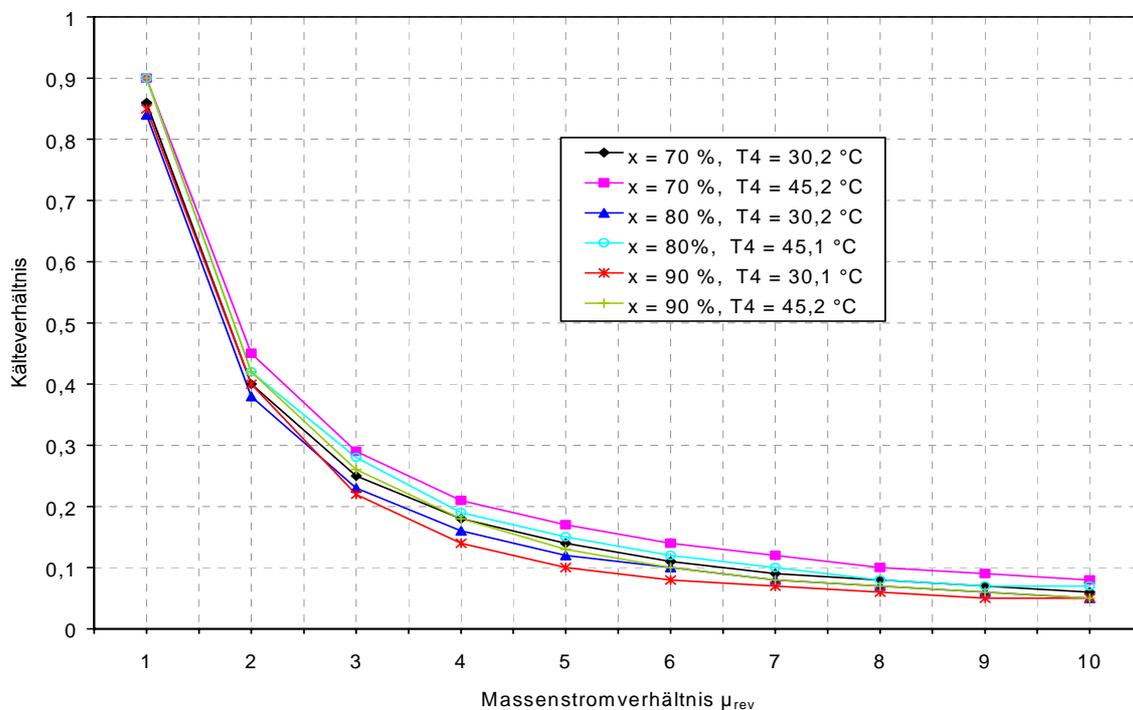


Bild 11: Kälteverhältnis in Abhängigkeit vom Massenstromverhältnis μ_{rev} für die Heiztemperatur von $\vartheta = 80\%$ und Verdampfungstemperatur $\vartheta = 3\text{ °C}$ bei verschiedenen Zusammensetzungen z und Kondensationstemperaturen ϑ_4 .

4 Wissenschaftlich - technische Ergebnisse

4.1 Allgemeines

Zur genauen Verifizierung wurde die thermodynamische und kinetische Auslegung der Strahlpumpe mit Hilfe des Softwareprogramms EES durchgeführt. Die Berechnungen mit Hilfe von EES beinhalten die Energie- und Massenbilanzen, die thermischen und stofflichen Gleichgewichte des Mediums und die Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeiten für einzelne Abschnitte. Eine detaillierte Beschreibung der Berechnungsweise sowie die Ergebnisse aus diesen Berechnungen ist in den nachfolgenden Abschnitten aufgeführt.

Das Programm EES ist ein Gleichungslöser, der Systeme mit bis zu 2500 Gleichungen simultan löst. EES wurde größtenteils von Prof. S. A. Klein entwickelt und wird bereits seit einigen Jahren an der University of Wisconsin - Madison , USA (aus diesem Hause kommt auch TRNSYS, ein Programm zur energetischen Simulation transienter Systeme) erfolgreich zur Unterstützung der Lehre eingesetzt, vor allem in den Fächern "Thermodynamik", "Wärmeübertragung" und "Thermische Nutzung von Solarenergie". Seit der ersten Version von EES im Jahre 1992 wurde es laufend erweitert und verbessert [36].

In seiner Hauptfunktion dient EES zur numerischen Lösung algebraischer Gleichungssysteme. Des weiteren kann EES benutzt werden, um die Differentialgleichungen mit bekannten Anfangsbedingungen zu lösen, Optimierungsrechnungen und lineare sowie nicht-lineare Regressionen durchzuführen und die Ergebnisse in veröffentlichungsfähiger Qualität darzustellen. Ähnlich wie bei anderen Programmen wie TKSolver, MathCad werden die Gleichungen eingegeben, und das Programm EES löst sie. Der größte Unterschied zwischen EES und den anderen Programmen ist, daß EES integrierte Funktionen zur Bestimmung von thermodynamischen Stoffdaten und Transporteigenschaften von gebräuchlichen Fluiden besitzt, sowie viele mathematische Funktionen und Funktionen für thermophysikalische Stoffdaten. Eine beliebige thermodynamische Stoffeigenschaft kann durch einen Funktionsaufruf in Abhängigkeit von zwei weiteren unabhängigen Zustandsgrößen bestimmt werden. Ähnliche Funktionen stehen für die meisten FCKW- und FKW Kältemittel, Ammoniak, Methan, Kohlendioxid und viele andere Fluide zur Verfügung. Ebenfalls enthalten sind Zustandstabellen für Luft und feuchte Luft und Daten aus den „JANAF-Tafeln“ für viele gebräuchliche Gase. Für alle Stoffe gibt es ebenfalls Funktionen für Transporteigenschaften [36].

Es können aber auch unter EES Funktionen und Prozeduren vom Benutzer geschrieben werden, die eine ähnliche Syntax wie FORTRAN oder PASCAL verwenden. Diese können im Programmtext eingeschlossen oder auch separat als Benutzerbibliothek gespeichert werden, so

daß sie dann nach jedem Start von EES genauso wie die EES-eigenen Funktionen zur Verfügung stehen. Es besteht auch die Möglichkeit, auf externe Funktionen und Prozeduren zurückzugreifen, die in C, PASCAL oder FORTRAN geschrieben sein können und als „dynamic link library“ kompiliert wurden [36].

Für die thermodynamische Auslegung der Strahlpumpe im Zweiphasen/Zweikomponenten-Gebiet braucht man exakte Stoffdaten von Ammoniak/Wasser wie z.B. Enthalpie, Entropie, Dichte etc., welche nur über das EES Programm zu beschaffen waren. Als neueste und genaueste Stoffdaten sind die Gleichungen von Dr. Tillner-Roth bekannt, die als AWMIX-Funktionsroutinen in EES implementiert werden können.

4.2 Auslegung der Strahlpumpe

Die Gesamtanlage ist in Kapitel 4 ausführlich beschrieben. Die Funktionsweise der Strahlpumpe und einzelner Düsen wurde bereits im 1. Zwischenbericht dargestellt. Der Aufbau der Strahlpumpe geht aus dem Bild 12 hervor. Die Hauptkomponenten sind: Treibdüse, Saugdüse, Mischraum und eine Lavalldüse. Die Treibdüse und die Lavalldüse bestehen aus dem konvergenten Teil, der engsten Stelle und dem divergenten Teil.

Die für die Berechnung erforderlichen Massen- und Energiebilanzen werden in das EES Programm eingegeben, und dieses rechnet mit den zugehörigen Stoffdaten die einzelnen Parameter aus. Für die genaue Vorgehensweise der Berechnung wurde ein Flußdiagramm erstellt, welches als Anlage beigefügt ist. Im folgenden wird die Vorgehensweise der Berechnung beschrieben. Dazu werden die folgende Daten vorgegeben:

Zusammensetzung des Gemisches	: z
Verdampfertemperatur- und druck	: T_4 und p_4
Heiztemperatur- und druck	: T_1 und p_1
Kondensationstemperatur- und druck	: T_9 und p_9

angenommene Wirkungsgrade:

konvergenter Teil der Treibdüse	: $\eta_{T,konv}$
divergenter Teil der Treibdüse	: $\eta_{T,div}$
Saugdüse	: η_S
Mischraum	: η_M
konvergenter Teil der Lavalldüse	: $\eta_{L,konv}$
divergenter Teil der Lavalldüse	: $\eta_{L,div}$
Kälteleistung	: \dot{Q}_4

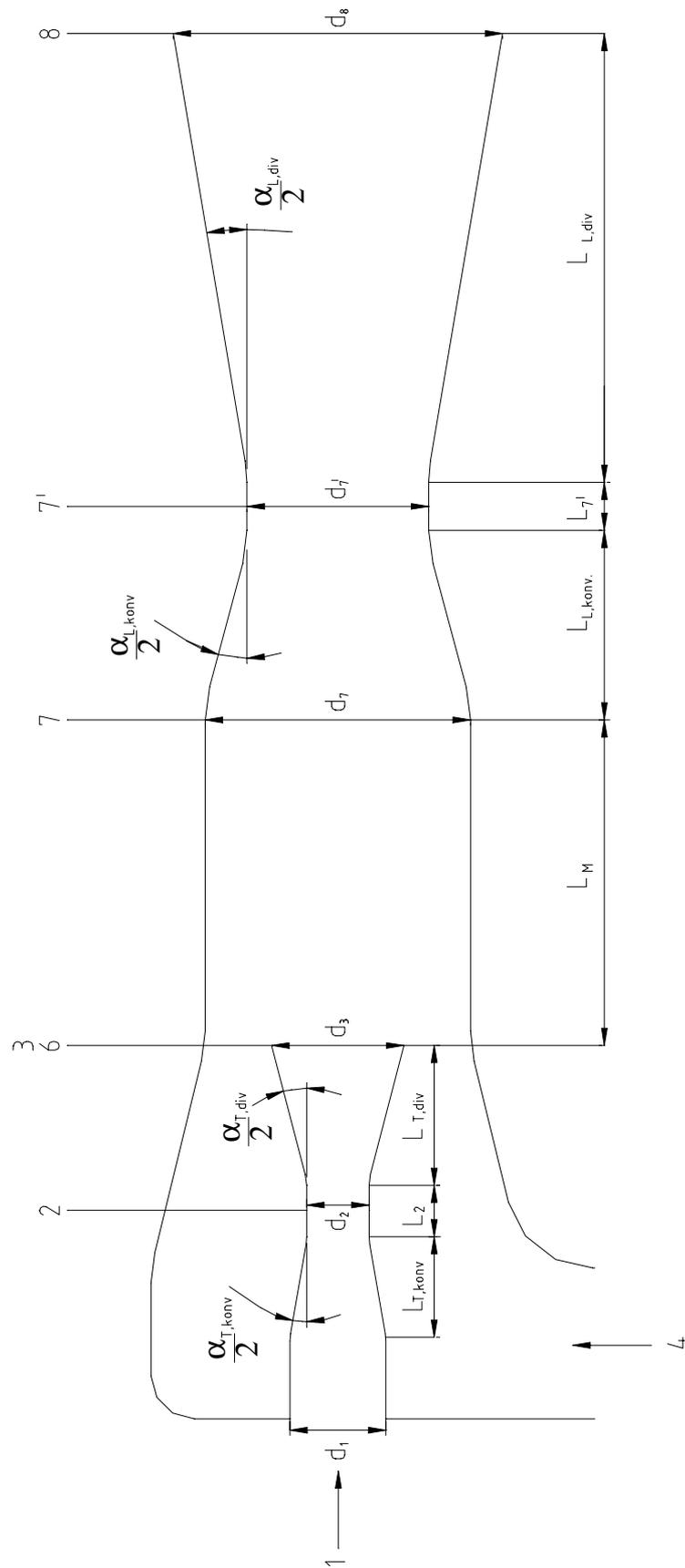


Bild 12: Aufbau Strahlpumpe mit Zustandsbezeichnungen

Der Saugmassenstrom \dot{m}_4 wird mit den Enthalpien der Zustände und der Kälteleistung berechnet:

$$\dot{m}_4 = \frac{\dot{Q}_4}{h_4 - h_9} \quad (1)$$

Anschließend wird die reversible Enthalpie am Austritt der Strahlpumpe bestimmt.

$$h_{8,rev} = (\dot{m}_{1,rev} \cdot h_1 + \dot{m}_4 \cdot h_4) / (\dot{m}_{1,rev} + \dot{m}_4) \quad (2)$$

Mit dieser reversiblen Enthalpie $h_{8,rev}$, dem Austrittsdruck p_8 der Strahlpumpe (entspricht dem Kondensationsdruck p_9) und der Zusammensetzung z können die weiteren Stoffdaten des reversiblen Zustandes 8 mit EES bestimmt werden. Die Reversibilitätsbedingung wird aufgestellt:

$$\dot{m}_{1,rev} \cdot s_1 + \dot{m}_4 \cdot s_4 = (\dot{m}_{1,rev} + \dot{m}_4) \cdot s_{8,rev} \quad (3)$$

und darüber wird der reversible Treibmassenstrom $\dot{m}_{1,rev}$ überprüft. Im Programm wird der reversible Treibmassenstrom solange variiert, bis die Reversibilitätsbedingung erfüllt wird. Dann kann mit dem Gesamtwirkungsgrad η_{ges} , welcher sich aus empirischen Einzelwirkungsgraden von Düsenabschnitten bildet, und mit Hilfe der Energiebilanz der tatsächliche Treibmassenstrom \dot{m}_1 berechnet werden:

$$\dot{m}_1 = \frac{\left[\left(\frac{\dot{m}_{8,rev} \cdot h_{8,rev}}{\eta_{ges}} \right) - \dot{m}_4 \cdot h_4 \right]}{h_1} \quad (4)$$

mit: $\eta_{ges} = \eta_{T,konv} \cdot \eta_{T,div} \cdot \eta_S \cdot \eta_M \cdot \eta_{L,konv} \cdot \eta_{L,div}$ (5)

$$\dot{m}_{8,rev} = \dot{m}_{1,rev} + \dot{m}_4 \quad (6)$$

Anhand der gewonnenen Parameter kann nun die Berechnung der tatsächlichen Enthalpie am Austritt der Strahlpumpe erfolgen:

$$h_{8,tats.} = \frac{(\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_4 \cdot h_4)}{\dot{m}_8} \quad (7)$$

mit $\dot{m}_8 = \dot{m}_1 + \dot{m}_4$ (8)

Nachdem die Massenströme der Strahlpumpe bestimmt wurden, werden Schritt für Schritt die Stoffdaten für die einzelnen Düsenabschnitte mit dem Stoffdatenroutinen bestimmt. Mit diesen Stoffdaten sind die Geschwindigkeiten an den einzelnen Zuständen zu berechnen, welche für die Dimensionierung der Strahlpumpe erforderlich sind.

4.2.2 Saugdüsenberechnung

Hohe Geschwindigkeitsdifferenzen verursachen hohe Verluste beim Aufprall der Treib- und Saugströme im Mischraum. Um diese Stoßverluste zu verringern, sollte die Strömungsgeschwindigkeit des Saugstromes vor dem Aufprall erhöht werden [38]. Für den Austritt der Saugdüse (Zustand 6) wird der Druck p_6 angenommen. Dieser Druck wird so lange iteriert, bis an diesem Zustand die Schallgeschwindigkeit, d.h. Ma - Zahl =1, erreicht wird.

Die Vorgehensweise ist wie folgt. Zuerst wird die reversible Enthalpie mit der isentropen Entropie $s_4 = s_{6,isen}$, dem Druck p_6 , und der Zusammensetzung z bestimmt. Es erfolgt nun die Bestimmung der tatsächlichen Enthalpie am Zustand 6 mit dem vorgegebenen Wirkungsgrad der Saugdüse:

$$h_{6,tat} = h_4 - \eta_S \cdot (h_4 - h_{6,isen}) \quad (9)$$

Die tatsächlichen Stoffdaten vom Zustand 6 können mit der tatsächlichen Enthalpie $h_{6,tat}$, dem Druck p_6 und der Zusammensetzung z bestimmt werden. Die Berechnung der Geschwindigkeit am Zustand 6 erfolgt mit:

$$w_6 = \sqrt{2 \cdot (h_4 - h_{6,tat}) + w_4^2} \quad (10)$$

4.2.2.1 Berechnung der Schallgeschwindigkeit am Saugdüsenaustritt

Die Schallgeschwindigkeit wird für eine homogene Phasenverteilung ohne Phasenübergang nach einer von *Winter, Nguyen und Greiner* entwickelten Gleichung für die Zweiphasenschallgeschwindigkeit gerechnet [§]. In dieser Modellvorstellung wird die Gasphase als Fluid mit elastischer Begrenzung durch die Flüssigkeitsphase betrachtet. Die Schallgeschwindigkeit der Zweiphasenströmung ergibt sich daher aus der Überlagerung der Schallgeschwindigkeiten der einzelnen Phasen:

$$c_6 = \frac{1}{(1-\varepsilon_6) \cdot \sqrt{\left(\frac{(1-\varepsilon_6)}{c_{F,6}^2} + \frac{\rho_{F,6}}{\rho_{D,6}} \cdot \frac{\varepsilon_6}{c_{D,6}^2}\right)} + \varepsilon_6 \cdot \sqrt{\left(\frac{\varepsilon_6}{c_{D,6}^2} + \frac{\rho_{D,6}}{\rho_{F,6}} \cdot \frac{(1-\varepsilon_6)}{c_{F,6}^2}\right)}} \quad (11)$$

Die Berechnung der einzelnen Schallgeschwindigkeiten für Flüssigkeits- und Gasphase geschieht durch das EES-Programm. Die Temperatur, die Dichte und die Zusammensetzung der jeweiligen Phasen werden in das Stoffdatenprogramm eingegeben und die Schallgeschwindigkeit der Phasen wird berechnet. Der Dampfgehalt wurde in Volumenanteil nach [5] umgerechnet:

$$\varepsilon_6 = \frac{\varphi_{6,tat} \cdot \rho_{D,6,tat}}{\rho_{6,tat}} \quad (12)$$

Mit der Machzahl wird überprüft, ob eine Schallströmung am Austritt herrscht:

$$Ma_6 = \frac{w_6}{c_6} \quad (13)$$

Die Iteration des Druckes p_6 wird solange fortgesetzt, bis die Bedingung $Ma = 1$ erfüllt ist.

4.2.3 Treibdüse

Bei der Vorgehensweise zur Berechnung der engsten Stelle der Treibdüse (Zustand 2) und des Treibdüsenaustritts (Zustand 3) wird genauso verfahren wie bei der Saugdüse. In der Treibdüse werden Dampf oder Flüssigkeit von sehr hoher Temperatur mit hohem Heizdruck p_1 auf einen niedrigen Verdampfungsdruck p_3 entspannt. Wegen des hohen Druckgefälles von p_1 auf p_3 nimmt die Geschwindigkeit des Treibstrahls erheblich zu. Es ist nachgewiesen, daß eine Strahlpumpe am günstigsten arbeitet, wenn ein gleicher Druck in der Düsenmündung herrscht [6]. Der Druck am Austritt der Treibdüse wird daher gleich dem Austrittsdruck der Saugdüse gesetzt $p_3=p_6$. Bei diesem Druck erreicht die Strömung am Zustand 3 eine Überschallgeschwindigkeit. Dadurch entsteht eine starke Saugwirkung, die in der Saugdüse für einen Unterdruck sorgt. Der Treibstrahl reißt das Kältemittel aus der Saugdüse und vermischt sich mit ihm im Mischraum. In der Treibdüse wird also Druckenergie des Treibmediums in kinetische Energie umgewandelt.

Die Berechnung der Treibdüse wird in zwei Abschnitten vorgenommen, der erste ist der vom Eintritt zur engsten Stelle und dann von der engsten Stelle zum Treibdüsenaustritt. Zur Berechnung der engsten Stelle wird nach Annahme eines Druckes die reversible Enthalpie

bestimmt und dann der tatsächliche Zustand berechnet. Anschließend wird die Schallgeschwindigkeit ermittelt und mit der Forderung $Ma = 1$ verglichen. Ist die Bedingung nicht erfüllt wird der Druck an der engsten Stelle solange variiert bis die Bedingungen erfüllt werden. Ausgehend von diesen werden dann, unter der Annahme das der Druck am Austritt der Treibdüse dem des Saugdüsenaustritts entspricht, der Zustand des Treibdüsenaustritts bestimmt werden. Aus die Darstellung der Formeln wir hier verzichtet. Sie sind – mit veränderten Indizes, gleich denen zur Berechnung der Saugdüse.

4.2.4 Mischraum

Der Mischraum wurde mit konstantem Druck ausgerechnet, obwohl es sehr schwierig ist, die Mischraumgeometrie so zu bestimmen, daß ein konstanter Druck erhalten wird. Dieses Problem wurde von *Keenan et al.* in einer Arbeit [42] vernachlässigt, und es wurde festgestellt, daß nur in einigen Bereichen die Ergebnisse mit den experimentellen Untersuchungen übereinstimmen. Der Druck am Austritt des Mischraumes (Zustand 7) wird gleich dem Druck beim Eintritt des Mischraumes gesetzt ($p_6 = p_3 = p_7$). Mit der Energiegleichung wird zuerst die reversible Entropie berechnet:

$$s_{7,rev} = \frac{(s_{3,tat} \cdot \dot{m}_1 + s_{6,tat} \cdot \dot{m}_4)}{\dot{m}_8} \quad (14)$$

Mit der reversiblen Entropie $s_{7,rev}$, dem Druck p_7 und der Zusammensetzung z können die Stoffdaten für den reversiblen Zustand 7 bestimmt werden. Mit der reversiblen Enthalpie $h_{7,rev}$ wird über die Energiegleichung die reversible Geschwindigkeit $w_{7,rev}$ am Austritt des Mischraumes berechnet:

$$w_{7,rev}^2 = 2 \cdot \left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_8} \cdot \left(h_{3,tat} + \frac{w_3^2}{2} \right) + \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_8} \cdot \left(h_{6,tat} + \frac{w_6^2}{2} \right) - h_{7,rev} \right) \quad (15)$$

Über die Definition des Mischraumwirkungsgrades η_M kann die tatsächliche Geschwindigkeit w_7 am Zustand 7 berechnet werden:

$$w_7^2 = \eta_M \cdot w_{7,rev}^2 \quad (16)$$

Berechnung der tatsächlichen Enthalpie am Zustand 7 erfolgt mit der Energiebilanz:

$$h_{7,tat} = \left(\frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_8} \cdot \left(h_{3,tat} + \frac{w_3^2}{2} \right) + \frac{\dot{m}_4}{\dot{m}_8} \cdot \left(h_{6,tat} + \frac{w_6^2}{2} \right) - \frac{w_7^2}{2} \right) \quad (17)$$

Mit der tatsächlichen Enthalpie am Austritt des Mischraumes $h_{7,tat}$, dem Druck p_7 und der Zusammensetzung z wird der thermodynamische Zustand am Mischraumende bestimmt. Die Schallgeschwindigkeit an diesem Zustand wird genauso berechnet wie in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben.

4.2.5 Lavaldüse

Der Wirkungsgrad eines Diffusers ist um so schlechter, je größer die Geschwindigkeitsunterschiede der Strömung beim Eintritt in den Diffuser sind [43, 44]. Es ist deshalb wichtig, die Geschwindigkeitsunterschiede zwischen dem Treib- und dem Saugstrom auszugleichen, damit die anschließende Druckerhöhung im Diffuser mit gutem Wirkungsgrad vollzogen werden kann. Da die Berechnungen ergeben haben, daß am Ende des Mischraumes Überschallgeschwindigkeit herrscht, wurde statt des Diffusers eine Lavaldüse nach dem Mischraum eingesetzt. Sie hat die Aufgabe, die Strömung auf die Schallgeschwindigkeit abzubremesen und anschließend wie ein Diffuser das Gemisch bei möglichst geringen Verlusten, auf einen höheren Druck – den Kondensationsdruck - zu bringen. Die Schritte der Berechnung der Parameter der engsten Stelle der Lavaldüse (Zustand 7') entsprechen denen der Treibdüsenberechnung.

Von der engsten Stelle der Lavaldüse ausgehend, kann nun der Austritt der Strahlpumpe (Zustand 8) berechnet werden. Dazu fehlen nur noch die Stoffdaten des reversiblen Zustandes mit dem tatsächlichen Gesamtmassenstrom \dot{m}_8 . Zuerst wird die reversible Enthalpie über die Definition des Wirkungsgrades des divergenten Teils der Lavaldüse berechnet:

$$h_{8,rev1} = h_{7',tat} - \frac{(h_{7',tat} - h_{8,tat})}{\eta_{L,div}} \quad (18)$$

Mit der reversiblen Enthalpie $h_{8,rev}$, dem Druck p_9 und der Zusammensetzung z erhält man die Stoffdaten aus dem EES-Programm für den reversiblen Zustand. Die Berechnung der Geschwindigkeit und der Schallgeschwindigkeit erfolgt wie bei den anderen Zuständen.

4.2.6 Bestimmung der Strahlpumpengeometrie

Nachdem nun alle Zustände thermodynamisch und strömungstechnisch festgelegt sind, kann die Strahlpumpengeometrie bestimmt werden, die aus den Querschnittsflächen, den entsprechenden Durchmessern und den Längen besteht:

4.2.6.1 Treibdüse:

konvergenter Teil:

Fläche: $A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2$ (19)

mit $d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\pi \cdot w_1 \cdot \rho_1}}$ (20)

Länge : $L_{T,konv} = \frac{(d_1 - d_2)}{2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha_{T,konv}}{2}\right)}$ (21)

mit $\alpha_{T,konv} = 20^\circ$

Engste Stelle:

Fläche: $A_2 = \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2$ (22)

mit $d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\pi \cdot w_2 \cdot \rho_{2,tat}}}$ (23)

Länge nach DIN1952: $L_2 = 0,6 \cdot d_2$ (24)

divergenter Teil:

Fläche: $A_3 = \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2$ (25)

mit $d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_1}{\pi \cdot w_3 \cdot \rho_{3,tat}}}$ (26)

Länge : $L_{T,konv} = \frac{(d_3 - d_2)}{2 \cdot \tan\left(\frac{\alpha_{T,div}}{2}\right)}$ (27)

mit $\alpha_{T,div} = 10^\circ$

4.2.6.2 Saugdüse:

Eintrittsfläche: $A_4 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_4^2 - d_1^2)$ (28)

mit $d_4 = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot \dot{m}_4}{\pi \cdot w_4 \cdot \rho_{4,tat}} + d_1^2\right)}$ (29)

$$\text{Austrittsfläche:} \quad A_6 = \frac{\pi}{4} \cdot (d_6^2 - d_3^2) \quad (30)$$

$$\text{mit} \quad d_6 = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot \dot{m}_4}{\pi \cdot w_6 \cdot \rho_{6,tat}} + d_3^2 \right)} \quad (31)$$

4.2.6.3 Mischraumaustritt:

$$\text{Fläche:} \quad A_7 = \frac{\pi}{4} \cdot d_7^2 \quad (32)$$

$$\text{mit} \quad d_7 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_8}{\pi \cdot w_7 \cdot \rho_{7,tat}}} \quad (33)$$

$$\text{Länge} \quad L_M = 10 \cdot d_7 \quad (34)$$

4.2.6.4 Lavaldüse:

Die Abmessungen für die Lavaldüse werden genauso berechnet wie bei der Treibdüse. Der konvergente Winkel der Lavaldüse beträgt $\alpha_{L,konv} = 20^\circ$, aber für den divergenten Winkel wurde entsprechend eines Diffuserwinkel ein Wert von $\alpha_{L,div} = 6^\circ$ angenommen [45].

4.3 Ergebnisse aus den thermodynamischen und kinetischen Berechnungen

Um den optimalen Zustand der Strahlpumpe herauszufinden, wurden verschiedene Berechnungen mit unterschiedlichen Parametern mit dem EES-Stoffdatenprogramm durchgeführt. Bei diesen Berechnungen war es wichtig die zweiphasige-/zweikomponentige Strahlpumpe so auszulegen, um gute Kälteverhältnisse bei akzeptablen Massenstromverhältnissen zu erhalten. Das Kälteverhältnis (COP-Wert) ist ein wesentliches Merkmal für die Effizienz von Kälteanlagen. Es ist definiert als Kälteleistung geteilt durch die zugeführte Heizleistung. In den Bildern 2 bis 7 sind die COP-Werte in Abhängigkeit der Saugdampfgehalte bei verschiedenen Treibdampfgehalten und unterschiedlichen Zusammensetzungen aufgetragen. Die einzelnen Berechnungswerte zu den Bildern sind aus den Tabellen im Anhang zu entnehmen.

Da für Zweiphasen/Zweikomponenten-Strahlpumpen mit dem Arbeitsmittel Ammoniak/Wasser keine Versuchswerte für die Wirkungsgrade vorliegen, wurden empirische Werte aus anderen, vergleichbaren Applikationen übernommen [45, 46, 47, 48]. Die Werte für den Mischraumwirkungsgrad liegen in der Regel zwischen $\eta_M = 0,5$ und $0,7$. Die Auslegung der Strahlpumpe wurde hier mit zwei unterschiedlichen Mischraumwirkungsgraden durchgeführt. Für den Mischraumwirkungsgrad in den Bildern 2, 3 und 4 wurde ein Wert von $\eta_M = 0,5$ und für

die Bilder 5,6 und 7 ein Werte von $\eta_M = 0,7$ angenommen. Variiert wurde dabei zusätzlich die Zusammensetzung von $z = 70\%$, 90% und $99\% \text{ NH}_3$.

Für die Berechnungen wurde eine Verdampfungstemperatur $\vartheta_1 = 4 \text{ °C}$, eine Heiztemperatur $\vartheta_2 = 90 \text{ °C}$ und eine Kondensationstemperatur $\vartheta_4 = 40 \text{ °C}$ festgelegt. Diese Werte entsprechen der üblichen Aufgabenstellung 6°C kaltes Wasser mit Solarwärme von 90 °C bei in Europa üblichen Umgebungstemperaturen von ca. $30 - 35 \text{ °C}$ zu erzeugen. 90°C Heiztemperaturen sind mit den gängigen auf dem Markt vorhandenen Solarkollektoren erreichbar.

Die Kälteleistung für die Versuchsanlage beträgt 20 kW , weil bei 10 kW die Abmessungen der Strahlpumpe so klein ausfallen, daß eine Fertigung bei den angestrebten Toleranzen nicht mehr möglich ist.

4.3.1 Ergebnisse der Parameterstudien für einen Mischraumwirkungsgrad von 0,5

Wie bereits erwähnt wurde die Strahlpumpe mit unterschiedlichen Parameter bei einem festgelegten Mischraumwirkungsgrad ausgelegt. Die Bilder 13 bis 15 zeigen die Ergebnisse. Dargestellt ist der COP-Wert in Abhängigkeit des Saugdampfgehalt bei verschiedenen Treibdampfgehalten. Zu erkennen ist, daß sich generell ein Optimum des COP-Wert bei verschiedenen Saug- und Treibdampfgehalten bildet. Dieses Optimum ist um so ausgeprägter je höher die Zusammensetzung; d.h. der Anteil an Ammoniak, ist. Auch die Lage des Optimums verschiebt sich mit der Zusammensetzung. Weiterhin ist erkennbar, daß der Treibdampfgehalt kaum einen Einfluß auf den COP-Wert hat, solange eine zweiphasige Strömung vorliegt. Lediglich bei Treibdampfgehalten von 1 ergeben sich starke Abweichungen.

Bei der Zusammensetzung von $z = 70 \%$ (siehe Bild 13) konnten nur Berechnungen für niedrige Treibdampfgehalte durchgeführt werden, da bei Dampfgehalten größer $0,4$ auf der Treibseite die Drücke im Bereich des Saugdüsenaustritts sehr niedrig werden, bzw. die physikalisch Grenzen überschritten werden.

Die Berechnungen wurden mit folgenden Einzelwirkungsgraden durchgeführt, woraus ein Gesamtwirkungsgrad für die Strahlpumpe von $0,39$ resultiert.

Konvergenter Teil der Treibdüse:	$\eta_{T,konv}$	1
Divergenter Teil der Treibdüse:	$\eta_{T,div}$	0,97
Saugdüse:	η_S	0,95
Mischraum:	η_M	0,5
Konvergenter Teil der Lavalldüse:	$\eta_{L,konv}$	0,95
Divergenter Teil der Lavalldüse:	$\eta_{L,div}$	0,9
Gesamtwirkungsgrad:	η_{ges}	0,39

Die ermittelten COP-Werte sind in den folgenden Tabellen aufgeführt.

Saugdampfgehalt φ_4	Treibdampfgehalt			
	$\varphi_1 = 0,1$	$\varphi_1 = 0,3$	$\varphi_1 = 0,7$	$\varphi_1 = 0,9$
0,2	0,08663	0,08264	n.b.	n.b.
0,4	0,1091	0,09743	n.b.	n.b.
0,6	0,07857	0,06743	n.b.	n.b.
0,8	0,06799	0,05772	n.b.	n.b.
1	0,07026	0,05942	n.b.	n.b.

Tabelle 1: COP-Werte bei einer Zusammensetzung von $z = 70\%$ und den Temperaturen: $\vartheta_1 = 90\text{ °C}$, $\vartheta_4 = 4\text{ °C}$ und $\vartheta_9 = 40\text{ °C}$ (n.b.: nicht bestimmbar)

Saugdampfgehalt φ_4	Treibdampfgehalt					
	$\varphi = 0$	$\varphi_1 = 0,2$	$\varphi_1 = 0,4$	$\varphi_1 = 0,6$	$\varphi_1 = 0,8$	$\varphi_1 = 1$
0,2	0,08609	0,08697	0,08326	0,07789	0,05878	n.b.
0,4	0,156	0,1638	0,1601	0,1496	0,1038	n.b.
0,6	0,166	0,1754	0,1714	0,1593	0,1	n.b.
0,8	0,1167	0,1278	0,1256	0,1151	0,06262	n.b.
0,9	0,06886	0,07755	0,07754	0,07076	0,03583	n.b.
0,99	0,06334	0,0712	0,07103	0,0647	0,03203	n.b.

Tabelle 2: COP-Werte bei einer Zusammensetzung von $z = 90\%$ und den Temperaturen: $\vartheta_1 = 90\text{ °C}$, $\vartheta_4 = 4\text{ °C}$ und $\vartheta_9 = 40\text{ °C}$ (n.b.: nicht bestimmbar)

Saugdampfgehalt φ_4	Treibdampfgehalt					
	$\varphi_1 = 0$	$\varphi_1 = 0,2$	$\varphi_1 = 0,4$	$\varphi_1 = 0,6$	$\varphi_1 = 0,8$	$\varphi_1 = 1$
0,2	0,0792	0,08322	0,07976	0,07655	0,07376	0,05111
0,4	0,1708	0,1755	0,1715	0,1676	0,1629	0,1073
0,5	0,1874	0,1945	0,191	0,187	0,1829	0,1184
0,6	0,197	0,2064	0,2042	0,2003	0,1957	0,124
0,8	0,2084	0,2201	0,2176	0,2145	0,2093	0,128
0,9	0,2052	0,2165	0,2172	0,2148	0,2092	0,1233
0,99	0,09393	0,1043	0,1076	0,1083	0,1065	0,05492

Tabelle 3: COP-Werte bei einer Zusammensetzung von $z = 99\%$ und den Temperaturen: $\vartheta_1 = 90\text{ °C}$, $\vartheta_4 = 4\text{ °C}$ und $\vartheta_9 = 40\text{ °C}$ (n.b.: nicht bestimmbar)

Aus den Diagrammen (Bild 13 - 15) ist zu erkennen, daß sich der COP-Wert mit der Zusammensetzung erhöht. Die besten Ergebnisse hinsichtlich des COP-Wertes aber auch bei der Geometrie der Strahlpumpe, erhält man bei einer Zusammensetzung von $z = 99\%$. Die Bildung des Optimums ergibt sich aus den thermodynamischen Eigenschaften von Ammoniak/Wasser. Eine Änderung des Dampfgehaltes bei konstanten Temperaturbedingungen wirkt sich auf den Druck und auf die weiteren thermodynamischen Größen aus. Der Druck nimmt mit steigendem Dampfgehalt ab, während die Enthalpie zunimmt. Deshalb kann der COP-Wert nicht mit dem Saugdampfgehalt allmählich zunehmen, sondern weist ein Maximum auf.

Bei einer Zusammensetzung von $z = 70\%$ wird der höchste COP-Wert bei einem Saugdampfgehalt von $\varphi_4 = 0,4$ und einem Treibdampfgehalt von $\varphi_1 = 0,1$ erreicht. Im Vergleich dazu liegt das Optimum bei einer Zusammensetzung von 99% bei einem Saugdampfgehalt von $\varphi_4 = 0,8$ und einem Treibdampfgehalt von $\varphi_1 = 0,2$. Der COP nimmt also mit steigendem Saugdampfgehalt zu und mit zunehmendem Treibdampfgehalt geringfügig ab.

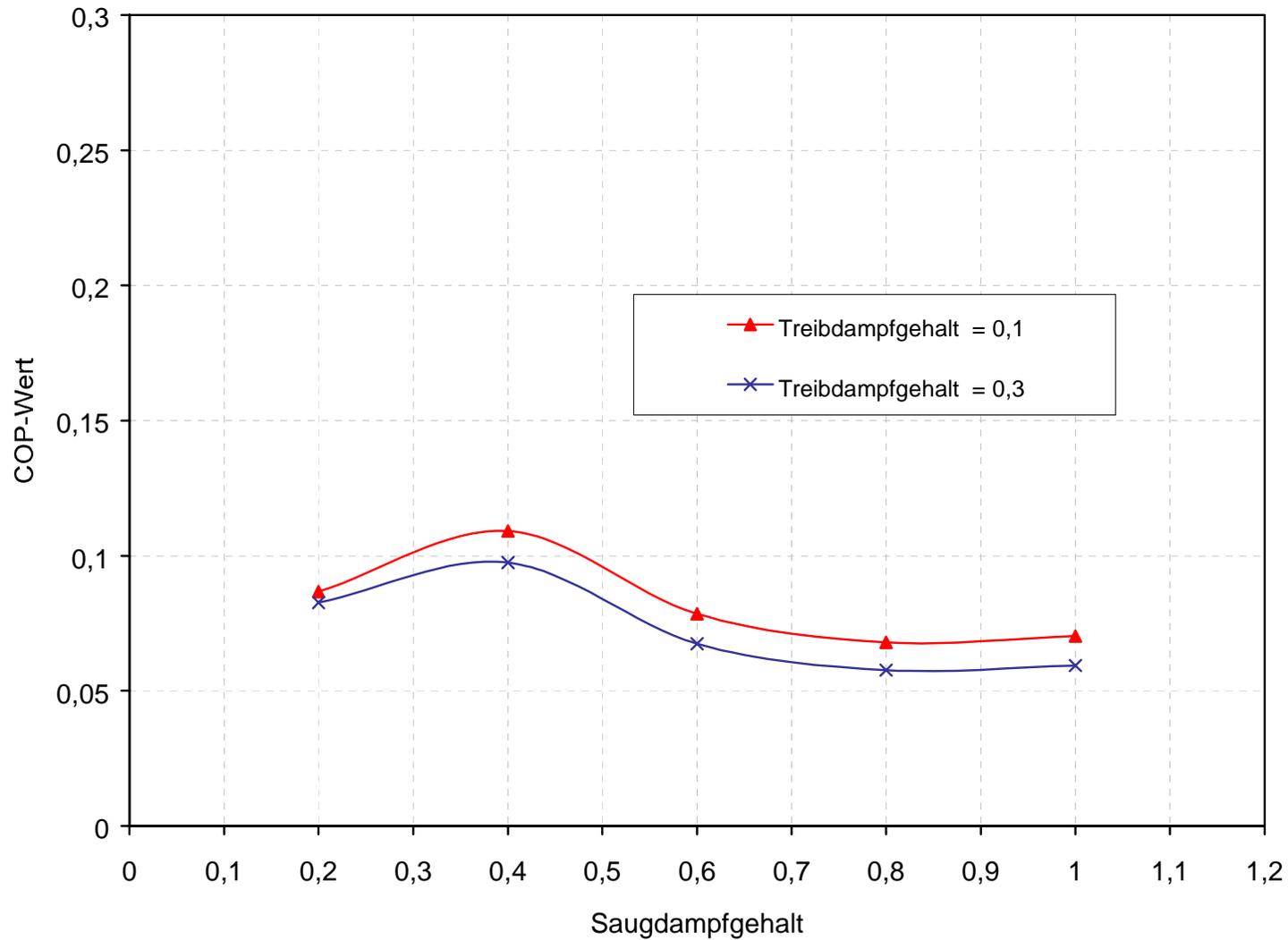


Bild 13: Kälteverhältnis (COP-Wert) in Abhängigkeit vom Saugdampfgehalt bei verschiedenen Treibdampfgehalten für eine Zusammensetzung von $z = 70\%$ und einem Mischraumwirkungsgrad $\eta_M = 0,5$.

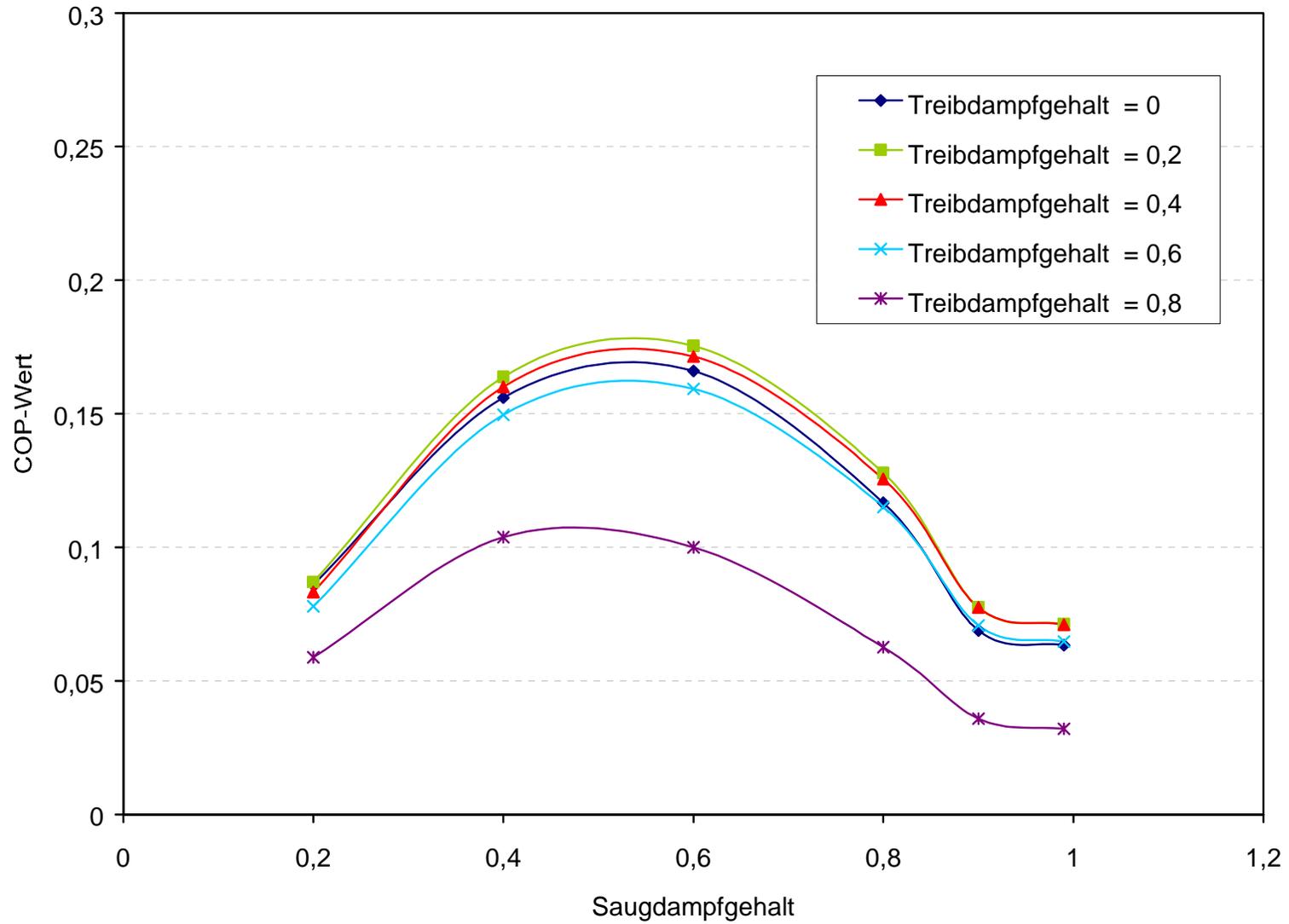


Bild 14: Kälteverhältnis (COP-Wert) in Abhängigkeit vom Saugdampfgehalt bei verschiedenen Treibdampfgehalten für eine Zusammensetzung von $z = 90\%$ und einem Mischraumwirkungsgrad $\eta_M = 0,5$.

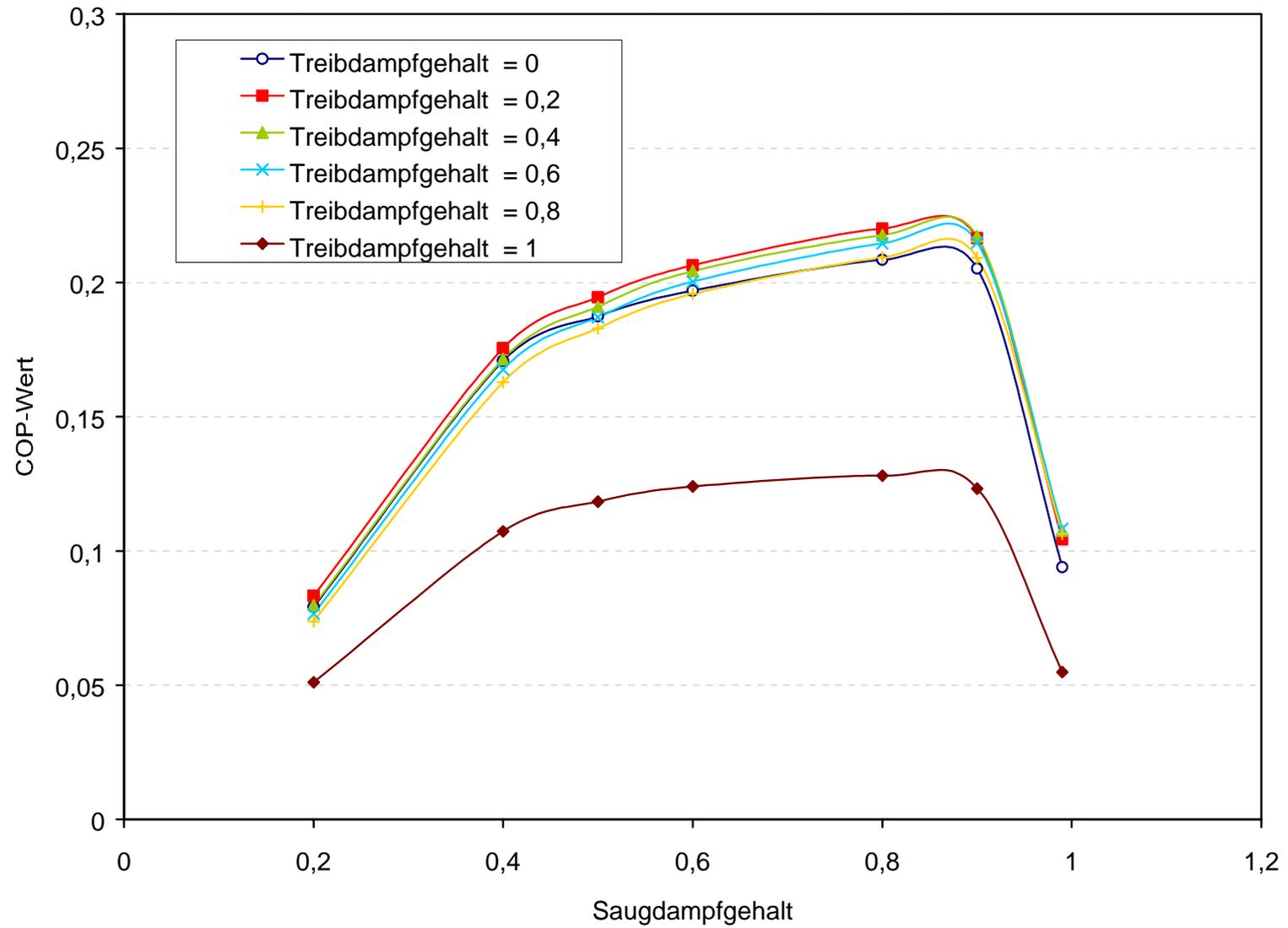


Bild 15: Kälteverhältnis (COP-Wert) in Abhängigkeit vom Saugdampfgehalt bei verschiedenen Treibdampfgehalten für eine Zusammensetzung von $z = 99\%$ und einem Mischraumwirkungsgrad $\eta_M = 0,5$.

4.3.2 Ergebnisse der Parameterstudien für einen Mischaumwirkungsgrad von 0,7

Alternativ zu den ersten Berechnungen wurde die Strahlpumpe und somit auch das Kälteverhältnis bei einem Mischaumwirkungsgrad von $\eta_M = 0,7$ für verschiedene Zusammensetzungen ermittelt (Bilder 5, 6 und 7). Für die Berechnung der Strahlpumpe wurden folgenden Einzelwirkungsgrade für die einzelnen Strahlpumpenabschnitte vorgegeben, woraus sich ein Gesamtwirkungsgrad der Strahlpumpe von 0,55 ergibt.

konvergenter Teil der Treibdüse	$\eta_{T,konv}$	1
divergenter Teil der Treibdüse	$\eta_{T,div}$	0,97
Saugdüse	η_S	0,95
Mischaum	η_M	0,7
konvergenter Teil der Lavaldüse	$\eta_{L,konv}$	0,95
divergenter Teil der Lavaldüse	$\eta_{L,div}$	0,9
Gesamtwirkungsgrad	η_{ges}	0,55

Die Berechnungsergebnisse des COP-Wertes sind in den folgenden Tabellen zusammengefaßt.

Saugdampfgehalt φ_4	Treibdampfgehalt			
	$\varphi_1 = 0,1$	$\varphi_1 = 0,3$	$\varphi_1 = 0,7$	$\varphi_1 = 0,9$
0,2	0,1294	0,1249	n.b.	n.b.
0,4	0,1589	0,1422	n.b.	n.b.
0,6	0,1125	0,09653	n.b.	n.b.
0,8	0,09679	0,08217	n.b.	n.b.
1	0,1041	0,08752	n.b.	n.b.

Tabelle 4: COP-Werte bei einer Zusammensetzung von $z = 70\%$ und den Temperaturen: $\vartheta_1 = 90\text{ °C}$, $\vartheta_4 = 4\text{ °C}$ und $\vartheta_9 = 40\text{ °C}$ (n.b.: nicht bestimmbar)

Saugdampfgehalt φ_4	Treibdampfgehalt			
	$\varphi_1 = 0,1$	$\varphi_1 = 0,3$	$\varphi_1 = 0,7$	$\varphi_1 = 0,9$
0,2	0,1332	0,1334	0,1153	n.b.
0,4	0,2426	0,2458	0,2111	n.b.
0,6	0,2573	0,2619	0,2157	n.b.
0,8	0,1799	0,1863	0,1478	n.b.
1	0,09512	0,1022	0,07955	n.b.

Tabelle 5: COP-Werte bei einer Zusammensetzung von $z = 90\%$ und den Temperaturen: $\vartheta_1 = 90\text{ °C}$, $\vartheta_4 = 4\text{ °C}$ und $\vartheta_9 = 40\text{ °C}$ (n.b.: nicht bestimmbar)

Saugdampfgehalt φ_4	Treibdampfgehalt			
	$\varphi_1 = 0,1$	$\varphi_1 = 0,3$	$\varphi_1 = 0,7$	$\varphi_1 = 0,9$
0,2	0,1404	0,1395	0,1315	0,1255
0,4	0,2621	0,2669	0,2588	0,2477
0,6	0,3053	0,3115	0,3042	0,293
0,8	0,3203	0,3302	0,3248	0,3117
0,99	0,1437	0,1538	0,1568	0,1501

Tabelle 6: COP-Werte bei einer Zusammensetzung von $z = 70\%$ und den Temperaturen: $\vartheta_1 = 90\text{ °C}$, $\vartheta_4 = 4\text{ °C}$ und $\vartheta_9 = 40\text{ °C}$ (n.b.: nicht bestimmbar)

Die Bilder 16, 17 und 18 zeigen auch hier die COP-Werte in Abhängigkeit des Saugdampfgehaltes. Variiert wurden die Treibdampfgehalte. Genau wie bei der ersten Versuchsreihe sind hier die gleichen Tendenzen zu erkennen. Jedoch sind für alle drei Zusammensetzungen die Werte für das Kälteverhältnis erheblich höher. Bei einer Zusammensetzung von $z = 99\%$ erhält man den höchsten COP-Wert von ca. 0,34.

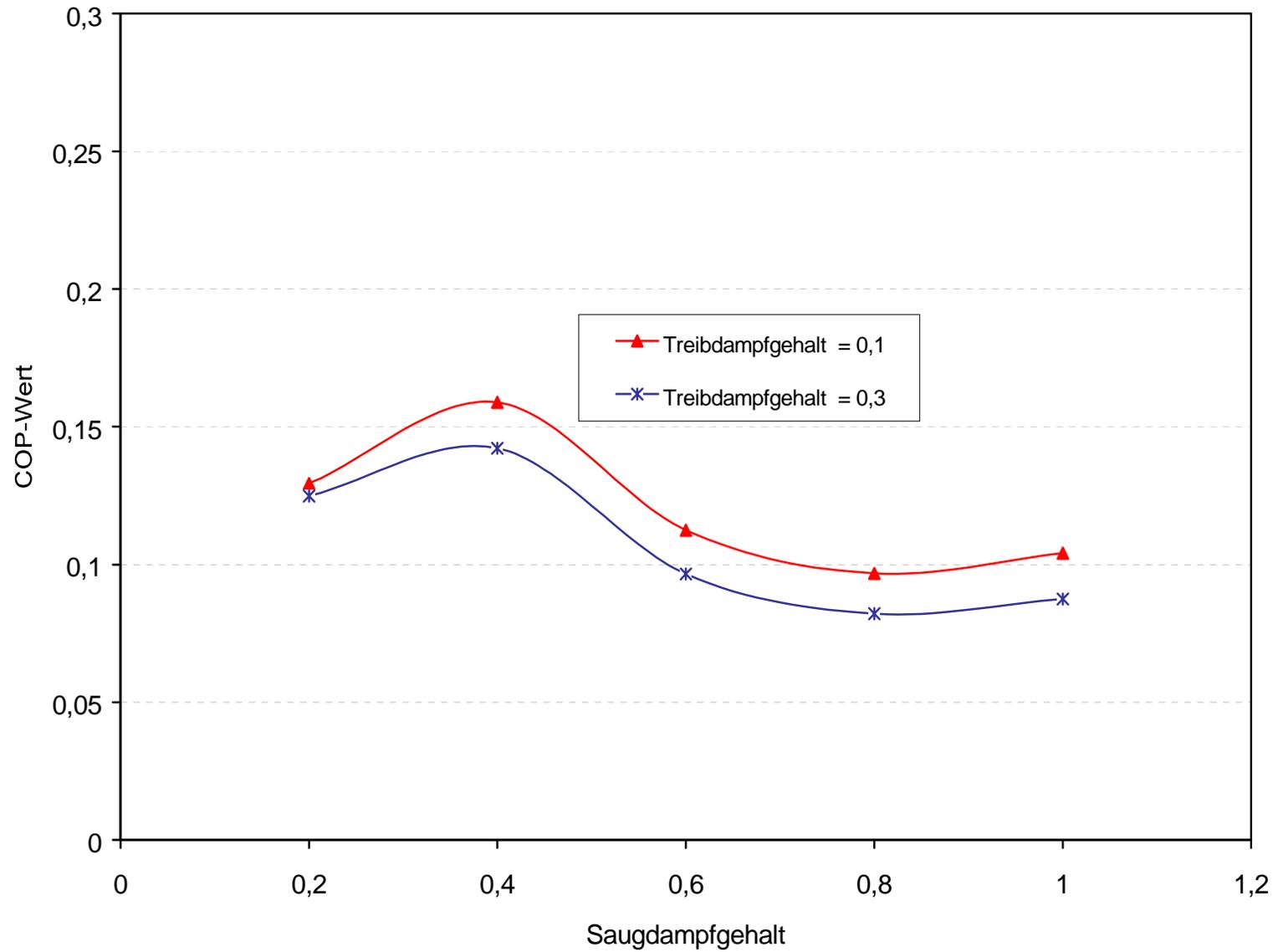


Bild 16: Kälteverhältnis (COP-Wert) in Abhängigkeit vom Saugdampfgehalt bei verschiedenen Treibdampfgehalten für eine Zusammensetzung von $z = 70\%$ und einem Mischraumwirkungsgrad $\eta_M = 0,7$.

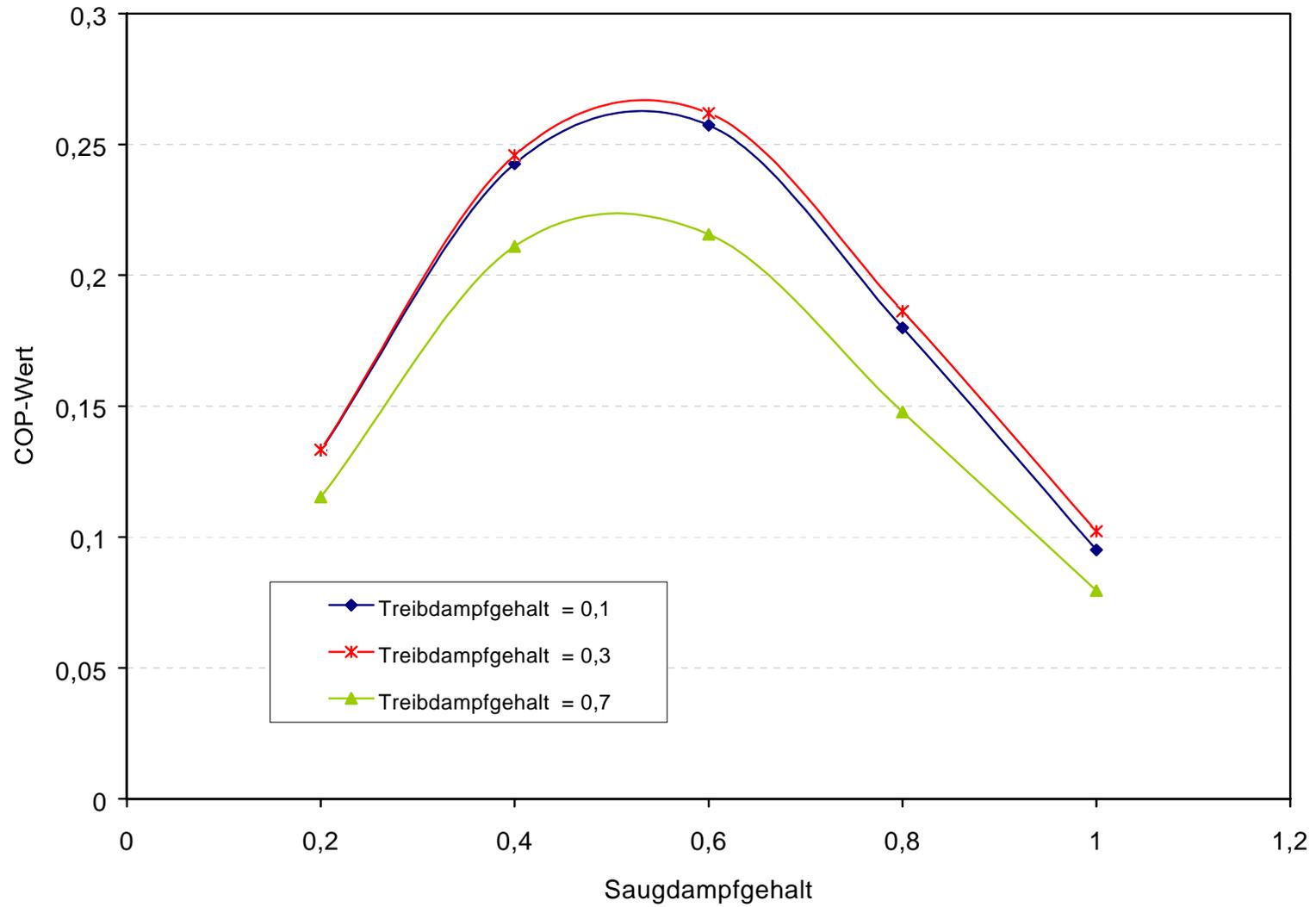


Bild 17: Kälteverhältnis (COP-Wert) in Abhängigkeit vom Saugdampfgehalt bei verschiedenen Treibdampfgehalten für eine Zusammensetzung von $z = 90\%$ und einem Mischraumwirkungsgrad $\eta_M = 0,7$.

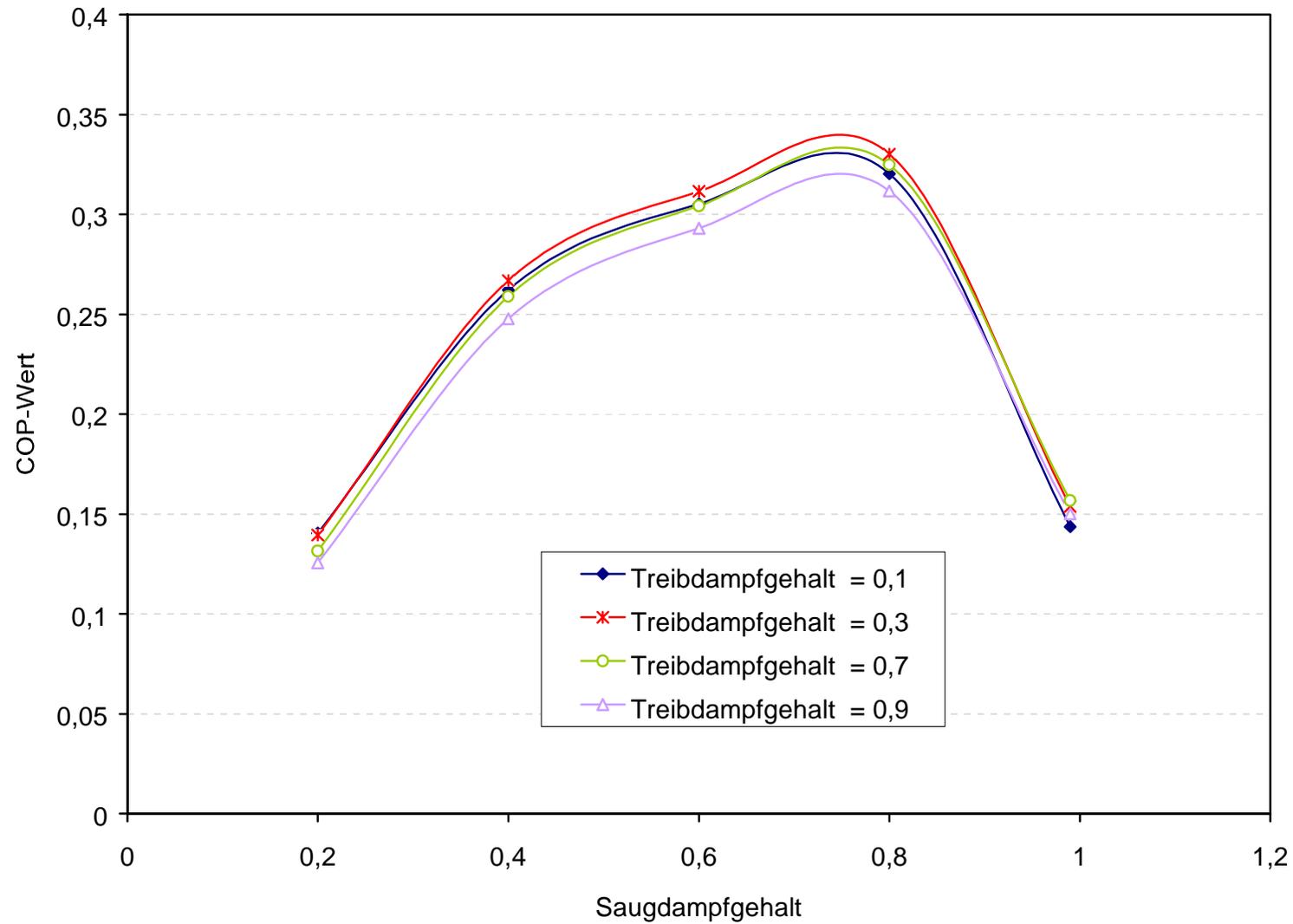


Bild 18: Kälteverhältnis (COP-Wert) in Abhängigkeit vom Saugdampfgehalt bei verschiedenen Treibdampfgehalten für eine Zusammensetzung von $z = 99\%$ und einem Mischraumwirkungsgrad $\eta_M = 0,7$.

Die Ergebnisse aus den früheren CHEMCAD-Berechnungen [49], bei denen hohe Dampfgehalte auf der Verdampferseite und höhere Zusammensetzungen des Ammoniak/Wasser-Gemisches vorgeschlagen wurden, werden mit diesen Parameterstudien bestätigt. Niedrige Dampfgehalte auf der Verdampferseite bei niedrigen Zusammensetzungen führen zu sehr niedrigen Drücken, die sehr schlecht realisierbar gemacht werden können.

Bezieht man weitere Werte, wie z.B. die Massenströme oder das Massenstromverhältnis in die Ergebnisbewertung mit ein, kristallisiert sich folgender möglicher Arbeitsbereich für die Strahlpumpenkälteanlage heraus.

Zusammensetzung	90 - 99%
Treibdampfgehalt:	0,5 – 0,9
Saugdampfgehalt:	0,7 - 0,85

Aus den Diagrammen ist ersichtlich, daß der Treibdampfgehalt bezüglich des COP-Wertes unerheblich ist. Bezieht man jedoch die Massenstromverhältnisse ein, sollten auch treibseitig Dampfgehalte von 0,5 nicht unterschritten werden.

Einzelwirkungsgrade für Düsen und Düsenabschnitte wurden in der Literatur hinreichend untersucht. Die gängigen Werte, welche auch empirisch bestätigt wurden, sind in diesen Berechnungen eingeflossen. Lediglich für den Mischraumwirkungsgrad sind in der Fachliteratur keine exakten Hinweise gegeben. Da aber Gesamtwirkungsgrade von Strahlpumpen, welche im Bereich von 0,3 bis 0,6 liegen, vorliegen, kann auf einen Mischraumwirkungsgrad für den vorliegenden Fall geschlossen werden. Davon ausgehend und unter Berücksichtigung der Vorteile der Zweiphasigkeit wurde ein Mischraumwirkungsgrad von $\eta_M = 0,7$ gewählt, woraus ein Gesamtwirkungsgrad von 0,55 resultiert.

Aufgrund der ermittelten Ergebnisse wurden für die Auslegung der Versuchsanlage folgende Betriebsparameter festgelegt. Die Zusammensetzung des Arbeitsmittels Ammoniak/Wasser wird mit $z = 99\%$ angenommen. Der Dampfgehalt soll auf der Saugseite bei 0,8 liegen, der Massenstrom auf der Saugseite beträgt $\dot{m}_4 = 86 \text{ kg/h}$. Für den Treibstrom wurde ein Dampfgehalt von 0,7 mit einem Treibmassenstrom von $\dot{m}_1 = 263 \text{ kg/h}$ gewählt und der Mischraumwirkungsgrad liegt bei $\eta_M = 0,7$. Eine 99 %ige Zusammensetzung und hohe Dampfgehalte auf der Verdampfer- und Heizseite und natürlich auch ein Massenstromverhältnisse $\mu = 3$, ergeben gute COP-Werte.

5 Versuchsanlage

Ausgehend von den zuvor beschriebenen Parametern, wurde die Strahlpumpenkälteanlage ausgelegt und die Planungen für die Versuchsanlage aufgenommen. Nach Bilanzierung und Auslegung der Strahlpumpe wurden die einzelnen Apparate wie Pumpe, Wärmetauscher usw. dimensioniert, angefragt und beschafft. Wesentliches Augenmerk bei der Auslegung wurde darauf gelegt, die Möglichkeiten der Parametervariation, wie Massenstrom, Druck, Temperatur und Dampfgehalt, ohne wesentliche Umbaumaßnahmen an der Peripherie zu schaffen. Weiterhin wurden erforderliche Komponenten und die MSR-Technik spezifiziert. Nach Vorliegen der Apparatemaße wurde ein Aufstellungsplan angefertigt.

5.1 Verfahrensbeschreibung

Als Arbeitsgemisch wird Ammoniak/Wasser benutzt. Die Verwendung von Zweiphasen-/Zweikomponenten-Gemischen bietet den Vorteil, daß die Geschwindigkeitsdifferenzen in der Strahlpumpe verringert werden. Außerdem erreicht man einen Absorptionseffekt im Mischraum in der Strahlpumpe, wodurch die Vorteile der Absorption voll ausgenutzt werden.

Bild 19 zeigt das Verfahrensschema der Versuchsanlage. Der Behälter B1 dient zur Vorlage des Arbeitsmittelgemisches. Von dort wird ein Teil über die Saugwirkung der Strahlpumpe nach Entspannung am Drosselventil RV1 über den Verdampfer W1 gezogen und in die Saugseite der Strahlpumpe geleitet. Im Verdampfer W1 wird Wärme eingeleitet, die normalerweise einem Kühlraum entzogen wird. Dabei verdampft das Kältemittel Ammoniak/Wasser nur teilweise, so daß ein Zweiphasen-Zweikomponenten-Gemisch in die Saugdüse der Strahlpumpe strömt.

Zur Aufrechterhaltung des Saugstromes strömt ein Treibstrom mit höherem Druck, der auch ein zweiphasiges Ammoniak/Wasser-Gemisch ist, durch die Treibdüse. Dieser Treibstrom wird als weiterer Teilstrom dem Behälter B1 entnommen, und mit der Pumpe P1 auf einen höherem Druck gebracht. Die Pumpe P1 fördert das Arbeitsgemisch dann über den Verdampfer W2, wo es durch Wärmezufuhr teilweise verdampft, zur Treibseite der Strahlpumpe. Somit wird auf der Saug- und auf der Treibseite jeweils ein Zweiphasen-Zweikomponenten-Gemisch, jedoch mit unterschiedlichem Temperatur- und Druckniveau, zugeführt. In der Strahlpumpe werden die beiden Massenströme vermischt und die Druckunterschiede auf den Kondensationsdruck ausgeglichen. Im Kondensator W3 wird das Gemisch durch Wärmeabgabe vollständig verflüssigt und im Lösungsspeicher B1 gesammelt. Der Arbeitsmittelkreislauf ist somit geschlossen.

Die erforderliche Wärme des Verdampfers W2 wird durch Warmwasser zugeführt. Die Bedingungen von Solarkollektoren werden dabei simuliert. Auch die Wärme zur Versorgung des Verdampfers W1 wird durch Warmwasser sichergestellt. Die Kühlung des Kondensator W3 erfolgt mit Kühlwasser. Die Einstellung von Temperatur und Druck erfolgt mittel Regelventile, die direkt die Zustände an den Eintritten der Strahlpumpe beeinflussen.

5.2 Technische Spezifikation

Die Versuchsanlage wurde für folgende technische Daten ausgelegt. Alle wesentlichen Teile bestehen aus Edelstahl 1.4571 oder 1.4301. Im folgenden sind nur die technischen Daten der Hauptkomponenten aufgeführt.

Strahlpumpe

Zusammensetzung	$z = 90-99\%$
Treibdampfgehalt:	$\varphi_T = 0,8$
Saugdampfgehalt:	$\varphi_S = 0,7$
Saugmassenstrom	$\dot{m}_4 = 86 \text{ kg/h}$
Treibmassenstrom	$\dot{m}_1 = 263 \text{ kg/h}$
Mischraumwirkungsgrad	$\eta_M = 0,7$
Verdampfungstemperatur	$\vartheta_1 = 4 \text{ °C}$
Heiztemperatur	$\vartheta_2 = 90 \text{ °C}$
Kondensationstemperatur	$\vartheta_4 = 40 \text{ °C}$

Behälter B1

Inhalt:	50 l
Abmessungen:	$\varnothing 329,9 \times 8,8 \times 700 \text{ mm}$ entsprechend Skizze)
Zul. Betriebsüberdruck:	50 bar abs.
Zul. Betriebstemperatur:	90 °C

Pumpe P1

Typ:	Membran-Dosierpumpe TYP EH2 mit Pumpenköpfe M710 S
Volumenstrom:	max. 790 l/h
Zul. Betriebsdruck:	70 bar eingestellt auf 50 bar
Motornennleistung:	3 kW
Spannung:	230/400 V, 50 Hz
Zubehör:	Pulsationsdämpfer LAV1 1,5 2XRA Dämpfvolumen 1,5 l

Verdampfer W1

Medium 1	: Ammoniak/Wasser 99 Ma%
Eintrittstemperatur	: 40 °C
Austrittstemperatur	: 4 °C
Massenstrom	: 87 kg/h
Kälteleistung	: 20 kW
Nenndruckstufe	: PN 64

Medium 2	: Wasser
Eintrittstemperatur	: 15 °C
Austrittstemperatur	: 10 °C
Massenstrom	: 3892 kg/h
Druckverlust	: kleiner als 0,4 bar
Nenndruckstufe	: PN 10

Verdampfer W2

Medium 1	: Ammoniak/Wasser 99 Ma%
Eintrittstemperatur	: 40 °C
Austrittstemperatur	: 90°C
Massenstrom	: 263 kg/h
Kälteleistung	: 62 kW
Nenndruckstufe	: PN 64

Medium 2	: Wasser
Eintrittstemperatur	: 100 °C
Austrittstemperatur	: 95°C
Massenstrom	: 10570 kg/h
Druckverlust	: kleiner als 0,4 bar
Nenndruckstufe	: PN 10

Kondensator W3

Medium 1	: Ammoniak/Wasser (99 Ma%)
Eintrittstemperatur	: 42 °C
Austrittstemperatur	: 40 °C
Massenstrom	: 350 kg/h
Dichte Eintritt	: 15,46 kg/m ³
Dichte Austritt	: 584,2 kg/m ³
Kühlleistung	: 82 kW
Nenndruckstufe	: PN 30

Medium 2	: Wasser/Glykol (30%)
Eintrittstemperatur	: 25 °C
Austrittstemperatur	: 30°C
Massenstrom	: 15835 kg/h
Druckverlust	: kleiner als 0,4 bar
Nenndruckstufe	: PN 10

Aus Bild 20 geht die Aufstellung der Strahlpumpenkälteanlage hervor.

5.3 Die Strahlpumpe

Bild 21 zeigt den Aufbau der Strahlpumpe mit seinen Einzelteilen. Die Treibdüse ist als Laval-Düse ausgebildet. Somit tritt der Treibstrom mit Überschallgeschwindigkeit in den Mischraum ein und bewirkt eine Saugwirkung, wodurch der Saugstrom ebenso zum Mischraum gefördert wird. Im Auslegungsbereich erfolgt die Vermischung bei Überschallgeschwindigkeit. Daher ist nach der Vermischung der anschließende Diffusor als Laval-Düse ausgebildet, um die Überschallströmung möglichst verlustfrei in eine Unterschallströmung zu überführen. An bestimmten Stellen sind Druck- und Temperaturmessanschlüsse angebracht, um den Verlauf der Strömung verfolgen zu können. Bild 21 enthält eine Maßstäbliche Zeichnung der Strahlpumpe. Man erkennt, dass es sich um recht enge Maße handelt, z.B. der Ringspalt, der die Saugdüse beinhaltet, erreicht teilweise eine Spaltbreite von weniger als 1 mm. Es handelt sich also um recht enge Toleranzen, die in diesem Falle eine präzise Fertigung erfordern und andererseits gegen Verschmutzungen empfindlich sind. Neben einer einwandfreien Fertigung muss man also auch für einen sauberen Kreislauf sorgen (Filtereinbau, Reinigung vor Inbetriebnahme).

Die beschriebene Strahlpumpe wurde in die Versuchsanlage eingebaut und experimentell untersucht. Bild 22 zeigt ein Foto der Strahlpumpe.

Bild 23 zeigt die beiden Verdampfer W1 und W2 sowie die Hochdruckpumpe, Bild 24 die Strahlpumpe im eingebauten Zustand. Die Saugleitung wurde als eine gerade Leitung ausgeführt, um Störungen der Zweiphasenströmung zu vermeiden.

5.4. Ergebnisse

Mit der beschriebenen Versuchsanlage wurden verschiedene Versuche mit dem Gemisch Ammoniak/Wasser durchgeführt. Es wurde schnell festgestellt (s. Bilder 13 bis 18), dass in Übereinstimmung mit den theoretischen Werten das Gemisch Ammoniak/Wasser westlich ungünstigere Werte liefert als das reine Ammoniak. Daher wurden die weiteren Versuche mit reinem Ammoniak durchgeführt. Als Rahmenparameter wurden angesetzt für:

- die Verdampfungstemperatur: 4°C
- die Heiztemperatur: 80-90°C
- die Kondensationstemperatur: ca. 40°C

Mit diesen Parametern wurde dann der Dampfgehalt auf der Saug- bzw. auf der Druckseite variiert. Durch aus den Messungen ermittelte Wärmeströme im Kondensator und in den Verdampfern W1 und W2 wurde der COP-Wert gebildet, der als Maß für die Beurteilung des Gesamtprozesses dient. Die Ergebnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Der Treibdampfgehalt hat wenig Einfluss auf den COP-Wert. Dies gilt allerdings in dem engen Auslegungsbereich.
Günstige Dampfgehalte liegen auf der Treibseite bei etwa 0,7 bis 0,75. In diesem Bereich gelingt es, COP-Werte zwischen 0,3 und 0,35 zu erreichen.
- Außerhalb des Auslegungsbereiches arbeitet die Strahlpumpe nicht so effektiv. Die COP-Werte müssen Einbußen von 30 bis 50% hinnehmen. Der Grund hierfür liegt darin, dass es sich bei der Strahlpumpe um eine starres Gebilde handelt. Es kommt im wesentlichen darauf an, dass Über- und Unterschallströmungen gemäß Auslegung erreicht werden. Sonst sinkt der Wirkungsgrad des betreffenden Teils erheblich.
- Die erreichten COP-Werte liegen um einen Faktor größer als 2 höher in Vergleich zu den reinen Dampfstrahlpumpen. Dies resultiert aus der zu hohen Geschwindigkeitsdifferenz in der Dampfstrahlpumpe und ist dadurch bedingt, dass der Treibstrom mit Überschallgeschwindigkeit austritt, während der Saugstrom mit mäßigen Geschwindigkeiten zugeführt werden kann. Die Folge sind Stoßverluste, die den Wirkungsgrad erheblich verringern.
- Bei kleineren Kälteleistungen (kleiner als 50 kW) sind hohe Anforderungen hinsichtlich der Fertigung zu stellen.
- Zur Vermeidung von Verstopfungen durch Schmutzteilchen sind Feinfilter erforderlich.

Weitere Versuche sind geplant, um durch Optimierungen ev. günstigere Werte zu erreichen.

6 Zusammenfassung

Im Rahmen dieses Vorhabens sollte die Eignung einer zweiphasigen Strahlpumpe in Verbindung mit Solarenergie als Wärmequelle theoretisch und experimentell untersucht werden. Als Arbeitsmittel diente ein Ammoniak/Wasser-Gemisch.

Nach umfangreichen Berechnungen wurde die Strahlpumpe ausgelegt, konstruktiv dargestellt und zur Fertigung freigegeben. Parallel hierzu erfolgte der Aufbau der Versuchsanlage. Die Anlage und die Strahlpumpe wurden dann fertiggestellt und die Strahlpumpe zwecks Untersuchung in die Anlage eingebaut. Bei der Strahlpumpe sind sowohl die Treibdüse als auch der Diffusor als Laval-Düse ausgebildet, um der Überschallströmung Rechnung zu tragen. An einigen Stellen der Strahlpumpe werden Drücke und Temperaturen gemessen.

Die Anlage enthält die Komponenten Verdampfer 1 als Koaxial-Verdampfer zur Aufnahme der Kälteleistung, die Strahlpumpe, einen weiteren Koaxial-Verdampfer 2 zur Aufheizung und Verdampfung des Treibmittels, einen Plattenkondensator, einen Kältemittel-Speicher sowie ein Drosselventil. Die Dampfgehalte des Treib- und des Saugstroms werden über die Messung des Massen- und des Volumenstroms eingestellt. Die Heiztemperatur wurde zwischen 80 und 90°C variiert. Die Verdampfungstemperatur betrug ca. 4°C, die Kondensationstemperatur ca. 40°C.

Es zeigte sich, dass das reine Ammoniak als Arbeitsmittel geeigneter ist als das Gemisch Ammoniak/Wasser. Günstige Dampfgehalte liegen bei ca. 0,7 bis 0,75 auf der Saugstromseite. Der Dampfgehalt auf der Treibseite hat bis zu mäßigen Dampfgehalten keinen großen Einfluss auf den COP-Wert der Anlage. Es konnten COP-Werte im Bereich von 0,3 bis 0,35 erreicht werden. Dieser Wert liegt wesentlich höher im Vergleich zu herkömmlichen Dampfstrahlpumpen-Kälteanlagen (Größenordnung 0,1 – 0,15).

Weitere Versuche wurden durchgeführt, um durch Optimierungen ev. noch günstigere Werte zu erreichen. Es wird beabsichtigt, einen Prototyp nach dem untersuchten Prinzip zu bauen und zu betreiben.

This drawing specification is our property for which we reserve all rights, including those relating to patents or registered designs. It must not be reproduced or used otherwise or made available to any third party without our prior permission in writing.

Für diese Unterlage behalten wir uns alle Rechte vor, auch für den Fall der Patentierung oder Gebrauchsmusteranmeldung. Sie darf ohne unsere vorherige schriftliche Zustimmung weder vervielfältigt noch sonst wie benutzt, noch Dritten zugänglich gemacht werden.

INSTITUT FÜR ENERGIE- UND VERFAHRENSTECHNIK (ITZ)

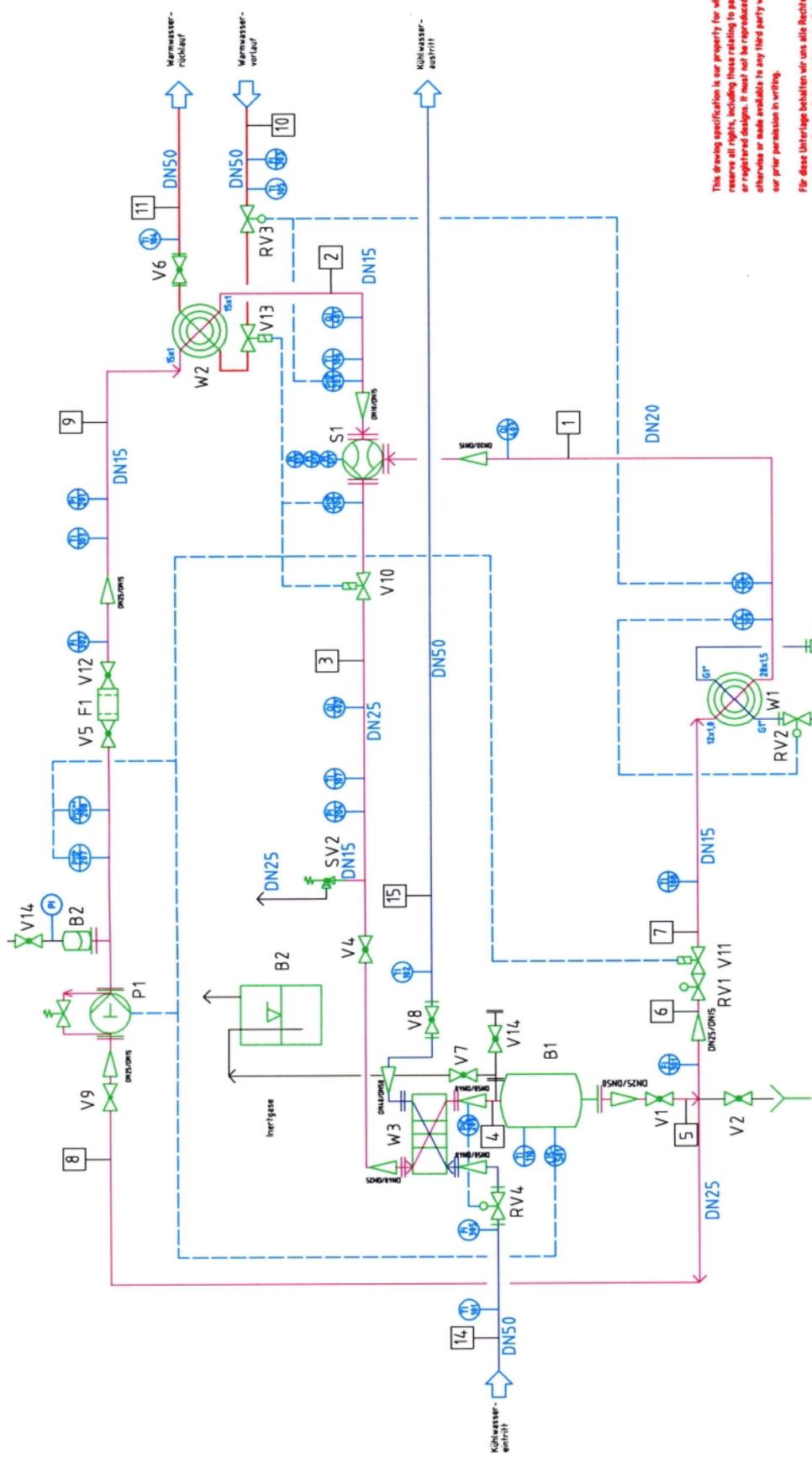


Bild 19: Fließbild der Versuchsanlage

Strom Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Produkt	Ammoniak	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser								
Massenstrom kg/h	86,4	282,37	348,77	348,77	348,77	262,37	262,37	262,37	10548,79	10548,79	3891,87	3891,87	3891,87	15814,07	15814,07
Volumenstrom m³/h	18,5	4,73	22,56	0,597	5,987	0,148	0,148	0,148	6,449	11,026	18,989	3,893	3,893	15,888	15,883
Druck MPa	4,725	48,93	15,4	15,4	15,4	15,4	15,4	15,4	6	6	3	3	3	3	3
Temperatur °C	4	98	41,28	4,0	4,0	4,0	4,0	4,0	100	100	95	15	10	25	30
Dampfzahl	0,8	0,7	0,76												

INSTITUT FÜR ENERGIE- UND VERFAHRENSTECHNIK (ITZ)		INSTITUT FÜR ENERGIE- UND VERFAHRENSTECHNIK (ITZ)	
Blatt	Anzahl	Blatt	Anzahl
a	03.04.03	WS	1
b	18.04.08	AS	26.11.99
c	18.04.08	MS	26.11.99
d	21.03.08	MS	26.11.99
e	21.03.08	MS	26.11.99
f	21.03.08	MS	26.11.99
g	21.03.08	MS	26.11.99
h	21.03.08	MS	26.11.99
i	21.03.08	MS	26.11.99
j	21.03.08	MS	26.11.99
k	21.03.08	MS	26.11.99
l	21.03.08	MS	26.11.99
m	21.03.08	MS	26.11.99
n	21.03.08	MS	26.11.99
o	21.03.08	MS	26.11.99
p	21.03.08	MS	26.11.99
q	21.03.08	MS	26.11.99
r	21.03.08	MS	26.11.99
s	21.03.08	MS	26.11.99
t	21.03.08	MS	26.11.99
u	21.03.08	MS	26.11.99
v	21.03.08	MS	26.11.99
w	21.03.08	MS	26.11.99
x	21.03.08	MS	26.11.99
y	21.03.08	MS	26.11.99
z	21.03.08	MS	26.11.99

Blatt	Anzahl	Blatt	Anzahl
a	03.04.03	WS	1
b	18.04.08	AS	26.11.99
c	18.04.08	MS	26.11.99
d	21.03.08	MS	26.11.99
e	21.03.08	MS	26.11.99
f	21.03.08	MS	26.11.99
g	21.03.08	MS	26.11.99
h	21.03.08	MS	26.11.99
i	21.03.08	MS	26.11.99
j	21.03.08	MS	26.11.99
k	21.03.08	MS	26.11.99
l	21.03.08	MS	26.11.99
m	21.03.08	MS	26.11.99
n	21.03.08	MS	26.11.99
o	21.03.08	MS	26.11.99
p	21.03.08	MS	26.11.99
q	21.03.08	MS	26.11.99
r	21.03.08	MS	26.11.99
s	21.03.08	MS	26.11.99
t	21.03.08	MS	26.11.99
u	21.03.08	MS	26.11.99
v	21.03.08	MS	26.11.99
w	21.03.08	MS	26.11.99
x	21.03.08	MS	26.11.99
y	21.03.08	MS	26.11.99
z	21.03.08	MS	26.11.99

Blatt	Anzahl	Blatt	Anzahl
a	03.04.03	WS	1
b	18.04.08	AS	26.11.99
c	18.04.08	MS	26.11.99
d	21.03.08	MS	26.11.99
e	21.03.08	MS	26.11.99
f	21.03.08	MS	26.11.99
g	21.03.08	MS	26.11.99
h	21.03.08	MS	26.11.99
i	21.03.08	MS	26.11.99
j	21.03.08	MS	26.11.99
k	21.03.08	MS	26.11.99
l	21.03.08	MS	26.11.99
m	21.03.08	MS	26.11.99
n	21.03.08	MS	26.11.99
o	21.03.08	MS	26.11.99
p	21.03.08	MS	26.11.99
q	21.03.08	MS	26.11.99
r	21.03.08	MS	26.11.99
s	21.03.08	MS	26.11.99
t	21.03.08	MS	26.11.99
u	21.03.08	MS	26.11.99
v	21.03.08	MS	26.11.99
w	21.03.08	MS	26.11.99
x	21.03.08	MS	26.11.99
y	21.03.08	MS	26.11.99
z	21.03.08	MS	26.11.99

Blatt	Anzahl	Blatt	Anzahl
a	03.04.03	WS	1
b	18.04.08	AS	26.11.99
c	18.04.08	MS	26.11.99
d	21.03.08	MS	26.11.99
e	21.03.08	MS	26.11.99
f	21.03.08	MS	26.11.99
g	21.03.08	MS	26.11.99
h	21.03.08	MS	26.11.99
i	21.03.08	MS	26.11.99
j	21.03.08	MS	26.11.99
k	21.03.08	MS	26.11.99
l	21.03.08	MS	26.11.99
m	21.03.08	MS	26.11.99
n	21.03.08	MS	26.11.99
o	21.03.08	MS	26.11.99
p	21.03.08	MS	26.11.99
q	21.03.08	MS	26.11.99
r	21.03.08	MS	26.11.99
s	21.03.08	MS	26.11.99
t	21.03.08	MS	26.11.99
u	21.03.08	MS	26.11.99
v	21.03.08	MS	26.11.99
w	21.03.08	MS	26.11.99
x	21.03.08	MS	26.11.99
y	21.03.08	MS	26.11.99
z	21.03.08	MS	26.11.99

Blatt	Anzahl	Blatt	Anzahl
a	03.04.03	WS	1
b	18.04.08	AS	26.11.99
c	18.04.08	MS	26.11.99
d	21.03.08	MS	26.11.99
e	21.03.08	MS	26.11.99
f	21.03.08	MS	26.11.99
g	21.03.08	MS	26.11.99
h	21.03.08	MS	26.11.99
i	21.03.08	MS	26.11.99
j	21.03.08	MS	26.11.99
k	21.03.08	MS	26.11.99
l	21.03.08	MS	26.11.99
m	21.03.08	MS	26.11.99
n	21.03.08	MS	26.11.99
o	21.03.08	MS	26.11.99
p	21.03.08	MS	26.11.99
q	21.03.08	MS	26.11.99
r	21.03.08	MS	26.11.99
s	21.03.08	MS	26.11.99
t	21.03.08	MS	26.11.99
u	21.03.08	MS	26.11.99
v	21.03.08	MS	26.11.99
w	21.03.08	MS	26.11.99
x	21.03.08	MS	26.11.99
y	21.03.08	MS	26.11.99
z	21.03.08	MS	26.11.99

Blatt	Anzahl	Blatt	Anzahl
a	03.04.03	WS	1
b	18.04.08	AS	26.11.99
c	18.04.08	MS	26.11.99
d	21.03.08	MS	26.11.99
e	21.03.08	MS	26.11.99
f	21.03.08	MS	26.11.99
g	21.03.08	MS	26.11.99
h	21.03.08	MS	26.11.99
i	21.03.08	MS	26.11.99
j	21.03.08	MS	26.11.99
k	21.03.08	MS	26.11.99
l	21.03.08	MS	26.11.99
m	21.03.08	MS	26.11.99
n	21.03.08	MS	26.11.99
o	21.03.08	MS	26.11.99
p	21.03.08	MS	26.11.99
q	21.03.08	MS	26.11.99
r	21.03.08	MS	26.11.99
s	21.03.08	MS	26.11.99
t	21.03.08	MS	26.11.99
u	21.03.08	MS	26.11.99
v	21.03.08	MS	26.11.99
w	21.03.08	MS	26.11.99
x	21.03.08	MS	26.11.99
y	21.03.08	MS	26.11.99
z	21.03.08	MS	26.11.99

Blatt	Anzahl	Blatt	Anzahl
a	03.04.03	WS	1
b	18.04.08	AS	26.11.99
c	18.04.08	MS	26.11.99
d	21.03.08	MS	26.11.99
e	21.03.08	MS	26.11.99
f	21.03.08	MS	26.11.99
g	21.03.08	MS	26.11.99
h	21.03.08	MS	26.11.99
i	21.03.08	MS	26.11.99
j	21.03.08	MS	26.11.99
k	21.03.08	MS	26.11.99
l	21.03.08	MS	26.11.99
m	21.03.08	MS	26.11.99
n	21.03.08	MS	26.11.99
o	21.03.08	MS	26.11.99
p	21.03.08	MS	26.11.99
q	21.03.08	MS	26.11.99
r	21.03.08	MS	26.11.99
s	21.03.08	MS	26.11.99
t	21.03.08	MS	26.11.99
u	21.03.08	MS	26.11.99
v	21.03.08	MS	26.11.99
w	21.03.08	MS	26.11.99
x	21.03.08	MS	26.11.99
y	21.03.08	MS	26.11.99
z	21.03.08	MS	26.11.99

Blatt	Anzahl	Blatt	Anzahl
a	03.04.03	WS	1
b	18.04.08	AS	26.11.99
c	18.04.08	MS	26.11.99
d	21.03.08	MS	26.11.99
e	21.03.08	MS	26.11.99
f	21.03.08	MS	26.11.99
g	21.03.08	MS	26.11.99
h	21.03.08	MS	26.11.99
i	21.03.08	MS	26.11.99
j	21.03.08	MS	26.11.99
k	21.03.08	MS	26.11.99
l	21.03.08	MS	26.11.99
m	21.03.08	MS	26.11.99
n	21.03.08	MS	26.11.99
o	21.03.08	MS	26.11.99
p	21.03.08	MS	26.11.99
q	21.03.08	MS	26.11.99
r	21.03.08	MS	26.11.99
s	21.03.08	MS	26.11.99
t	21.03.08	MS	26.11.99
u	21.03.0		

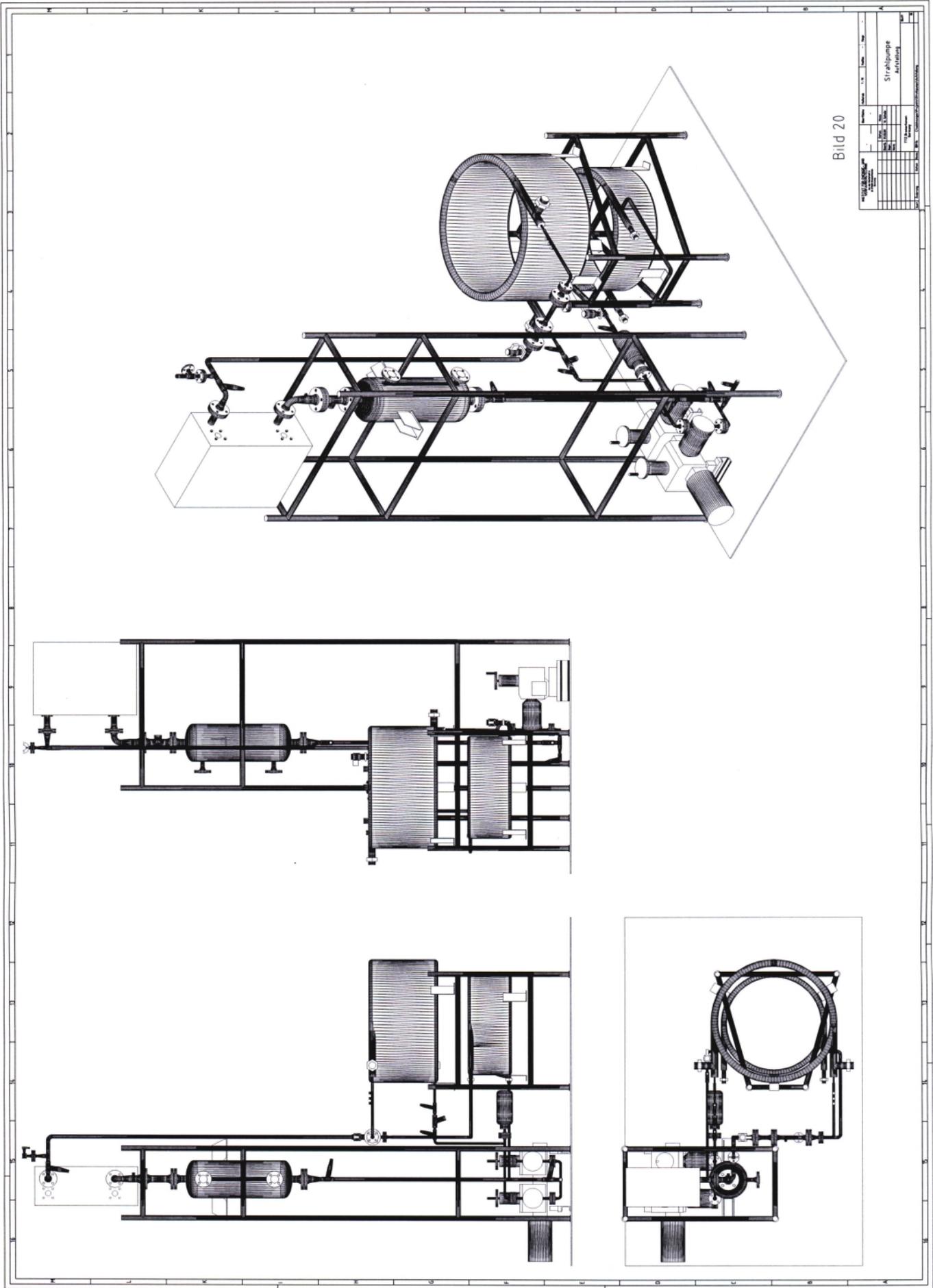


Bild 20

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

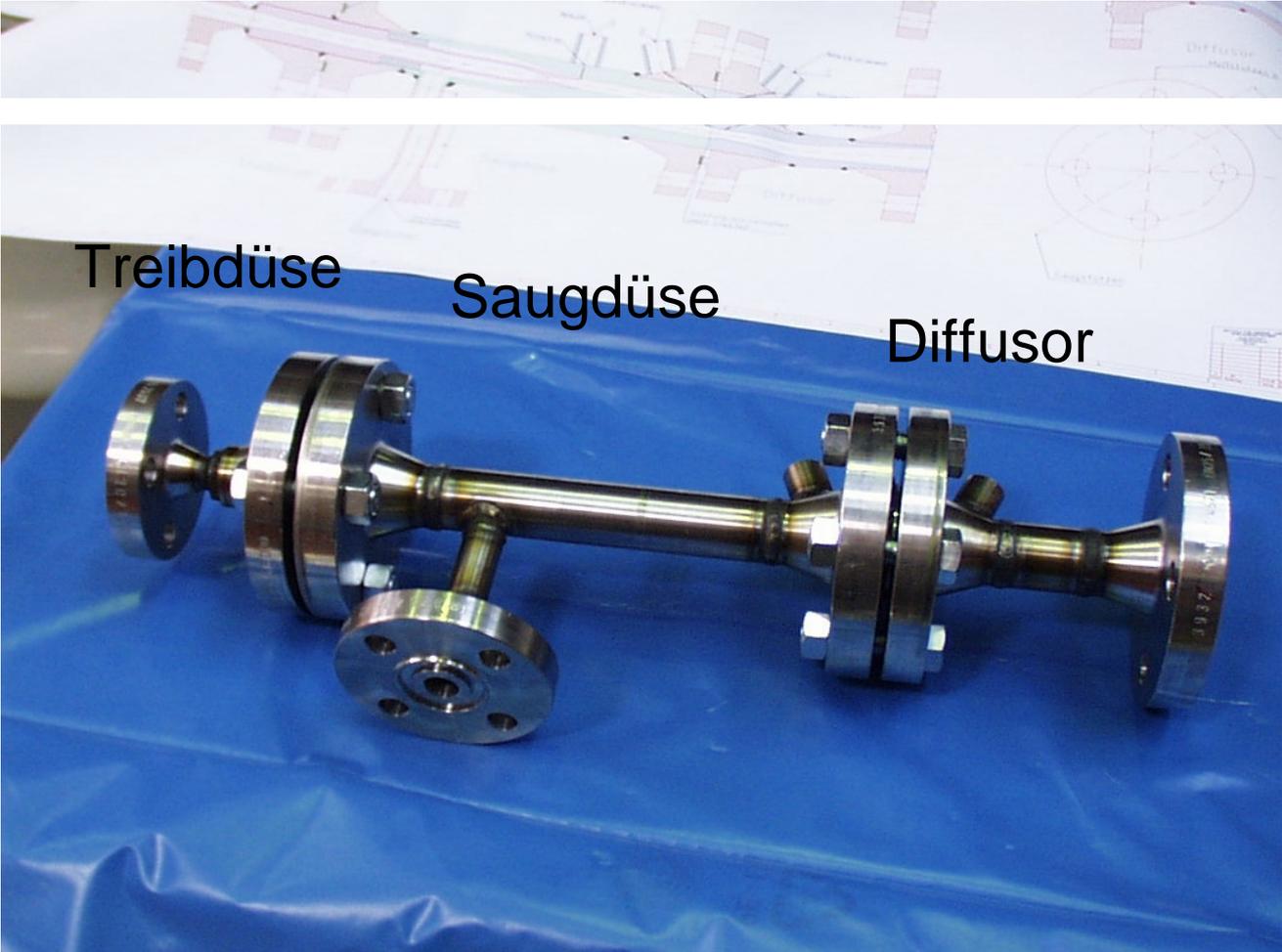


Bild 22: Strahlpumpe



Bild 23: Foto der Anlage mit den Verdampfern und der Hochdruckpumpe

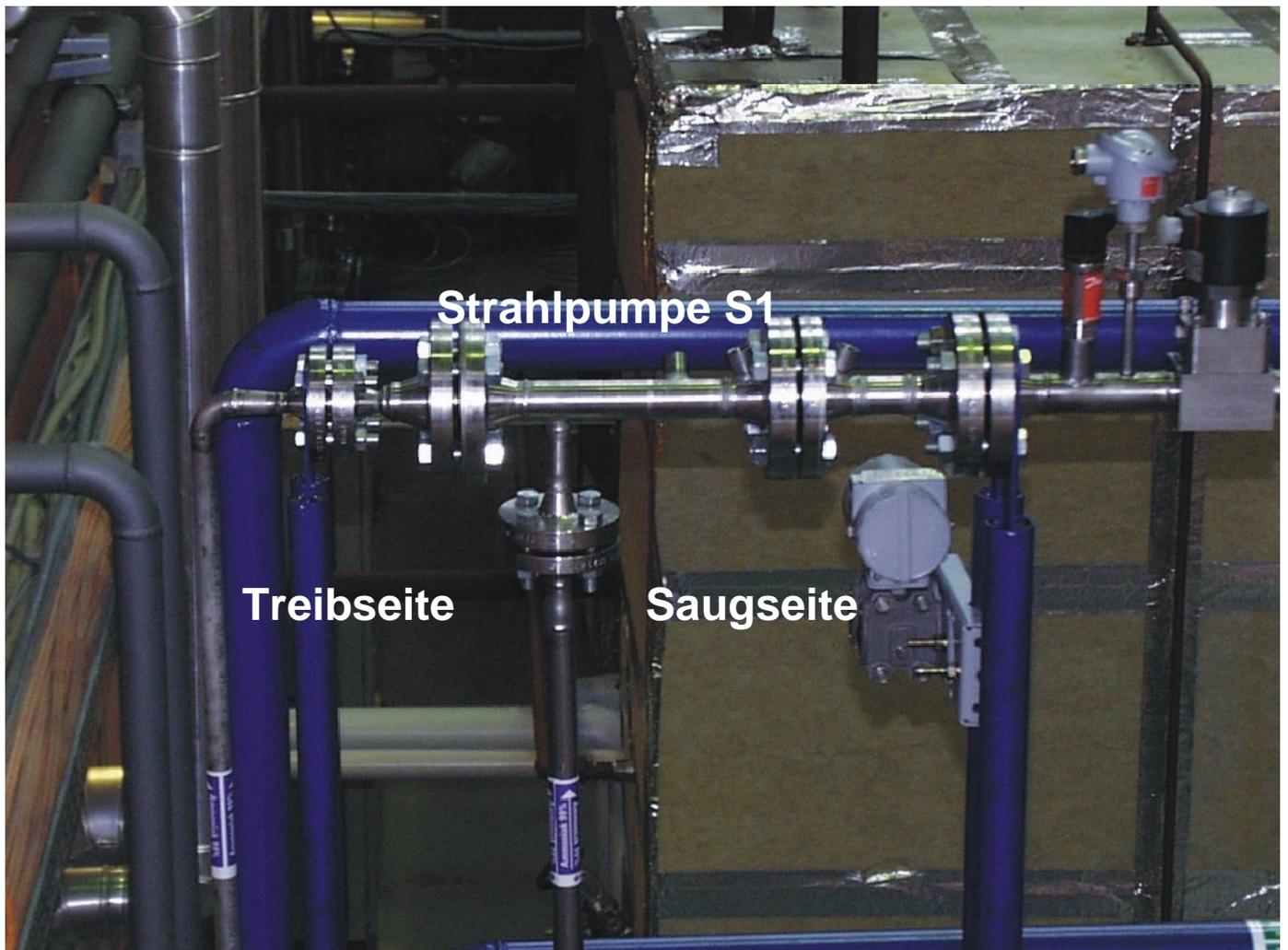


Bild 24: Strahlpumpe im eingebauten Zustand

7 Literaturverzeichnis

- [1] Kauffeld, M.; Hansen, S.
Kleine Ammoniak-Kälteanlagen
Ki Luft- und Kältetechnik, Nr. 6, pp. 278 - 283, 1998
- [2] Jekat, H.; Pilhofer, T.
Selbstansaugende Ejektoren für die Begasung von Flüssigkeiten
Verfahrenstechnik 9, Nr. 11, pp. 572 - 577, 1975
- [3] Sun, D.-W.; Eames, I. W.
Recent developments in the design theories and applications of ejectors – a review
Journal of the Inst. of Energy, 68, pp. 65 - 79, Juni 1995
- [4] Cizungu, K.
Berechnung eines Einphasen-Einkomponenten-Dampfstrahlverdichters
IKE, Universität Stuttgart, Februar 1994
- [5] Flügel, G.
Berechnung von Strahlapparaten
VDI-Forschungsheft 395, VDI-Verlag, Berlin, 1939
- [6] Aphornratana, S.; Eames, I. W.
Experimental investigation of an combined ejector-absorption refrigerator
Int. J. Energy Res., 22, pp. 195 - 207, 1998
- [7] Henzler, H.-J.
Zur Auslegung von Strahlsaugern für einphasige Stoffsysteme
Chem. Ing. Techn. 54, Nr. 1, pp. 8-16, 1982
- [8] Anderson, H.
Assessment of solar powered vapor jet air-conditioning systems
International Solar Energy Society, Los Angeles, 1975
- [9] GEA-Wiegand GmbH
Aus der Theorie der Dampfstrahlpumpen
Informationsmaterial, Ettlingen
- [10] Nahdi, E.; Champoussin, J. C.; Hostache, G.; Chéron, J.
Les paramètres géométriques optima d'un éjecto-compresseur frigorifique
Rev. Int. Froid, Vol. 16, No.1, pp. 67-72, 1993
- [11] Huang, B. J.; Jiang, C. B.; Hu, L. F.
Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system,
Transactionsof the ASME, Vol. 107, pp. 792-802, July 1985
- [12] Desevaux, P.; Hostache, G.; Jaquet, P.
Static pressure measurement along the centerline of an induced flow ejector
Experiments in Fluids, 16, pp. 289 - 291, 1994
- [13] Vyas, B. D.; Kar, S.
Standardisation of water jet pumps
Symposium on jet pumps and ejectors, London, 1972

-
- [14] Bauer, B.
Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Strahlapparaten für kompressible Strömungsmittel (Strahlverdichter)
VDI-Forschungsheft 514, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1966
- [15] Mueller, N. H. G.
Water jet pump
Symposium on jet pumps and ejectors, London, 1972
- [16] Vogel, R.
Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Strahlapparaten
Maschinenbautechnik 6, pp. 1171 - 1177, 1956/57
- [17] Hamner, R. M.
An alternate source of cooling: The ejector-compression heat pump
ASHRAE Journal, 22 (7), pp. 62 - 66, 1980
- [18] Tyagi, K. P.; Murty, K. N.
Ejector-compression systems for cooling: Utilising low grade waste heat
Heat Recovery Systems, Vol. 5, No. 6, pp. 545 - 550, 1985
- [19] Chen, F. C.; Hsu, C.-T.
Performance of ejector heat pumps
Energy Research, Vol.11, pp. 289 - 300, 1987
- [20] Sokolov, M.; Hershgal, D.
Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part I. Systems characterization
Rev. Int. Froid, Vol. 13, pp.351 - 356, 1990
- [21] Sokolov, M.; Hershgal, D.
Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part II. Design procedures
Rev. Int. Froid, Vol. 13, pp.357 - 363, 1990
- [22] Sokolov, M.; Hershgal, D.
Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part III. Experimental results
Rev. Int. Froid, Vol. 14, pp. 24 - 31, 1991
- [23] Förster, H.
Das Kältemittel Ammoniak in der Absorptionstechnik
Luft- und Kältetechnik 1, pp. 30/31, 1992
- [24] Wagner, G.
Anwendungsmöglichkeiten und Einsatzgebiete von Strahlpumpen
Chem. Ing. Techn. 51, Nr. 9, pp. 867 - 877, 1979
- [25] Chai, V. W.; Lansing, F. L.
Solar-powered jet refrigerator,
Mechanical Engineering, pp. 64 - 65, April 1980
- [26] Cizungu, K.
Thermodynamische Analyse einer Dampfstrahlpumpe
IKE, Universität Stuttgart, Juli 1996

- [27] Chen, L.-T.
A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system
Applied Energy, 30, pp. 37 - 51, 1988
- [28] Al-Khalidy, N.
Experimental investigation of solar concentrating collectors in a refrigerant ejector refrigeration machine
Int. J. of Energy Research, Vol. 21, pp. 1123 - 1131, 1997
- [29] Cizungu, K.
Optimierungsverfahren für einen Zweiphasen-/Zweikomponenten-Dampfstrahlverdichter
IKE, Universität Stuttgart, Februar 1997
- [30] Eames, I. W.; Georghiades, M.; Tucker, R. J.; Aphornratana, S.; Wu, S.
Combined ejector-absorption cycle technology for gas-fired air conditioning
Conf. Proc. Ab-sorption 96, Vol. 1, pp. 201 - 208, Montreal, 1996
- [31] Zeren, F.; Holmes, R. E.
Performance evaluation for a jet pump solar cooling system
ASME Paper, Nr. 81-WA/SOL-30, 1982
- [32] Bohl, W.
Strömungsmaschinen 2 - Berechnung und Konstruktion
Vogel Buchverlag, Würzburg, 1988
- [33] Blenke, H.; Bohner, K.; Vollmerhaus, E.
Untersuchungen zur Berechnung des Betriebsverhaltens von Treibstrahlförderern Chem.-
Ing.-Techn., Nr. 3, pp. 201-208, 1963
- [34] Aphornratana, S.; Eames, I. W.
A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using
ejector with movable primary nozzle
Int. J. Refrig., Vol.20, No. 5, pp. 352 - 358, 1997
- [35] Weydanz, W.
Die Vorgänge in Strahlapparaten
Beiheft 8 zur Z. ges. Kälte-Ind. Reihe 2, VDI-Verlag, Berlin, 1939
- [36] Klein, S. A.; Alvarado, F. L.
EES – Engineering Equation Solver
Handbuch vom EES, F-Chart Software, 1999
- [37] Wagner, W.
Wärmeaustauscher
Vogel Buchverlag, Würzburg, 1993
- [38] Flügel, G.
Berechnung von Strahlapparaten
VDI-Forschungsheft 395, VDI-Verlag, Berlin, 1939
- [39] Deichsel, M.; Winter, E. R. F.
Experimentelle und analytische Untersuchung adiabater kritischer Wasser/Luft-
Zweiphasenströmungen in Rohren kleiner Durchmesser
Abschlußbericht, TU München 1988

-
- [40] Prandtl, L.; Oswatitsch, K.; Wieghardt, K.
Führer durch die Strömungslehre
Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Braunschweig/Wiesbaden 1984
- [41] Vogel, R.
Über die Auslegung von Strahlapparaten
Maschinenbautechnik 4. Jg., Heft 10, Oktober 1955
- [42] Sun, D.-W.; Eames, I. W.
Recent developments in the design theories and applications of ejectors – a review
Journal of the Inst. of Energy, 68, pp. 65 - 79, Juni 1995
- [43] Weydanz, W.
Die Vorgänge in Strahlapparaten
Beiheft 8 zur Z. ges. Kälte-Ind. Reihe 2, VDI-Verlag, Berlin, 1939
- [44] Zeren, F.; Holmes, R. E.; Jenkins, P. E.
Design of a freon jet pump for use in a solar cooling system
ASME Paper No. 78 – WA / SOL, New York 1979
- [45] Bohl, W.
Strömungsmaschinen 2 - Berechnung und Konstruktion
Vogel Buchverlag, Würzburg, 1988
- [46] Chen, F. C.; Hsu, C.-T.
Performance of ejector heat pumps
Energy Research, Vol.11, pp. 289 - 300, 1987
- [47] Chai, V. W.; Lansing, F. L.
Solar-powered jet refrigerator,
Mechanical Engineering, pp. 64 - 65, April 1980
- [48] Cizungu, K.
Thermodynamische Analyse einer Dampfstrahlpumpe
IKE, Universität Stuttgart, Juli 1996
- [49] Mostofizadeh, Ch.; Aslan, F.
Entwicklung einer Zweiphasen-/Zweikomponenten Strahlpumpenkälteanlage zur
Nutzung solarer Niedertemperaturwärme
Zwischenbericht, April 1999

