

Konzeptumsetzung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für Absorptionswärmepumpen

von

Christian HANDLER BSc

als Masterarbeit der Kommission in der Studienrichtung Maschinenbau an
der Technischen Universität Graz über das Institut für Wärmetechnik
vorgelegt.

Beurteiler:

Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. René Rieberer

Betreuer:

Dipl.-Ing. Gerald Zotter

Graz, im September 2012

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtliche und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

(Unterschrift)

KURZFASSUNG

Titel: Konzeptumsetzung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe für Absorptionswärmepumpen

Autor: Christian Handler

1. Stichwort: Konzeptumsetzung
2. Stichwort: Lösungsmittelpumpe
3. Stichwort: Absorptionswärmepumpe

Absorptionswärmepumpen zählen zu den thermisch angetriebenen Wärmepumpen, und besitzen hohes ökologisches und wirtschaftliches Potential. Die nötige Druckdifferenz in solchen Anlagen wird üblicherweise mit elektrisch angetriebenen Lösungsmittelpumpen erzeugt.

Da bei den elektrisch angetriebenen Lösungsmittelpumpen von Absorptionswärmepumpen kleiner thermischer Leistung ($< 20 \text{ kW}$) erhebliches Verbesserungspotential bezüglich Wirtschaftlichkeit und Effizienz vermutet wird, wurde in dieser Arbeit ein Konzept einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe umgesetzt, mit dem diverse Verbesserungen realisierbar sind. Die Pumpe nutzt dabei abgezapften Kältemitteldampf auf Hochdruckniveau aus dem Generator als Antriebsenergie. Entsprechend der abgezapften Antriebsenergie muss zusätzliche Heizenergie dem Generator zugeführt werden.

Das Ergebnis dieser Arbeit ist ein Funktionsmuster eines neuen Konzeptes einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe, das auf einem Prüfstand untersucht wurde. Die Pumpe stellt eine oszillierende Verdränger Pumpe dar, und nutzt dabei das Flächenverhältnis zweier unterschiedlich großer Membranen, um mit einem geringeren Antriebsdruckniveau ein höheres Förderdruckniveau zu erzeugen.

Die Arbeitspakete zum Erreichen der Ergebnisse umfassten dabei die Erstellung eines 3D-Modells der Pumpe inklusive Variantenstudie und detaillierter Fertigungszeichnungen. Zur Verifizierung der Auslegungsparameter wurde eine maschinendynamische Simulation des Pumpenverhaltens mit dem Programm Matlab-Simulink durchgeführt. Anschließend an die Auslegung und Konstruktion wurde die Fertigung organisiert, überwacht und mittels Dichtheitsprüfung der Pumpe abgenommen. Zur Funktionsüberprüfung der Pumpe wurde ein bestehender Prüfstand umgebaut und die Pumpe für erste Untersuchungen in Betrieb genommen.

Bei den Untersuchungen am Prüfstand wurde mit der Pumpe Wasser gefördert, und als Antriebsmedium Druckluft verwendet. Die Untersuchungsergebnisse zeigten, dass mit der gewählten Pumpengeometrie nur etwa 65 % der geforderten Fördermenge realisierbar war. Die Herstellkosten der Pumpe sind mit $< 4000 \text{ €}$ aber überschaubar und ergeben eine kostengünstige Alternative zu den bisher verwendeten elektrisch angetriebenen Lösungsmittelpumpen.

Auf dieser Arbeit aufbauend wird die Pumpe in eine Absorptionswärmepumpe mit der Stoffpaarung Ammoniak/Wasser eingebaut, und weitere Untersuchungen im realen Betriebszustand durchgeführt.

ABSTRACT

Title: Concept implementation of a thermally-driven solution pump for absorption heat pumps

Author: Christian Handler

1st keyword: Concept Implementation

2nd keywords: Solution pump

3rd keywords: Absorption heat pump

Absorption heat pumps are one of the various thermally-driven heat pumps, and have high ecological and economic potential. The required pressure difference within such heat pumps is usually generated by electrically-driven solution pumps.

For electrically-driven solution pumps of absorption heat pumps at small thermal power (< 20 kW), there is a significant improvement expected. Specifically, the cost and the operational efficiency of these pumps could be improved. In this thesis, a new concept of a thermally-driven pump was implemented. This pump uses refrigerant vapor from the high pressure level of the generator as the power source. Depending on the energy level of the pump drive, more heat energy must be supplied to the generator.

The result of this work is a functional model of a thermally-driven pump, and this pump has been laboratory tested on a test bed. The pump is an oscillating displacement pump. Over the area ratio of two differently-sized membranes a higher delivery pressure level is generated as the driving pressure level.

The work packages to achieve the project results included the creation of a 3D model of the pump including variant study and detailed manufacturing drawings. To verify the design parameters, a machine-dynamic simulation of the pump behavior was created with the program Matlab-Simulink. Furthermore the production was organized, supervised and approved by leak test of the pump. For the functional testing of the pump, an existing test bed was rebuilt and then the pump was put into operation.

For the test bed studies, the pumped liquid was water, and as driving power compressed air was used. The study results of the chosen pump geometry showed that only about 65 % of the required flow rate was realized. The manufacturing cost of the pump with < €4000 is manageable and resulted in a cost-effective alternative to the usually used electrically-driven solution pumps.

Based on this work, the pump has been installed in an absorption heat pump with the material combination of ammonia / water, and further tests in real operating conditions are being carried out.

VORWORT

Diese Arbeit bildet den Abschluss meines Studiums an der technischen Universität Garz. An dieser Stelle möchte ich mich daher bei allen, die mich unterstützt haben, bedanken. Besonderen Dank möchte ich meiner Familie und meiner Freundin Carolin ausrichten. In Bezug auf diese Arbeit möchte ich mich für die großartige Unterstützung durch die Mitarbeiter des Instituts für Wärmetechnik bedanken, im Besonderen bei meinem Betreuer Herrn DI Gerald Zotter.

Graz, 01.08.2012

Christian Handler

INHALTSVERZEICHNIS

1	<u>EINLEITUNG</u>	1
2	<u>GRUNDLAGEN</u>	4
2.1	Vergleich Absorptions- und Kompressionswärmepumpenanlagen	4
2.1.1	Funktionsvergleich	5
2.1.2	Thermodynamischer Vergleich	6
2.1.3	Wirtschaftlicher Vergleich	7
2.1.4	Vor- und Nachteile der Anlagentypen	8
2.2	Absorptions-Wärmepumpenanlagen	9
2.2.1	Prozessbeschreibung	9
2.2.2	Prozessdarstellung	12
2.2.3	Leistungszahlen	15
2.2.4	Thermisch angetriebene Wärmepumpenanlagen	17
2.3	Kältemittel / Lösungsmittel – Paarung	18
3	<u>STAND DER TECHNIK</u>	19
3.1	Theoretische Antriebsenergiepotentiale	19
3.2	Bekannte Pumpenkonzepte	20
3.2.1	Expander Pump	20
3.2.2	Float Pump	21
3.2.3	Piston Pump	22
3.3	Realisiertes Lösungsmittelpumpen-Konzept	23
3.3.1	Funktion der Thermal Solution Pump	24
3.3.2	Bedingung zur Druckerhöhung	25
3.3.3	Effizienzbetrachtung	26
3.4	Luft/Wasser Vorversuch	29
4	<u>AUSLEGUNG UND KONSTRUKTION</u>	30
4.1	Auslegungsrelevante Parameter	30
4.1.1	Drucklagen und Temperaturen	30
4.1.2	Massendurchsatz	31
4.1.3	Pumpengeometrie	37

4.2 Eignungsuntersuchungen der Membrane	43
4.2.1 Ammoniak-Belastungsversuch	43
4.2.2 Steifigkeitsuntersuchung	46
4.2.3 Ermittlung des Haftreibungskoeffizienten	47
4.3 Dynamische Simulation	49
4.3.1 Ersatzmodell	49
4.3.2 Bewegungsgleichung	50
4.3.3 Simulationsergebnisse	57
4.4 Beschreibung der Konstruktion	63
4.4.1 Gestaltungsdetails in ausgewählten Bauteilen	65
4.4.2 Festigkeitsanforderungen	68
4.4.3 Fertigung und Montage	72
4.5 Kostenanalyse	75
<u>5 INBETRIEBNAHME UND ERSTE VERSUCHSERGEBNISSE</u>	<u>80</u>
5.1 Versuchsaufbau	80
5.2 Beschreibung der Versuchsdurchführung	82
5.3 Analyse der Messergebnisse	85
5.4 Vergleich der Messergebnisse mit der Simulation	95
<u>6 ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNG</u>	<u>98</u>
<u>7 LITERATURVERZEICHNIS</u>	<u>102</u>
<u>ANHANG A</u>	<u>104</u>
<u>ANHANG B</u>	<u>110</u>
<u>ANHANG C</u>	<u>112</u>

NOMENKLATUR

Abkürzungen und Indizes	
A	Fläche
a	außen
ab	abgeführt
ABS, Abs, A	Absorber
aus	Austritt
AWP	Absorptionswärmepumpe
c	kühlen
carnot	Carnot
CON, Kon	Kondensator
COP	Coefficient of Performance
D	Druchmesser
Δ	Differenz
d	druckseitig
dv	Druckverlust
dyn	dynamisch
ein	Eintritt
el	elektrisch
EVA, 0, Verd	Verdampfer
EXP	Expansion
f	spezifischer Lösungsmittelumlauf
fl	flüssig
Fr, 3	Federraum
GEN, Gen	Genaerator
geo	geometrisch
H	heizen
h	Hublänge
HD	Hochdruck
HN	Hochdruck-Niederdruck
HNt	Schaltintervallzeit Hochdruck
i	innen
JAZ	Jahresarbeitszahl
k	Membranklemmkolben
komp	Kompressor
Kr, 1	Krafraum
Λ	Volumenverhältnis
LMP, LP	Lösungsmittelpumpe
m	mittleres; mittlere

Abkürzungen und Indizes	
M	Magnetventil
n	Gesamtanzahl
ND	Niederdruck
NDt	Schaltintervallzeit Niederdruck
NH ₃ , R717	Ammoniak
OT	oberer Totpunkt
p	Druck
P	elektrische Leistung
PC	Pink Chiller
Pr, 2	Pumpenraum
pso	arme Lösung
Pump	Pumpe
\dot{Q}	Wärmeleistung
Q	Querschnitt
R	Rückschlagventil
RAC, SAC	Sammelbehälter
ref	Kältemittel
res	resultierend
RHX, SHX	interne Wärmetauscher
rso	reiche Lösung
RTH, STH	Drosselventil
rück	Rückstellung
s	Entropie
schad	Schadraum
SPF	Sesonal Performance Factor
st	Spaltmaß im unteren Totpunkt
stat	statisch
T	Temperatur
τ_1	Startzeitpunkt
τ_2	Endzeitpunkt
TSP	Thermal Solution Pump
ü	Überdruck
UT	unterer Totpunkt
v	Verlust
vap	Dampf
W	Arbeit
w	spezifische Arbeit
zu	zugeführt
α	Biegewinkel der Membrane

Formelzeichen	
A	Fläche
A_{DB}	Druckbelastete Membranfläche
A_{tz}	Arbeitstaktzahl
β	Berechnungsbeiwert (AD-Merkblatt)
c_1	Zuschlag zur Berücksichtigung der Waddickenunterschreitung
c_2	Abnutzungszuschlag
c_e	Membransteifigkeit
c_f	Steifigkeit der Druckfeder
C_{p1}	Druckverlaufprofil von p_1
c_x	Membransteifigkeitsverlauf
D	Durchmesser
D_a	Allgemeine Dämpfungskraft
d_a	allgemeiner Dämpfungsfaktor
Δp	Druckdifferenz
Δp_{ven}	Aktivierungsdruck des Rückschlagventils
$\Delta \xi$	Entgasungsbreite
f	spezifischer Lösungsmittelumlauf
F	Kraft
F_{DB}	Kraft aus der Druckbelastung
F_{dm1}	Membrandämpfungskraft der großen Membrane
F_{dm2}	Membrandämpfungskraft der kleinen Membrane
F_{dvd}	Kraft resultierend aus den druckseitigen Druckverlusten
F_{dvs}	Kraft resultierend aus den saugseitigen Druckverlusten
F_f	Federkraft der Rückstellfeder
F_{fm1}	Federkraft der großen Membrane
F_{fm2}	Federkraft der kleinen Membrane
F_G	Gewichtskraft des Klemmkolbens
F_{p1}	Kraft resultierend aus Druck p_1 (Druck im Kraftraum)
F_{p2}	Kraft resultierend aus Druck p_2 (Druck im Pumpenraum)
F_{p3}	Kraft resultierend aus Druck p_3 (Druck im Federraum)
F_{vsp}	Vorspannkraft der Rückstellfeder
g	Erdbeschleunigung
h	Enthalpie
η	Wirkungsgrad
h_d	gedätische Förderhöhe
hl	Hublänge
h_s	geodätische Saughöhe

Formelzeichen	
K	Werkstoffkennwert
K _v	Druckverlustbeiwert des Rückschlagventils
L	Wärmetönung
l	Lösungswärme
Λ	Volumenverhältnis
λ	Rohrreibungsbeiwert
\dot{m}	Massenstrom
m _k	Masse Membranklemmkolben
p	Druck
P	elektrische Leistung
p _{vd}	druckseitiger Druckverlust
p _{vs}	saugseitiger Druckverlust
\dot{Q}	Wärmeleistung
r	spezifische Verdampfungswärme
R	Gaskonstante
s	erforderliche Wandstärke
S	Sicherheitsbeiwert
σ*	Längenbezogene Belastung
T	Temperatur
t	Zeit
\dot{V}	Volumenstrom
v	Verschwächungsbeiwert
w _s	Strömungsgeschwindigkeit
x(t)	Membranklemmkolbenweg
$\dot{x}(t)$, x _p (t)	Membranklemmkolbengeschwindigkeit
x ₀	Anfangsauslenkung
z	Anzahl der Schrauben
α	Bigewinkel der Membrane
ε	Effizienzzahl
ζ	Druckverlustbeiwert
μ _k	Haftreibungskoeffizient
ξ	Konzentration
ρ	Dichte
$\ddot{x}(t)$, x _{pp} (t)	Membranklemmkolbenbeschleunigung

1 EINLEITUNG

Diese Arbeit ist Teil des Forschungsprojektes „thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe für Ammoniak/Wasser Absorptions-Wärmepumpenanlagen kleiner Leistung“. Das Projekt wurde von der österreichischen Forschungs-Förderungs-Gesellschaft (FFG) unter dem Titel „Neue Energien 2020“ finanziert, und in Zusammenarbeit mit der Firma HELIOTHERM Wärmepumpentechnik GmbH, der Firma PINK GmbH und dem Institut für Wärmetechnik der Technischen Universität Graz bearbeitet.

Thermisch angetrieben bedeutet, dass eine Wärmepumpe (bzw. Kälteanlage) mit Wärmeenergie anstatt elektrischer Energie betrieben wird. Ein thermischer Antrieb kann in diesem Zusammenhang auf verschiedene Arten realisiert werden (siehe Kapitel 2.2.4). Dieser Arbeit liegt die Möglichkeit der Absorptions-Wärmepumpenanlage (AWP) mit Wasser als Lösungsmittel und Ammoniak als Kältemittel zu Grunde. In einer AWP wird die nötige Druckdifferenz in der Regel durch eine elektrisch betriebene Lösungsmittelpumpe (LMP) erzeugt. Da die elektrische Antriebsenergie der Lösungsmittelpumpe, in Bezug auf die Wärmeleistungen einer solchen Anlage relativ gering ist, zählen sie trotzdem zu den thermisch angetriebenen Anlagen. In dieser Arbeit wird nun ein neues Konzept umgesetzt, in dem die elektrisch angetriebene LMP durch eine thermisch angetriebene LMP ersetzt wird. Für die AWP bedeutet dies, dass ein ausschließlich thermischer Antrieb möglich ist.

Ein Ziel dieses Projektes ist das „solare Kühlen“. Darunter wird unter anderem das Klimatisieren von Gebäuden durch solare Wärme verstanden. Die Vorteile einer solchen Kühlung sind vielfältig. Sonnenenergie als Antrieb für die Klimatisierung ist bis auf Investitionskosten zur Sonnenenergienutzung „gratis“, und zeitgleich im Auftreten der größten Kühllasten vorhanden. Vor allem im Sommer sorgt die Klimatisierung in vielen Städten für hohe Belastungen des Stromnetzes, diese Spitzenlasten könnten mit solarer Kühlung gesenkt werden. Ein anderes Ziel ist die Nutzbarmachung von Abwärme. Speziell die Industrie könnte stark davon profitieren, wenn bislang ungenutzte Abwärmepotentiale für den Antrieb einer thermisch betriebenen Wärmepumpenanlage verwendet würden. Dadurch könnten Industriebetriebe ihre Spitzenlastanforderungen an den Energieversorger senken, und somit Kosten einsparen. Ein weiterer großer Vorteil ist an dieser Stelle die Möglichkeit, CO₂-Emissionen zu reduzieren. Die Umsetzung dieser Ideen kann mittels Wärmepumpentechnologien realisiert werden.

Bereits vor über 150 Jahren kamen erste Wärmepumpenanlagen für die Kühlanwendung auf dem Markt und bereits 1859 erfand Ferdinand Philippe Carré die Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpe. Damals, wie heute, hat die Wärmepumpenanlage für die Kühlanwendung keine Konkurrenz, und es wäre undenkbar, sieben Milliarden Menschen ohne Kühlgeräte zu ernähren. In jüngerer Vergangenheit und wohl auch zukünftig erlangt die Heizanwendung der Wärmepumpenanlagen immer größere Bedeutung. Vor allem die thermisch angetriebenen Wärmepumpenanlagen erlangen immer größeres Interesse, weil sie es ermöglichen, durch ungenutzte Ressourcen wie z.B. Abwärme die Anlage zu betreiben.

Die Idee, eine kontinuierlich arbeitende Wärmepumpe für die Kühlanwendung ohne zusätzliche mechanische Energie zu betreiben, wurde schon 1899 von *H. Geppert* verfolgt. Geppert baute eine Versuchsanlage, die als Vorstufe der heutigen Diffusionskälteanlage angesehen werden kann. Die erste funktionsfähige Diffusionskälteanlage, und somit ausschließlich thermisch angetriebene Anlage erfanden die schwedischen Ingenieure *B. v. Platen* und *C.G. Munters* 1922. Bei diesen Anlagen entfallen durch die Nutzung von Partialdruckdifferenzen die Pumpe und die Drossel. Durch die Verwendung indifferenten Gase herrscht in den Niederdruckbereichen (Verdampfer und Absorber) ein niedrigerer Partialdruck bei gleichem Gesamtdruck im Kreislauf. Der Umlauf wird durch Dichteunterschiede auf Grund unterschiedlicher Molekulargewicht realisiert (Niebergall 1981, S. 106). Weitere Ideen, um Wärmepumpenanlagen thermisch zu betreiben, waren zum Beispiel die Benutzung von Strahlapparaten zur Flüssigkeitsförderung und die Ausnutzung der geodätischen Höhe zur Überwindung von Druckverlusten.

Motivation

Ammoniak/Wasser-Absorptionswärmepumpenanlagen kleiner thermischer Leistung (< 20 kW Verdampfer-Wärmeleistung) besitzen hohes ökologisches und auch wirtschaftliches Potential. Obwohl man bei Anlagen dieser Art von thermisch angetriebenen Wärmepumpen spricht, wird der nötige Druck in diesen Anlagen mit elektrisch betriebenen Lösungsmittelpumpen erzeugt. Die Leistung der LMP ist in Bezug auf die Kälteleistung der AWP zwar sehr gering (ca. 1 bis 6 %; Rieberer et al. 2010, S. 13), aber eine ausschließlich thermisch angetriebene Anlage ist es nicht. Des Weiteren stellen elektrisch angetriebene LMP für AWP kleiner Leistung einen wesentlichen Kostenfaktor dar, weil sie technisch relativ komplex aufgebaut sind, speziell für solche Anlagen konzipiert wurden, und somit nur in geringen Stückzahlen produziert werden. Auch die Tatsache, dass die bislang verwendeten LMP meist mit hohem Wartungsaufwand verbunden sind, keine hermetische Abdichtung aufweisen und in Bezug auf Effizienz noch erhebliches Verbesserungspotential vermutet wird, gibt Anstoß zu dieser Arbeit.

Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit war, ein Funktionsmuster eines neuen Konzeptes für eine thermisch betriebene Pumpe zu konstruieren, dieses anschließend zu fertigen, und in einer Anlage in ersten Versuchen in Betrieb zu nehmen. Dabei sollte ein negativer Einfluss auf die Gesamteffizienz der Anlage möglichst vermieden werden, und die Kosten für die Erstellung der Pumpe niedrig sein. Bei der Auslegung konnte zum Teil auf Ergebnissen eines Vorversuches aufgebaut werden. Dieser Vorversuch wurde von Kotnig (2011) durchgeführt und hatte das Ziel, die praktische Umsetzbarkeit der theoretischen Grundlagen zu verifizieren. Auf diesen Vorversuch wird im Kapitel 3.4 noch näher eingegangen. Um das Funktionsmuster im Betrieb testen zu können, wurde von der Firma PINK GmbH eine adaptierte Anlage (PinkChiller PC19) zur Verfügung gestellt. In dieser Anlage wird der nötige Druck bisher durch eine elektrisch betriebene Membranpumpe erzeugt. In dieser Konfiguration wurde diese Anlage im Zuge eines anderen Projektes analysiert, und erlaubt somit den Vergleich nach Ersatz der elektrisch betriebenen Pumpe durch das Funktionsmuster der thermisch angetriebene Pumpe. Die Auslegung der Pumpe soll jedoch nicht nur der vorhanden Anlage für die Kühlanwendung genügen, sondern auch die Heizanwendung abdecken.

Inhalt der Kapitel

Im **Kapitel 2** sind jene Grundlagen der Wärmepumpentechnik zusammengefasst, die für die Abhandlung dieser Arbeit relevant waren. Zusätzlich wird das Anwendungsfeld der Absorptionswärmepumpe im Vergleich zur Kompressionswärmepumpe abgegrenzt.

Das **Kapitel 3** bietet eine kurze Zusammenfassung über die Antriebskonzepte einer thermisch betriebenen Pumpe. Dazu werden schon bekannte und veröffentlichte Konzepte kurz behandelt, wie auch Konzepte, die im Vorfeld dieser Arbeit am Institut für Wärmetechnik untersucht wurden (vgl. Zotter et al. 2011).

Im **Kapitel 4** werden die Details der Umsetzung von der Konzeptpumpe zur praktisch verwendbaren LMP beschrieben. Dazu werden aus den Grundlagen die Auslegungsrelevanten Parameter abgeleitet, aus denen sich die Konstruktion der Pumpe ergibt.

Das **Kapitel 5** beschreibt die ersten Versuchsdurchführungen mit der entwickelten LMP. Dazu werden der Versuchsaufbau, die Versuchsdurchführung und die erhaltenen Ergebnisse im Detail beschrieben.

Im letzten **Kapitel 6** werden Schlussfolgerungen aus dieser Arbeit abgeleitet. Diese enthalten sowohl wirtschaftliche Betrachtungen, als auch technische Themen für eine weiterführende Betrachtung.

2 GRUNDLAGEN

In diesem Abschnitt werden jene Grundlagen behandelt, aus denen sich in späterer Folge die Anforderungen zur Gestaltung der Pumpe ergeben. Es wird auch ein Vergleich der Absorptions- mit der Kompressionswärmepumpanlage angestellt, weil diese Anlagentypen in vielen Anwendungen und vor allem wirtschaftlich konkurrieren. Da das verwendete Kältemittel einen wesentlichen Einfluss auf die Pumpenauslegung nimmt, wird auch die Stoffpaarung Kältemittel/Lösungsmittel (Ammoniak/Wasser) näher betrachtet.

Wärmepump-Systeme zur „Kälteerzeugung“ werden oft als Kältemaschinen oder Kälteanlagen bezeichnet, und Anlagen für die Heizanwendung werden üblicher Weise als Wärmepumpen bezeichnet. Kälte und Wärme bezeichnen aber die gleiche Energieform, und zwar thermische Energie. Wenn eine Anlage nun thermische Energie über einer Umgebungstemperatur zur Verfügung stellt, erzeugt sie an dieser Stelle Heizwärme und wird somit als Wärmepumpe bezeichnet. Dieselbe Anlage stellt dabei aber auch thermische Energie unter jener Umgebungstemperatur bereit, und kann auf dieser Seite als Kälteanlage betrachtet werden. Somit handelt es sich um den gleichen Prozess für die Kälteerzeugung und für die Heizanwendung. Da sich lediglich die Betrachtung des Nutzens umkehrt, wird in dieser Arbeit die Bezeichnung Wärmepumpe sowohl für die Heizanwendung, als auch für die Kühlanwendung verwendet.

2.1 Vergleich Absorptions- und Kompressionswärmepumpanlagen

Kontinuierlich arbeitende Absorptions- oder Kompressions-Wärmepumpanlagen stellen grundsätzlich einen geschlossenen Kreisprozess dar. Bei der Kompressions-Wärmepumpanlage handelt es sich um einen linksläufigen Arbeitsprozess. Bei der Absorptions-Wärmepumpanlage handelt es sich um eine Kombination eines linksläufigen Arbeitsprozesses mit einem rechtsläufigen Kraftprozess, der als Antrieb der Anlage wirkt.

In Abbildung 2-1 ist ein Arbeitsprozess in beliebiger reversibler Form in einem Temperatur/Entropie Diagramm dargestellt. Dabei wird dem Prozess durch die Zustandsänderung von A nach B Wärme zugeführt (q_{zu}) und von B nach A Wärme abgeführt (q_{ab}). Um in diesem beliebigen Wärmepumpenprozess einen Wärmeaustausch auf zwei verschiedenen mittleren Temperaturniveaus ($T_{ab,m}$ und $T_{zu,m}$) realisieren zu können, muss Arbeit ($a=q_{ab}-q_{zu}$) in das System fließen. Bei der Kompressions-Wärmepumpe wird diese Arbeit über den elektrischen Antrieb eines Kompressors in das System geführt. Bei der Absorptionswärmepumpe wird diese Arbeit mit Hilfe eines Kraftprozesses in Form von thermischer Energie zugeführt.

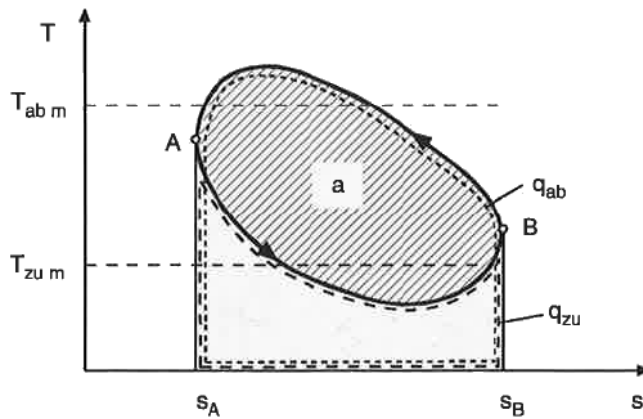


Abbildung 2-1: Beliebiger reversibler Arbeits-Kreisprozess in einem Temperatur/Entropie (T/s) Diagramm (Quelle: Eichseder 2007, S. 125)

2.1.1 Funktionsvergleich

Sowohl für die Kompressions-, als auch für die Absorptionswärmepumpe gibt es verschiedenste Möglichkeiten der Prozessführung, wie zum Beispiel einstufige und mehrstufige Prozesse mit oder ohne diversen internen Wärmetausch. Für einen Vergleich wird an dieser Stelle die einfachste Schaltung der beiden Typen behandelt. Auf den Absorptionsprozess im speziellen und auf Besonderheiten der Absorptionsanlage wird in Kapitel 2.2 näher eingegangen.

In Abbildung 2-2 a) ist das Schaltbild einer einstufigen Kompressionswärmepumpe dargestellt. Abbildung 2-2 b) zeigt das Schaltbild einer AWP mit elektrisch angetriebener Lösungsmittelpumpe. Aus diesen Abbildungen ist ersichtlich, dass der Aufbau des Kältemittelkreislaufs in beiden Anlagentypen grundsätzlich gleich ist. Das Kältemittel strömt, ausgehend vom Punkt 3 in der Abbildung, durch den Kondensator, in dem das dampfförmige Kältemittel unter Wärmeabgabe (Q_c) verflüssigt wird. Anschließend wird das flüssige Kältemittel in einer Drossel auf Niederdruck (ND) entspannt. Nach der Drosselung wird das zum Großteil flüssige Kältemittel im Verdampfer unter Wärmezufuhr (Q_0) verdampft. Ab diesem Prozessschritt unterscheiden sich die beiden Anlagentypen wesentlich. Bei der Kompressionswärmepumpe wird das dampfförmige Kältemittel unter Zufuhr von elektrischer Energie ($W_{\text{komp-el}}$) von einem Kompressor angesaugt und auf Hochdruck verdichtet. Bei der AWP hingegen wird das dampfförmige Kältemittel von einem Lösungsmittel (Absorptionsmittel) im Absorber gelöst. Beim Absorptionsprozess wird Lösungswärme frei, und erfordert eine Wärmeabfuhr im Absorber (Q_A). Aus dem Absorber tritt nun eine an Kältemittel angereicherte flüssige Lösung aus, die sogenannte reiche Lösung. Diese reiche Lösung muss im Gegensatz zur Kompressionswärmepumpe nicht verdichtet, sondern „nur“ gepumpt werden, um das Hochdruckniveau zu erreichen. Die elektrische Energie ($W_{\text{LP-el}}$) zum Betreiben dieser Lösungsmittelpumpe beträgt jedoch nur ca. 5 bis 10% von der elektrischen Energie, die der Kompressor benötigt (Pohlmann et al. 2010, S. 181). Die reiche Lösung auf Hochdruckniveau strömt nun in den Austreiber, der auch oft als Generator oder Kocher bezeichnet wird. In diesem Bauteil wird die Energiebilanz der zuvor eingesparten elektrischen Energie wieder hergestellt. Es muss hier Wärme auf hohem Temperaturniveau zugeführt werden, um das Kältemittel wieder aus der Lösung auszudampfen. Das ausgedampfte Kältemittel schließt nun

den Kreis und strömt weiter in den Kondensator. Die an Kältemittel arme Lösung strömt auch aus dem Austreiber und wird über eine Drossel wieder dem Absorber zugeführt.

In Abbildung 2-2 c) ist der Ersatz des Kompressors durch den Lösungsmittelkreislauf schematisch dargestellt.

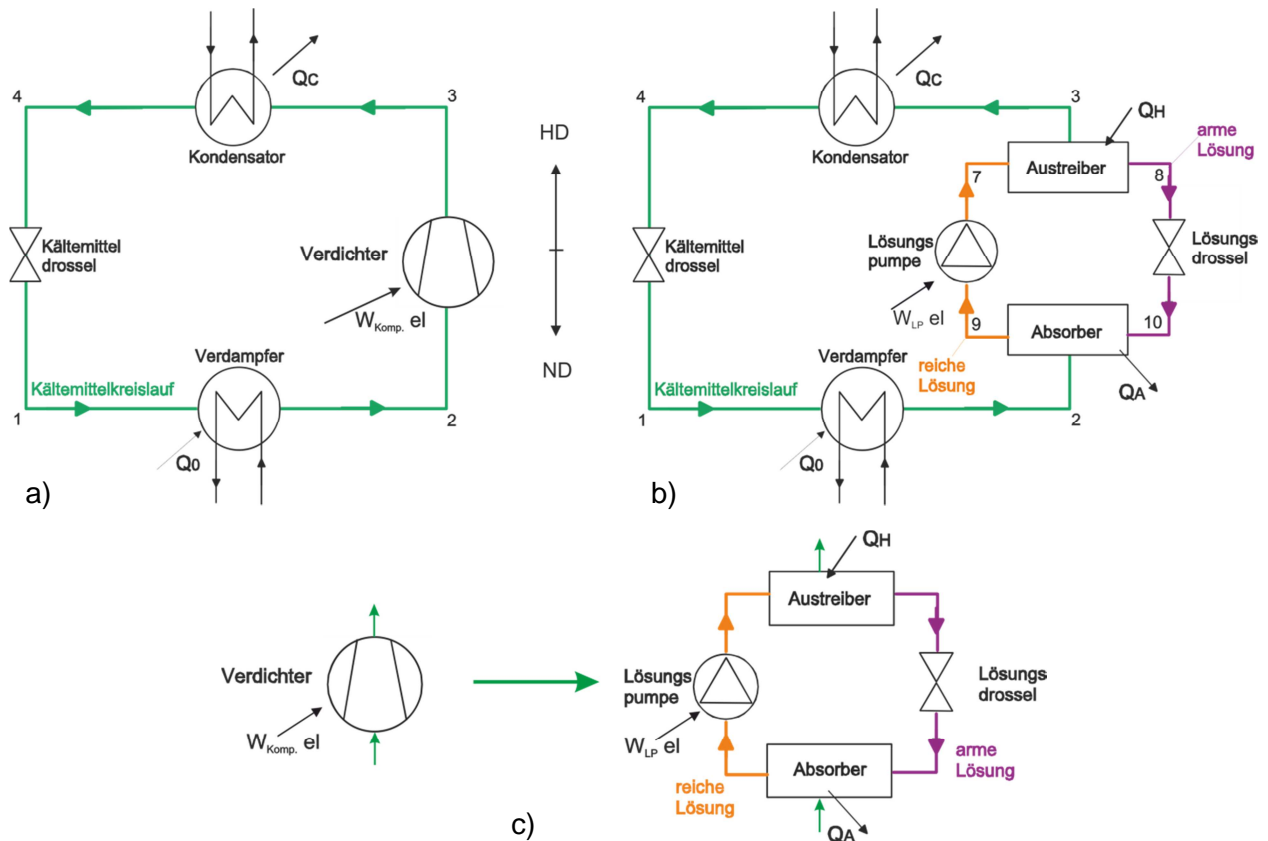


Abbildung 2-2: Anlagenschaltbild einer a) Kompressions- und einer b) Absorptionswärmepumpe und c) Vergleichsdarstellung zwischen Kompressor- und Lösungsumlauf (Quelle: Rieberer et al. 2011(a), S. 9 / 5.1.1)

2.1.2 Thermodynamischer Vergleich

Als anschaulicher Vergleichsprozess wird sowohl für die Kompressionswärmepumpe, als auch für die AWP der Carnot-Prozess herangezogen. In dieser Darstellung lassen sich die Wärmeverhältnisse recht einfach bzgl. der unterschiedlichen Temperaturniveaus darstellen. Die in Abbildung 2-3 dargestellten Carnot-Prozesse bedingen folgender idealen Betrachtungen (Niebergall 1980, S. 23f):

- Unendlicher Lösungsmittelumlauf
- Adiabate Kompression und Expansion
- Kein Temperaturgleit (im Verdampfer, Absorber, Generator und Kondensator)
- Ideales Arbeitsstoffpaar (Lösungswärme hängt nur von der Lösungskonzentration ab)

Abbildung 2-3 a) soll einen idealen Prozess der Kompressionswärmepumpe darstellen. Für Absorptionswärmepumpen gilt der in Abbildung 2-3 b) dargestellte Idealprozess (Carnot-Prozess). Der linksläufige Arbeitsprozess, der in beiden Anlagentypen identisch ist, wird hier von einem rechtsläufigen Kraftprozess angetrieben. Im Idealfall decken sich die Flächenanteile des Kraftprozesses 7-8-9-10 und des Arbeitsprozesses 1-2-3-4. Die Anlage könnte somit ausschließlich durch die Umwandlung von thermischer Energie im Kraftprozess angetrieben werden. Wie sich die beiden Anlagentypen aus Sicht der Effizienz vergleichen lassen, wird in einem späteren Abschnitt erläutert (vgl. Kapitel 2.2.3, Gleichung 2-16 und Gleichung 2-17).

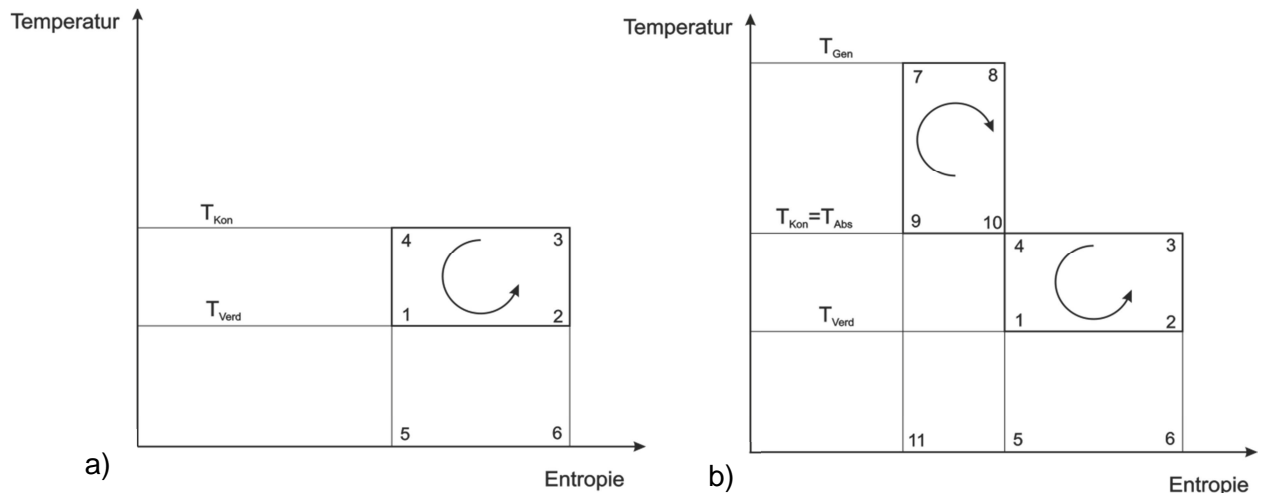


Abbildung 2-3: Carnot-Prozess einer a) Kompressions-Wärmepumpe und einer b) Absorptions-Wärmepumpe (Quelle: Rieberer (a) et al. 2011, S.11 / 5.1.1)

2.1.3 Wirtschaftlicher Vergleich

Wie in Abbildung 2-2 ersichtlich ist, besteht der Aufbau einer AWP aus mehreren Komponenten als der einer Kompressionsanlage. Daraus folgen für die AWP meist viel höhere Investitionskosten. Um den Einsatz einer Absorptionsanlage wirtschaftlich rechtfertigen zu können, müssen die höheren Anschaffungskosten durch die Betriebskosteneinsparungen in einem annehmbaren Zeitraum amortisiert werden. Eine Möglichkeit diese Amortisation zu fördern ist die Senkung der Anschaffungskosten. Diese Kostenreduktion von AWP's ist auch ein vorrangiges Ziel des Forschungsprojektes dieser Arbeit, und soll durch die neu entwickelte Pumpe realisiert werden.

Abbildung 2-4 zeigt einen ersten möglichen Schritt zur wirtschaftlichen Betrachtung des Einsatzes einer Absorptionsanlage. Es werden die spezifischen Stromkosten zum Betrieb einer Kompressionsanlage mit den spezifischen Heizkosten zum Betrieb der Absorptionsanlage verglichen. Für Vorteile zu Gunsten der Absorptionsanlage sollte das Energiepreisverhältnis höher als 6 sein. Des Weiteren sollte die Jahresstundenbelastung 2000 h/a überschreiten, damit sich Vorteile für die Absorptionsanlage ergeben (Cube 1997, S. 167). Um eine tatsächliche Aussage über die wirtschaftlichen Vor- und Nachteile treffen zu können, muss jedoch ein jährlicher Gesamtkostenvergleich durchgeführt werden (Pohlmann 2010, S. 175f).

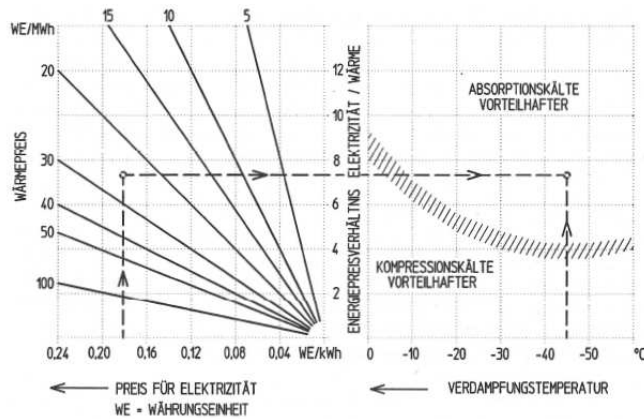


Abbildung 2-4: Energiekostengleichheit von Kompressions- und Absorptions-Kältesystemen (Quelle: Cube 1997, S. 166)

2.1.4 Vor- und Nachteile der Anlagentypen

Aus dem Absorptionswärmepumpenprozess resultiert eine Verschiebung der Antriebsenergie von elektrischem Strom nach Wärme. Dies ist ökologisch sehr sinnvoll, wenn die Wärmeenergie zum Beispiel durch industrielle Abwärme oder Sonne zur Verfügung steht. Wenn die Absorptionsanlage jedoch befeuert wird, kann es sein, dass man den Kraftprozess mit der Effizienz eines stromerzeugenden thermischen Kraftwerks vergleichen muss. Diesem Vergleich wird die Absorptionsanlage nicht standhalten, weil zum Beispiel moderne GUD-Kraftwerke schon sehr effizient arbeiten. Die Stromnetzunabhängigkeit kann in diesem Fall immer als Vorteil betrachtet werden. In Bezug auf CO₂-Emissionen kann die Befeuerung von AWP mittels Biomasse sehr wohl auch als ökologisch sinnvoll betrachtet werden.

Ein wesentlicher Nachteil der Absorptionsanlage ist der geringe Marktanteil. Diese Tatsache hat zur Folge, dass gewisse Komponenten, wie die Lösungsmittelpumpe keine „Standardteile“ sind, und somit hohe Anschaffungskosten resultieren. Eine weitere Folge daraus ist die mäßige technisch Reife solcher Komponenten.

Ein weiterer Nachteil ist die Einschränkung im Kältemittel. Dieses muss natürlich dem Absorptionsprozess genügen (siehe Kapitel 2.3). Ein großer Vorteil ist hier, dass dem Kältemittel keine Schmierstoffe beigegeben werden müssen. Die ganze Problematik der Kompressor Schmierung entfallen bei der neu entwickelten Membranpumpe.

2.2 Absorptions-Wärmepumpenanlagen

In diesem Kapitel soll auf die Grundlagen eingegangen werden, aus denen sich in späterer Folge die Auslegungskriterien für die Lösungsmittelpumpe ergeben. Folgende Kriterien können aus dem Prozess abgeleitet werden:

- Drucklagen
- Temperaturniveaus
- Massendurchsatz

2.2.1 Prozessbeschreibung

Eine einstufige AWP arbeitet auf zwei Druckniveaus (Niederdruck ND, Hochdruck HD) und auf drei verschiedenen Temperaturniveaus. In Abbildung 2-5 ist das Anlagenschaltbild einer Absorptionswärmepumpe gemäß dem Druck- und Temperaturverlauf dargestellt. Diese nach rechts geneigte Darstellung ist üblich und ergibt sich aus der Prozessdarstellung in einem $\log(p)$ - $1/T$ -Diagramm für Ammoniak/Wasser (siehe Kapitel 2.2.2). Auch die breitere Darstellung in Temperaturrichtung des Absorbers (ABS) und Generators (GEN) gegenüber dem Verdampfer (EVA) und Kondensator (CON) ist üblich, weil der Absorptions- und Austreibungsprozess nicht bei konstanter Temperatur abläuft.

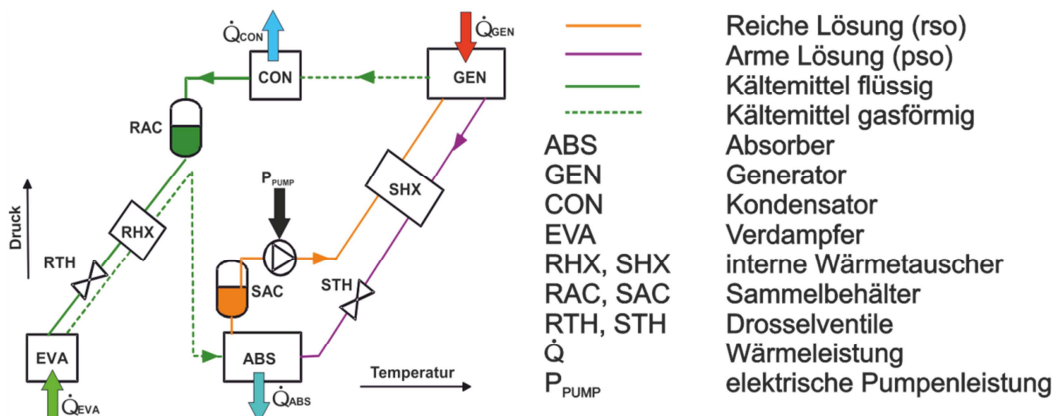


Abbildung 2-5: Einstufige Absorptionswärmepumpe mit Lösungswärmetauscher (SHX) und Kältemittelnachkühlung (RHX) (Quelle: Rieberer et al. 2011(a), S. 14 / 5.1.1)

Die Darstellung entspricht im Wesentlichen auch der Anlage (PinkChiller PC19), in der die Pumpe im Anschluss dieser Arbeit betrieben wird. Im Unterschied zum Schaltbild ist im PC19 kein Kältemittelwärmetauscher (RHX) vorhanden.

In Kapitel 2.1.1 wurde schon die grundsätzliche Funktion der AWP erklärt. An dieser Stelle wird auf die Besonderheiten des Absorptions-/Desorptionsprozesses und auf den Lösungsmittelkreislauf näher eingegangen.

Verdampfer

Im Verdampfer wird das Kältemittel durch die Zufuhr einer Wärmeleistung (\dot{Q}_{EVA}) verdampft. Beim reinen Kältemittel Ammoniak würde die Wärmezufuhr bei konstanter Temperatur erfolgen. Speziell beim Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser (siehe Kapitel 2.3) kommt es aber zu

geringen Konzentrationen von Wasser im Kältemittel. Das führt dazu, dass sich im Verdampfer ein Temperaturgleichgewicht einstellt. Die technische Folge aus diesem Kältemittel/Lösungsmittel-Gemisch im Verdampfer ist, dass zuerst das leichter flüchtige Kältemittel verdampft, und eine arme wässrige Lösung im Verdampfer zurück bleibt. Diese Tatsache muss konstruktiv anlagenseitig berücksichtigt werden, weil sich sonst im Verdampfer zu viel Wasser ansammeln würde. Eine konstruktive Möglichkeit ist die Rektifikationskolonne¹ nach dem Generator.

Über die Energiestrombilanz am Verdampfer (Gleichung 2-1) kann in späterer Folge auch der nötige Kältemittelmassenstrom (\dot{m}_{ref}) für die Kühlanwendung ermittelt werden.

$$\dot{Q}_{EVA} = \dot{m}_{ref} * (h_{EVA,aus} - h_{EVA,ein}) \quad \text{Gleichung 2-1}$$

Absorber

Im Absorber wird der vom Verdampfer kommende Kältemitteldampf aufgesaugt und gelöst. Dieser Absorptionsprozess benötigt eine treibende Kraft, die das Kältemittel in einer bestimmten endlichen Zeit in das Lösungsmittel drückt (Ziegler 1997, 84f). Daraus folgt, dass zwischen Kältemittel und Lösungsmittel ein Ungleichgewicht herrschen muss. Dieses Ungleichgewicht wird dadurch erreicht, dass die in den Absorber eintretende arme Lösung unterkühlt ist, bzw. im Absorber stetig Wärme abgeführt wird. Je weiter die Temperatur im Absorber gesenkt wird, desto mehr Kältemittel kann im Lösungsmittel gelöst werden. Der Konzentrationsunterschied zwischen austretender reicher Lösung ξ_{rso} und eintretender armer Lösung ξ_{pso} wird als Entgasungsbreite oder Ausgasungsbreite ($\Delta\xi$) bezeichnet (Niebergall 1981, S. 22f)

$$\Delta\xi = \xi_{rso} - \xi_{pso} \quad \text{Gleichung 2-2}$$

Im Absorber selbst entstehen durch den Absorptionsprozess verschiedene Wärmemengen, die in Summe die Wärmetönung (L) ergeben. Diese Wärmetönung ist jene bezogene Wärmemenge, die dem Absorber abzuführen ist, wenn sich 1 kg Kältemittel im Lösungsmittel löst, und sich die Temperatur der Lösung nicht ändert. Theoretisch kann sich auch eine Wärmemenge ergeben, die dem Absorber zuzuführen ist (endotherme Prozesse). Praktisch sind zurzeit nur Stoffpaarungen in AWP im Einsatz, die eine positive Wärmetönung ergeben, und somit eine Wärmeabfuhr resultiert. Bei idealen Lösungen ist die Wärmetönung Null, bei realen Lösungen kann sie beträchtliche Werte annehmen. Die Wärmetönung kann vereinfacht aus der Summe der Verdampfungswärme des Kältemittels (r_{ref}) und der Lösungswärme (I) angegeben werden. Die Lösungswärme ist jene Wärmemenge, die beim Lösen von einem Kilogramm Kältemittel in einer verhältnismäßig großen Menge Lösungsmittel auftritt (Niebergall 1981, S. 4f).

¹ Bei der Stoffpaarung Ammoniak/Wasser kommt es im Generator auch zum Verdampfen von Wasser. Dieser „schädliche“ Wassergehalt im Kältemitteldampf kann mittels Rektifikation verringert werden. Dadurch wird die Reinheit des Kältemittels erhöht.

$$L \cong r_{\text{ref}} + l \quad \text{Gleichung 2-3}$$

Energiestrombilanz am Absorber:

$$\dot{Q}_{\text{ABS}} + \dot{m}_{\text{rso}} * h_{\text{rso,fl}} = \dot{m}_{\text{ref}} * h_{\text{ref,vap}} + \dot{m}_{\text{pso}} * h_{\text{pso,fl}} \quad \text{Gleichung 2-4}$$

Massenbilanz am Absorber:

$$\dot{m}_{\text{rso}} = \dot{m}_{\text{ref}} + \dot{m}_{\text{pso}} \quad \text{Gleichung 2-5}$$

Ammoniak-Massenbilanz am Absorber:

$$\dot{m}_{\text{rso}} * \xi_{\text{rso}} = \dot{m}_{\text{ref}} * \xi_{\text{ref}} + \dot{m}_{\text{pso}} * \xi_{\text{pso}} \quad \text{Gleichung 2-6}$$

Lösungsmittelpumpe (LMP)

Die LMP muss die reiche Lösung vom Absorber (Niederdruckniveau) ansaugen, und zum Generator (Hochdruckniveau) befördern. Zu diesem Zweck werden für AWP kleiner Leistung vorwiegend elektrisch betriebene Verdrängerpumpen verwendet, weil bei großen Druckhüben bis zu ca. 20 bar und moderaten Volumenströmen diese Pumpenart vorteilhaft ist. Eine wichtige Kenngröße des Absorptionsprozesses ist die spezifische Pumpenarbeit (w_{pump}). Diese sollte möglichst gering sein, um die Senkung des Wärmeverhältnisses (siehe Kapitel 2.2.3) klein zu halten (Cube 1997, S. 267). Die in Gleichung 2-7 angeführte spezifische Pumpenarbeit ist hier als dimensionslose Kennzahl dargestellt. Multipliziert man diese Kennzahl mit der spezifischen Verdampfungswärme des Kältemittels (r_{ref}) und mit dem Massenstrom des Kältemittels (\dot{m}_{ref}), erhält man daraus die Pumpenleistung.

$$w_{\text{pump}} = \frac{f * \Delta p}{\rho_{\text{rso}} * r_{\text{ref}}} \quad \text{Gleichung 2-7}$$

Einen direkten Einfluss auf die zuvor beschriebene spezifische Pumpenarbeit nimmt der spezifische Lösungsumlauf (f). Dieser gibt an, wie viel reiche Lösung von der Pumpe gefördert werden muss, um ein Kilogramm Kältemittel der Konzentration ξ_{ref} im Generator auszudampfen (Niebergall 1981, S. 22f bzw. Ziegler 1997, S. 47).

$$f = \frac{\dot{m}_{\text{rso}}}{\dot{m}_{\text{ref}}} = \frac{\xi_{\text{ref}} - \xi_{\text{pso}}}{\xi_{\text{rso}} - \xi_{\text{pso}}} \sim \frac{1}{\Delta \xi} \quad \text{Gleichung 2-8}$$

Generator

Im Generator wird das gelöste Kältemittel wieder ausgedampft. Dazu ist für das Ausdampfen des reinen Kältemittels theoretisch der gleiche Wärmeeintrag nötig, wie jener, der beim Absorbieren frei wird. Wenn jedoch bei Stoffpaarungen das Lösungsmittel einen eigenen Dampfdruck aufweist, muss jene Wärmemenge, die zum verdampfen des Lösungsmittels benötigt wird, zusätzlich dem Generator zugeführt werden (Niebergall 1981, S. 6).

Energiestrombilanz am Generator:

$$\dot{Q}_{ABS} + \dot{m}_{rso} * h_{rso,fl} = \dot{m}_{ref} * h_{ref,vap} + \dot{m}_{pso} * h_{pso,fl}$$

Gleichung 2-9

Lösungsmittelwärmetauscher

Der Lösungsmittelwärmetauscher hat einen wesentlichen Einfluss auf die Effizienz der Anlage. Die Aufgabe dieses Wärmetauschers ist, die heiße arme Lösung vor dem Absorber Eintritt möglichst weit abzukühlen, und diesen Wärmeentzug der reichen Lösung vor dem Generatoreintritt zuzuführen.

Kondensator

Im Kondensator wird das dampfförmige Kältemittelgemisch (geringe Konzentration Wasser bei Ammoniak/Wasser-Anlagen) wieder verflüssigt. Der Kondensator wird meist mit derselben Wärmesenke wie der Absorber gekühlt. Je nachdem, ob der Absorber vor, hinter oder parallel zum Kondensator geschaltet ist, befinden sich die beiden Komponenten auf einem annähernd gleichen Temperaturniveau.

Leistungsbilanz am Kondensator:

$$\dot{Q}_{CON} = \dot{m}_{ref} * (h_{CON,aus} - h_{CON,ein})$$

Gleichung 2-10

Über die Leistungsbilanz des Kondensators und des Absorbers ergibt sich die nutzbare Heizleistung (\dot{Q}_H) für die Heizanwendung:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS}$$

Gleichung 2-11

2.2.2 Prozessdarstellung

Im Gegensatz zur herkömmlichen Kompressionswärmepumpe, die in einem T-s-Diagramm oder in einem log(p)-h-Diagramm sehr gut darstellbar ist, benötigt man zur Darstellung des AWP-Prozesses die zusätzliche Zustandsgröße Konzentration (ξ).

Als sehr nützliches Zustandsdiagramm für AWP soll hier das log(p)-1/T-Diagramm kurz beschrieben werden. Dieses Diagramm lässt sich aus der Clausius-Clapeyron'schen Zustandsgleichung ableiten und es ergibt sich folgende Beziehung für die Darstellung im Diagramm:

$$\ln(p) = a - b * \frac{L}{T}$$

Gleichung 2-12

Die Konstanten a und b sind abhängig vom Arbeitsstoffpaar. Dabei wird meist die Vereinfachung getroffen, dass die Wärmetönung (L) unabhängig von der Temperatur sei, und beim Ausdampfen kein Lösungsmittel verdampft wird (Niebergall 1981, S.32f).

Die Steigung der Konzentrationslinien eines Reinstoffes hängt in diesem Diagramm von der Gaskonstanten (R) und von der Verdampfungswärme (r) ab. Haben nun zwei Stoffe annähernd das gleiche Molekulargewicht, weist jener Stoff mit höherer Verdampfungswärme eine steilere

Neigung der Konzentrationslinien auf. Für Gemische wie Ammoniak/Wasser kommt anstelle der Verdampfungswärme die Wärmetönung (vgl. Gleichung 2-3). Daraus folgt für Gemische eine zunehmend steilere Neigung entlang der Abszisse, wenn sie beim Lösen eine positive Lösungswärme (l) aufweisen. Wenn man die Abbildung 2-6 a mit der Abbildung 2-6 c vergleicht, ist ersichtlich, dass eine zunehmende Steigung eine niedrigere Austreibertemperatur entlang einer Konzentrationslinie ergibt, und sich somit vorteilhaft auswirkt (vgl. auch Abbildung 2-7)

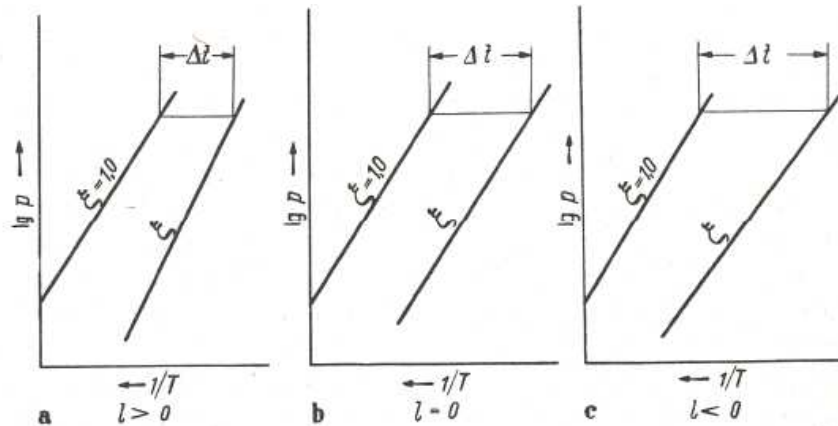


Abbildung 2-6: Zusammenhang zwischen Lösungswärme und Neigung der Konzentrationslinien im $\log(p)$, $1/T$ -Diagramm (Quelle: Niebergall 1981, S. 35)

Der große Nutzen des zuvor beschriebenen Diagramms ist in Abbildung 2-7 für das Stoffpaar $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ersichtlich. In diesem Diagramm ist ein einstufiger AWP-Prozess beispielhaft eingetragen. Das Temperaturniveau für die Verdampfung beträgt dabei $T_{\text{EVA}} = 5 \text{ °C}$. Für die Wärme Abfuhr im Kondensator und Absorber wurde ein Temperaturniveau von $T_{\text{ABS}} \approx T_{\text{CON}} 40 \text{ °C}$ angenommen. Anzumerken ist, dass die Verdampfung und Kondensation nur als Punkt in diesem Diagramm auftritt. Aus diesen Annahmen sind die Drucklagen des Nieder- und Hochdrucks direkt ablesbar. Wird weiter in den Absorptionsprozess eine bestimmte Entgasungsbreite einzeichnet, kann auch die nötige Heiztemperatur T_{GEN} im Generator abgelesen werden. Für den eingezeichneten Kreislauf würde sich bei einer Entgasungsbreite von etwa acht Prozent ($8 \% = 0,08 \text{ kg}_{\text{NH}_3}/\text{kg}_{\text{Gemisch}}$) eine Generatortemperatur T_{GEN} von ca. 95 °C ergeben. Heizwärme auf diesem Temperaturniveau könnte somit mittels thermischer Sonnenenergienutzung zur Verfügung gestellt werden.

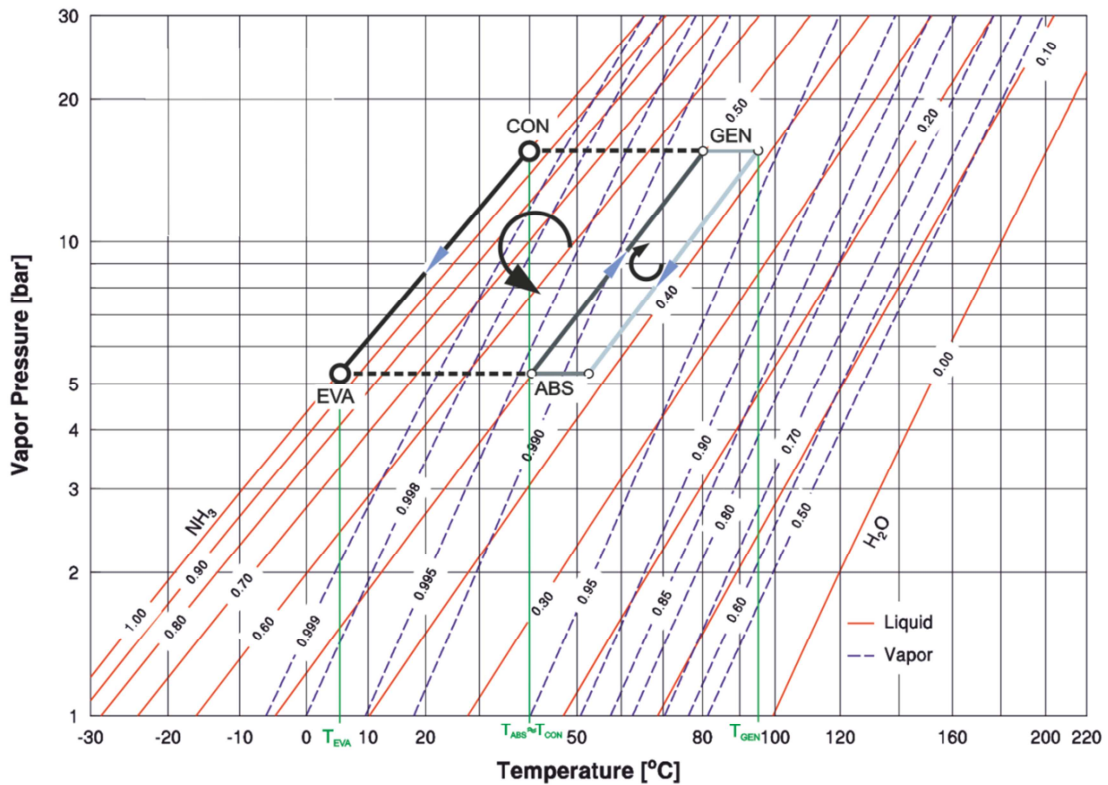


Abbildung 2-7: AWP-Prozess zur Kühlung im log(p)-1/T-Diagramm für NH₃/H₂O (Quelle: [M. CONDE 2012](#) modifiziert)

Die Abbildung 2-8 gilt für die Heizanwendung und zeigt anschaulich den Zusammenhang zwischen Verdampfungstemperatur t_0 , Nutztemperatur t_n und Heiztemperatur t_h . Für die Warmwasserbereitung von 50 °C und einem Verdampfungstemperaturniveau von 0 °C würde das, wie mit Linienzug 2 dargestellt, eine Heizmitteltemperatur von 150 °C ergeben. Für diesen Fall ist es nicht mehr möglich die Anlage mit solarer Wärme zu betreiben.

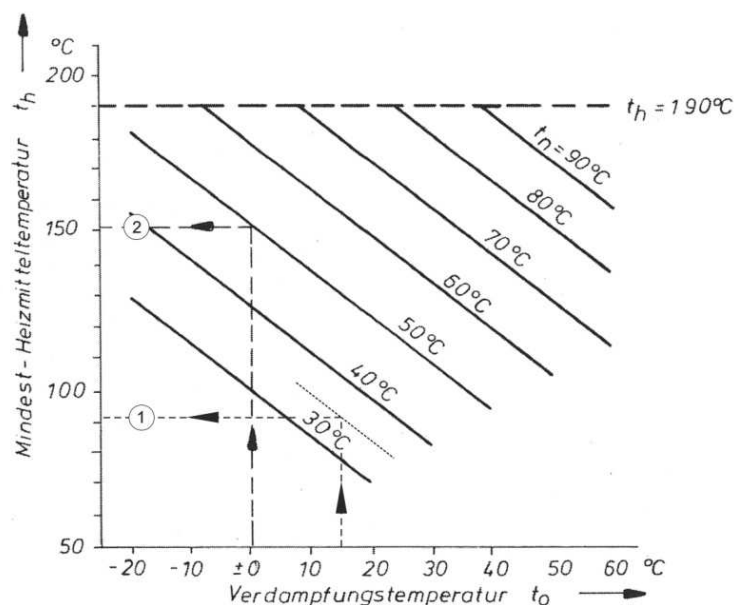


Abbildung 2-8: Mindest-Heizmittel-Temperatur einstufiger AWP (NH₃/H₂O) (Quelle: Pohlmann 2010, S. 188)

Für wärmetechnische Betrachtungen der AWP ist das $\log(p)$ - $1/T$ -Diagramm nicht aussagekräftig, weil keine kalorischen Zustandsgrößen enthalten sind. Dazu eignet sich zum Beispiel das nach Merkel-Bosnjakovic erstellte h - ξ -Diagramm. Dieses Diagramm ist für Ammoniak/Wasser-Gemische vorhanden, wird aber in dieser Arbeit nicht näher behandelt.

2.2.3 Leistungszahlen

Um die Effizienz einer AWP zu bewerten, werden Wärmeverhältnisse betrachtet. Dazu wird der Nutzen je nach Anwendung dem Aufwand gegenübergestellt. Das Wärmeverhältnis wird üblicherweise mit ξ_C bzw. COP_C (Coefficient Of Performance) für die Kälteanwendung und ξ_H bzw. COP_H für die Heizanwendung bezeichnet. Die Wärmeverhältnisse ergeben sich aus der Bilanz der zu- und abströmenden Leistungen wie sie in Abbildung 2-5 dargestellt sind.

Leistungsbilanz der Anlage:

$$\dot{Q}_{EVA} + \dot{Q}_{GEN} + P_{pump} = \dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS} \quad \text{Gleichung 2-13}$$

Wärmeverhältnis Kühlen:

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_{EVA}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{pump}} \quad \text{Gleichung 2-14}$$

Wärmeverhältnis Heizen:

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{CON} + \dot{Q}_{ABS}}{\dot{Q}_{GEN} + P_{pump}} \quad \text{Gleichung 2-15}$$

Bezogen auf die Generatorleistung (\dot{Q}_{GEN}) wird die verhältnismäßig geringe Pumpenleistung (P_{pump}) bei der Angabe der Wärmeverhältnisse oft vernachlässigt.

An dieser Stelle muss darauf hingewiesen werden, dass die zuvor beschriebenen Wärmeverhältnisse nicht mit den COP einer Kompressionswärmepumpe zu vergleichen sind. Es werden bei der Ermittlung der Wärmeverhältnisse nur Wärmemengen verglichen, nicht jedoch die Wertigkeit der einzelnen Energien. Wie schon in Abbildung 2-3 b dargestellt wurde, setzt sich der AWP-Prozess aus einem linksläufigen Arbeits- und einem rechtsläufigen Kraftprozess zusammen. Beispielhaft kann für die Kälteanwendung einer AWP das Wärmeverhältnis aus der Kombination des Carnot-Wirkungsgrades vom Kraftprozess (η_C) und von der Effizienzzahl des Arbeitsprozesses (ε_{C_Carnot}) gebildet werden.

$$COP_{CAWP} \leq \frac{T_{GEN} - T_{CON}}{T_{GEN}} * \frac{T_{EVA}}{T_{CON} - T_{EVA}} = \eta_{Carnot} * \varepsilon_{C_Carnot} \quad \text{Gleichung 2-16}$$

Bei der Effizienzbetrachtung von Kompressionswärmepumpen wird der Wirkungsgrad des Kraftprozesses zur Stromerzeugung jedoch nicht berücksichtigt. Dadurch ergibt sich für Kompressionswärmepumpen nicht vergleichbarer höherer COP:

$$\text{COP}_{\text{Ckomp}} \leq \frac{T_{\text{EVA}}}{T_{\text{CON}} - T_{\text{EVA}}} > \text{COP}_{\text{CAWP}}$$

Aus nachstehender Abbildung sind typische Wärmeverhältnisse für die Heizanwendung in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur und der Nutztemperatur ersichtlich.

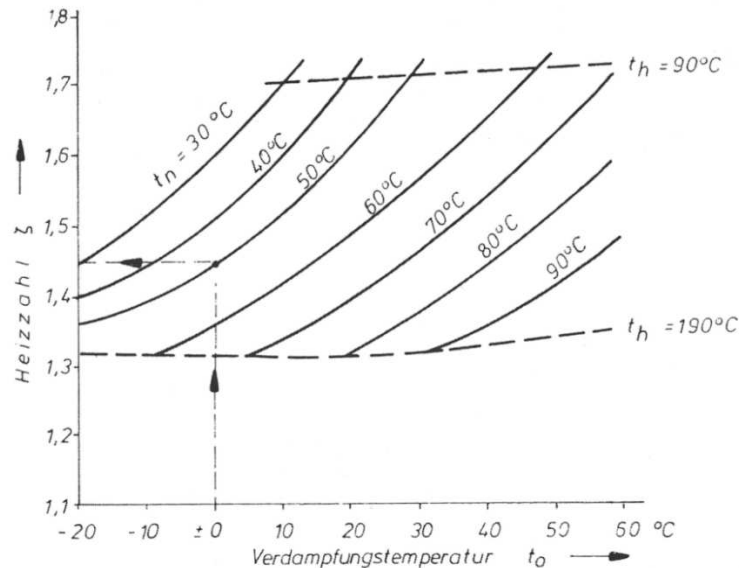


Abbildung 2-9: Wärmeverhältnis ξ_H einstufiger (mit Abwärme betriebener) AWP (Quelle: Pohlmann 2010, S. 187)

Wird die elektrische Leistung der Pumpe P_{pump} durch thermische Energie \dot{Q}_{GEN}^* ersetzt, müssen diese die gleiche Wertigkeit (Exergie) aufweisen (Bosnjakovic 1960, S. 235).

$$\dot{Q}_{\text{GEN}}^* \triangleq \left(\frac{T_{\text{GEN}}}{T_{\text{GEN}} - T_{\text{ABS}}} \right) * P_{\text{pump}}$$

Für das theoretische Wärmeverhältnis der Kühlanwendung ergäbe das:

$$\text{COP}_C^* = \frac{\dot{Q}_{\text{EVA}}}{\dot{Q}_{\text{GEN}} + \dot{Q}_{\text{GEN}}^*}$$

Der COP_C^* darf nicht mit dem COP_C aus Gleichung 2-14 verglichen werden. Der Vergleich würde nur zulässig sein, wenn die elektrische Pumpenleistung in Wärmeleistung umrechnet wird (Bosnjakovic 1960, S. 235).

Da der COP nur die Effizienz der Wärmepumpe in einem Betriebspunkt angibt, ist eine weitere wichtige Kennzahl zur Bewertung nötig. Um die Effizienz einer Betriebsperiode zu bewerten, wird die Jahresarbeitszahl (JAZ), oder auch Sesonal Performance Factor (SPF) genannt, verwendet (Rieberer et al. 2011(a), S. 27 / 1).

$$\text{SPF} = \frac{\int_0^{\text{Jahr}} \text{Nutzenergie} * dt}{\int_0^{\text{Jahr}} \text{Energieaufwand} * dt}$$

2.2.4 Thermisch angetriebene Wärmepumpenanlagen

In diesem Grundlagenkapitel soll auch eine kurze Übersicht über die Möglichkeiten einer thermisch angetriebenen Wärmepumpe gegeben werden. In Abbildung 2-10 ist eine Gliederung der Prozesse und deren Maschinen ersichtlich. Wie zusehen ist, gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten eine Wärmepumpe thermisch anzutreiben. Einige dieser Anlagen scheitern aber an einer mäßigen Effizienz, und sind eher Nischenprodukte.

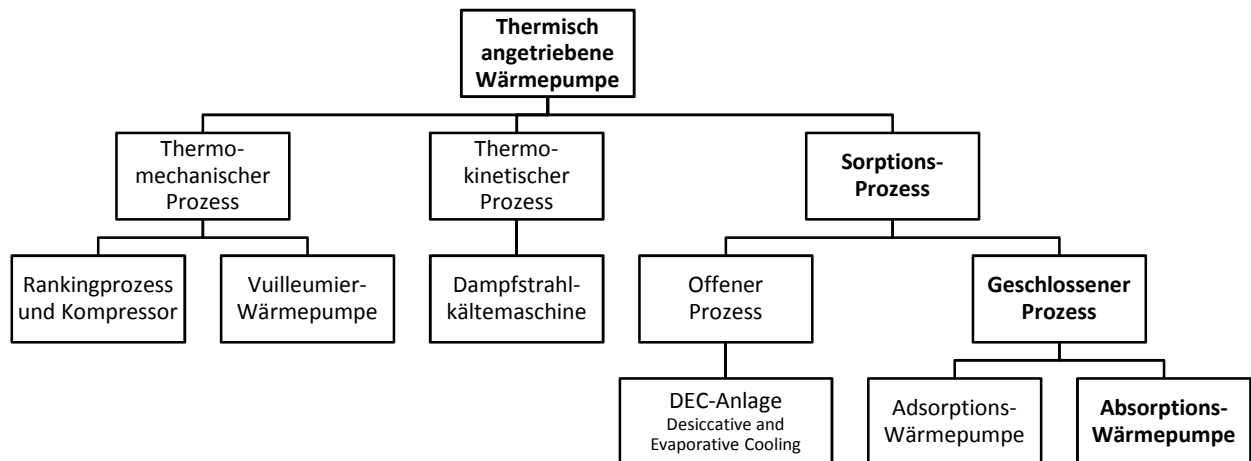


Abbildung 2-10: Gliederung thermischer Wärmepumpen (Quelle: Rieberer et al. 2011(a), S. 2 / 5.1.1)

Beim thermomechanischen Prozess wird Wärmeenergie in mechanische Energie umgewandelt. Die mechanische Energie wird dann zum Antrieb einer Wärmepumpe verwendet.

Dampfstrahlkältemaschinen nutzen die kinetische Energie eines Treibstromes, um eine Druckerhöhung im Förderstrom zu erreichen. Die kinetische Energie wird dabei auf das zu fördernde Fluid durch Impulsaustausch übertragen. Anschließend wird die kinetische Energie beider Ströme in einem Diffusor in Druckenergie umgewandelt (Cube 1997, S. 174f).

Die Sorptionsprozesse lassen sich in der ersten Ebene in offene und geschlossene Prozesse einteilen. Eine wichtige Anlage der offenen Prozesse ist die DEC-Anlage (Desiccant Evaporative Cooling). In dieser Anlage wird die sorptive Entfeuchtung von Luft genutzt, um einen Anstieg der Temperatur bei gleichzeitigem Sinken der Feuchte zu realisieren. Zusätzlich wird die adiabate Befeuchtung von Luft genutzt, um ein Sinken der Temperatur bei gleichzeitigem Anstieg der Feuchte zu bewerkstelligen. Ein Hintereinanderschalten dieser Prozesse ergibt dann einen Kühlprozess (Rieberer et al. 2011(b), S. 5-18).

Der geschlossene Prozess lässt sich in Adsorptions- und Absorptionswärmepumpen unterteilen. Von Adsorptionswärmepumpen wird dann gesprochen, wenn als Sorptionsmittel ein Feststoff verwendet wird.

2.3 Kältemittel / Lösungsmittel – Paarung

Für diese Arbeit ist die Arbeitsstoffpaarung mit Ammoniak als Kältemittel und mit Wasser als Lösungsmittel anlagenseitig vorgegeben. Grundsätzlich ist ein weiteres Stoffpaar mit Wasser als Kältemittel und Lithiumbromid als Lösungsmittel für AWP praktisch relevant.

Die Eigenschaften des Kältemittels für AWP sind grundsätzlich die gleichen wie bei Kompressionsanlagen. Die wichtigsten Eigenschaften die ein Lösungsmittel aufweisen sollte, sind ein geringer Dampfdruck und eine möglichst geringe Lösungswärme in den nötigen Konzentrationsbereichen (Rieberer et al. 2011(a), S. 4 / 5.1.1). Eine hohe (positive) Lösungswärme hat einen ungünstigen Einfluss auf das Wärmeverhältnis. In Abbildung 2-6 ist ersichtlich, dass sich bei steigender (positiver) Lösungswärme die Konzentrationslinien in Richtung steigendem Druck annähern. Damit folgt für die Gleichung 2-16, dass die Differenz $T_{\text{GEN}} - T_{\text{CON}}$ kleiner als die Differenz $T_{\text{CON}} - T_{\text{EVA}}$ wird, und somit das Wärmeverhältnis senkt.

Für das Stoffpaar selbst sind die detaillierten Anforderungen aus der Literatur ersichtlich (z.B. Niebergall 1981, S. 122ff)

Besonderes Augenmerk hinsichtlich Konstruktion der thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe muss auf das Kältemittel Ammoniak (NH_3 ; R717) gerichtet werden. Ammoniak ist als gefährlicher Stoff und als giftig eingestuft. Daraus folgt die Anforderung an die Pumpe, dass unter allen zu erwartenden Umständen kein Ammoniak in die Umgebung entweichen darf. Das positive an diesem Kältemittel ist die Wahrnehmung bei sehr geringen Konzentrationen von 1-5 ppm, wobei eine gesundheitliche Gefährdung erst bei Konzentrationen größer 1000 ppm auftritt. Menschen, die im Umgang mit Ammoniak nicht vertraut sind, können schon bei ungefährlichen Konzentrationen in Panik geraten. Des Weiteren ist zu erwähnen, dass es bei Konzentrationen zwischen 15 und 28 Vol.-% in Luft brennbar und explosiv ist. Diese Konzentration ist jedoch 30000-mal höher als die Wahrnehmungsgrenze (Pohlmann 2010, S. 98).

Weitere konstruktive Bedeutung hat Ammoniak und wässrige Ammoniaklösung auf die zu verwendenden Werkstoffe. Buntmetalle wie Kupfer und deren Legierungen sind nicht beständig, und dürfen für Armaturen, Dichtungen, oder Rohrleitungen nicht verwendet werden.

Das Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser hat auch Einfluss auf die Anlagenausführung. Da im Generator bei hohen Heiztemperaturen zusätzlich zum Ammoniak auch das Wasser in geringen Mengen verdampfen kann, ist eine Rektifikation nötig. Dazu wird zwischen dampfförmigen und rückkondensierten Gemisch immer wieder Wärme und Stoff ausgetauscht, bis eine möglichst hohe Konzentration an Kältemitteldampf vorherrscht (Niebergall 1981, S. 200f).

3 STAND DER TECHNIK

Dieses Kapitel beinhaltet eine kurze Zusammenfassung über mögliche Konzepte einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe. Dazu werden schon bekannte und bereits veröffentlichte Konzepte kurz behandelt, wie auch Konzepte, die im Vorfeld dieser Arbeit am Institut für Wärmetechnik (IWT) untersucht wurden (vgl. Zotter et al. 2011).

3.1 Theoretische Antriebsenergiepotentiale

Als „thermisches Energiepotential“ stehen der Lösungsmittelpumpe verschiedene Antriebsenergien zur Verfügung. Einerseits wurde von Davoud (2005) die naturgegebene Schwerkraft zum Betreiben der Pumpe genutzt, andererseits gibt es verschiedene Energiepotentiale, die von der Anlage durch zusätzlichen Wärmeeintrag am Generator zur Verfügung stehen. In Tabelle 3-1 sind diverse mögliche Antriebskonzepte aufgelistet. Alle angeführten Möglichkeiten wurden im Zuge des Projektes „Thermo Pump“ am IWT von Herrn *DI Zotter G.* hinsichtlich Einfluss auf den AWP-Prozess, technische Umsetzbarkeit usw. untersucht. Auf Basis der Untersuchungen hat sich das Projektkonsortium darauf geeinigt, das Konzept 3 (Kältemitteldampf (HD) + Feder) in einem Vorversuch zu evaluieren. Im Zuge dieser Arbeit wurde nun ein optimiertes Funktionsmuster dieses Konzeptes konstruiert, gefertigt und getestet.

Tabelle 3-1: Thermische Antriebskonzepte einer Lösungsmittelpumpe

	Antriebskonzept:
1.	Kältemitteldampf (HD) + Schwerkraft
2.	Kältemitteldampf aus Absorber (ND)
3.	<i>Kältemitteldampf (HD) + Feder</i>
4.	Expansion von armer Lösung + Feder
5.	Arme Lösung + Kältemitteldampf
6.	Expansion von Kältemittelkondensat + Feder
7.	Kältemittelkondensat + Feder
8.	Expansion von Kältemittelkondensat + arme Lösung (+ Kältemitteldampf)

3.2 Bekannte Pumpenkonzepte

Nachfolgend werden 3 ausgewählte Möglichkeiten einer thermisch angetriebenen LMP näher beschrieben. Bei diesen Konzepten handelt es sich um bereits publizierte Ansätze, die im Zuge des Projektes von Seiten des IWT näher untersucht wurden.

3.2.1 Expander Pump

Altenkirch (1954) publizierte die theoretische Möglichkeit, die LMP mit den Expansionsenergien der armen Lösung und des Kältemittelkondensats zu betreiben. In Abbildung 3-1 ist eine schematische Darstellung einer solchen Anlage veranschaulicht. Theoretisch ist dieses Konzept, wie auch die Simulationsergebnisse zeigten, bzgl. Effizienz der elektrisch angetriebenen Pumpenvariante überlegen (Zotter et al. 2011). Aus Kostensicht gibt es aber keine Expansionsmaschinen für flüssige Lösungen bzw. flüssiges Kältemittel, mit denen eine isentrope Expansion in das Zweiphasengebiet realisiert werden könnte. Diese Tatsache führt in weiterer Betrachtung dazu, dass diese Möglichkeit wirtschaftlich nicht sinnvoll erscheint.

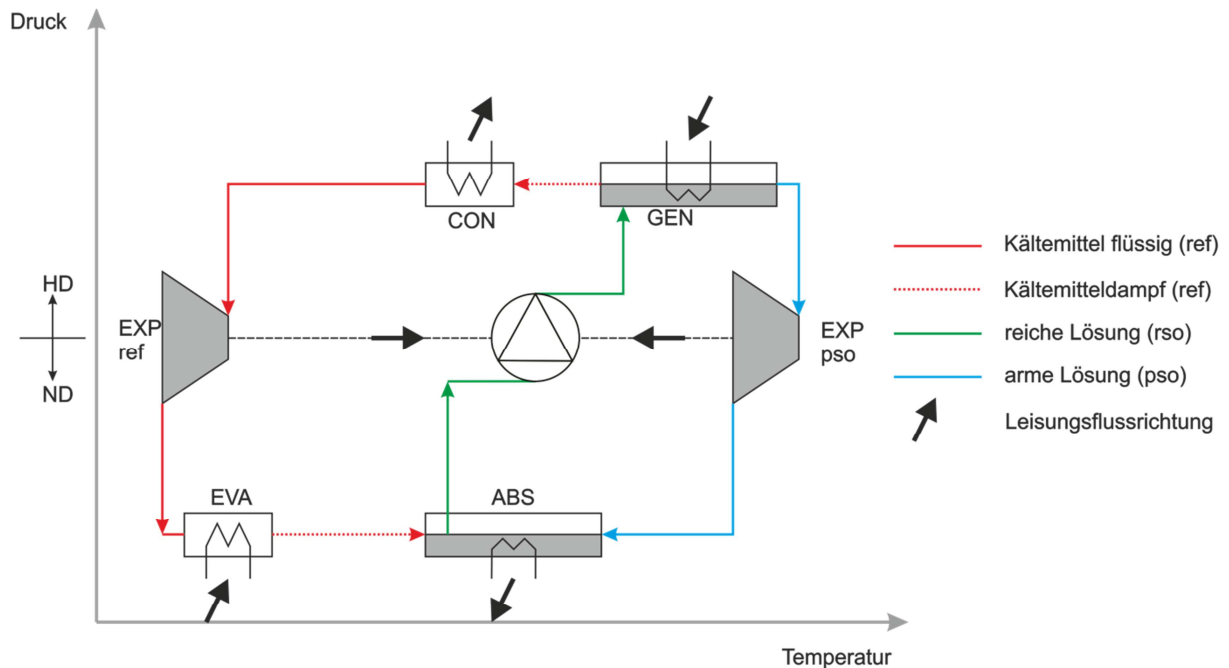


Abbildung 3-1: Expander Pump nach Altenkirch (Basierend auf: Zotter et al. 2011)

3.2.2 Float Pump

Dawoud et al. (2005) verwendet die Druckdifferenz der geodätischen Höhe als Antrieb. Zusätzlich wird auf Hochdruckniveau Kältemitteldampf abgezapft und als Antriebsenergie genutzt. In Abbildung 3-2 ist die Einbindung der Pumpe in die AWP schematisch dargestellt. Die Abbildung 3-3 zeigt die Funktion dieser Pumpe im Detail. Der Behälter B ist über das Magnetventil M1 mit dem Niederdruckniveau (ND) im Absorber verbunden. Die reiche Lösung fließt unter der Wirkung des Schweredruckes der Höhe $H_{\text{geo } 1}$ über das Rückschlagventil R1 in den Behälter. Wenn der Behälter bis zu einem Sollfüllstand gefüllt ist, wird über eine Schwimmersteuerung das Magnetventil M1 geschlossen, und das Magnetventil M2 geöffnet. Nun ist der Behälter über das Magnetventil M2 mit dem Hochdruckniveau (HD) im Generator verbunden. Der Behälter entleert sich unter der Wirkung des Schweredruckes der Höhe $H_{\text{geo } 2}$ durch das Rückschlagventil R2 in den auf Hochdruck befindlichen Generator. Den Kreislauf schließt der Rückfluss der armen Lösung vom Generator (HD) in den Absorber (ND).

Ein ähnliches Konzept entwickelte auch schon Altenkirch im Jahre 1920 bis 1922. Diese Anlage arbeitete ebenfalls mit der geodätischen Höhe und mittels Thermosyphonwirkung (Niebergall 1981, S. 250f).

Ein großer Nachteil dieses Konzeptes ist die erforderliche Bauhöhe der Anlage. Die Anordnung des Absorbers über dem Generator ist für Fallfilmkomponenten nicht geeignet, aber für die Funktion zwingend erforderlich. Das Konzept erfordert somit eine besondere Anlagenkonstruktion, und kann daher nicht in bestehende Absorptionswärmepumpen integriert werden.

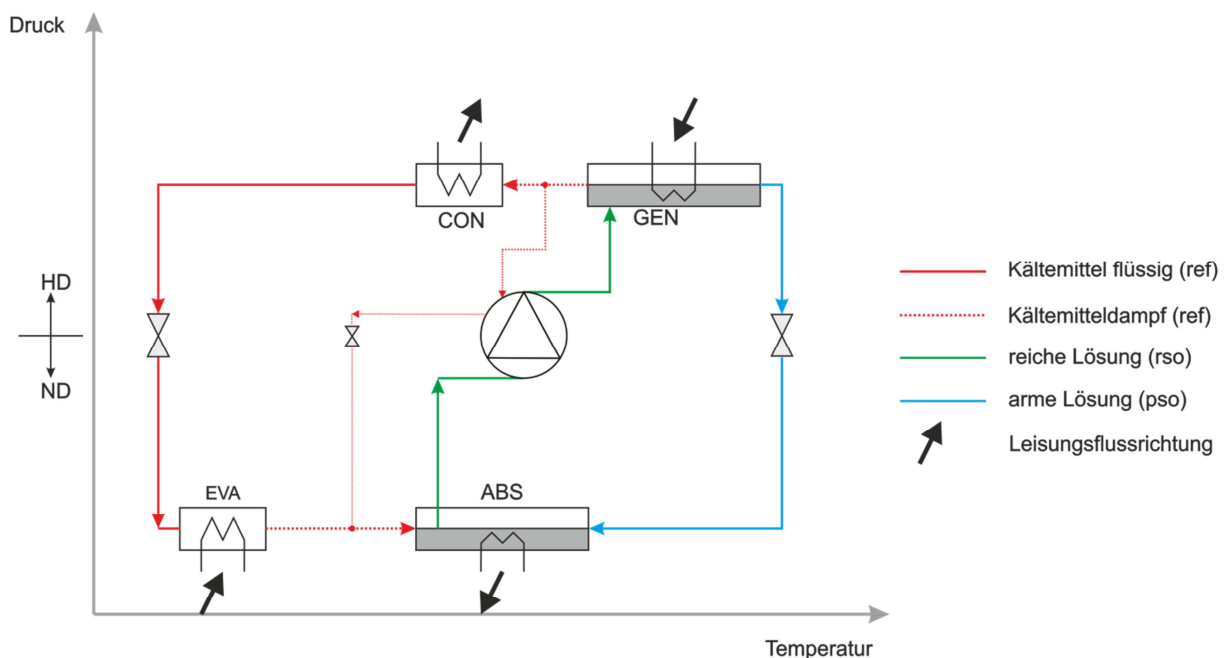


Abbildung 3-2: Anlagenkonzept der Float Pump nach Dawoud et al. (Basierend auf: Zotter et al. 2011)

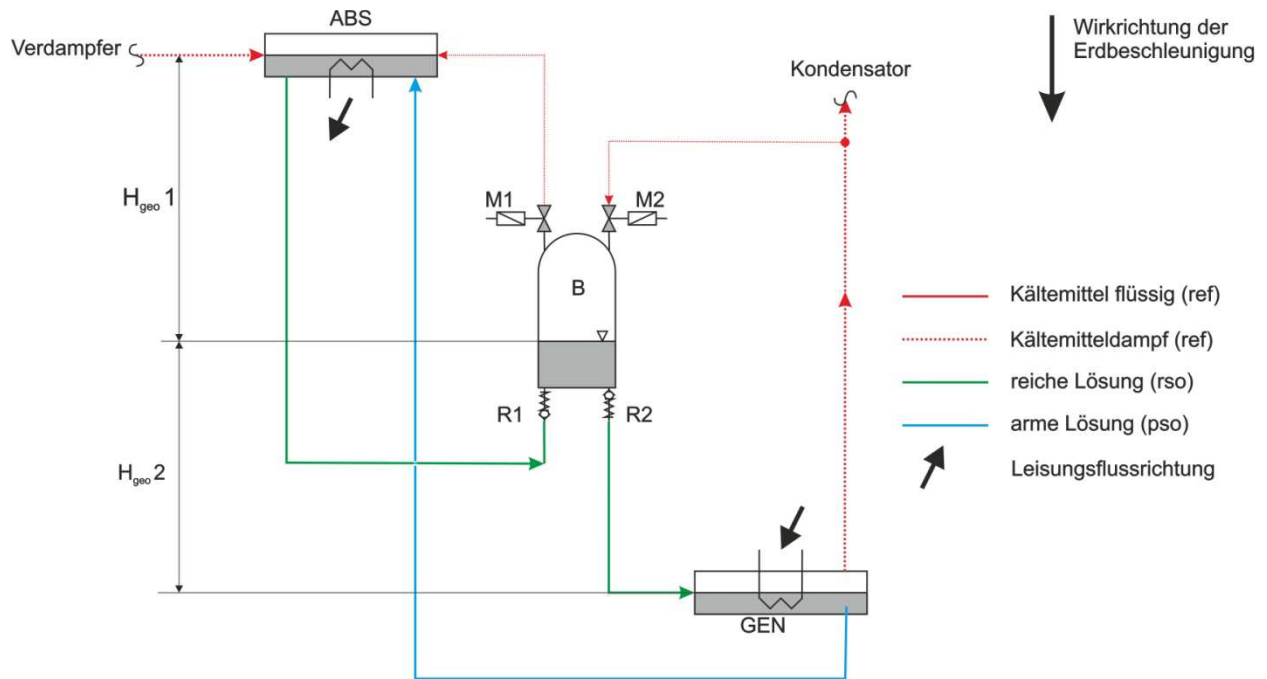


Abbildung 3-3: Pumpkonzept der „Float Pump“ nach Dawoud (Basierend auf: Zotter et al. 2011)

3.2.3 Piston Pump

Im Jahr 1986 entwickelte *Vinz* ein theoretisches Konzept, mit dem es möglich ist, die Pumpe mit der armen Lösung (pso) und einem geringen Anteil an Kältemitteldampf (ref) zu betreiben. Die schematische Darstellung der Anlage ist in Abbildung 3-4 ersichtlich. Dieses theoretische Konzept wurde 1995 von *Kahn* realisiert (siehe Abbildung 3-5). Die Arbeitsweise dieser Kolbenpumpe beruht auf unterschiedlich großen Flächen, und ähnelt schon dem Pumpenkonzept, dass in dieser Arbeit umgesetzt wurde. In Abbildung 3-5 ist die Arbeitsweise der Pumpe dargestellt. Die Pumpe bewege sich in Richtung der resultierenden Kraft (F_{res}). Im Raum 1 wird reiche Lösung auf Hochdruck in den Generator gefördert. Zur gleichen Zeit wird arme Lösung aus dem Absorber in den Raum 1* gesaugt. Für den Antrieb strömt arme Lösung auf Hochdruckniveau in die Kammer 2 und Kältemitteldampf auf Hochdruckniveau in die Kammer 3. Gleichzeitig sind auch die Kammern 2* und 3* mit Niederdruck verbunden und entleeren sich somit. Über die Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck (Δp) und die unterschiedlich großen Flächen (A_i) ergibt sich somit eine resultierende Kraft, die den Kolben in Bewegung versetzt.

$$A_1 > A_2 > A_3$$

$$A_i = A_i^*$$

Gleichung 3-1

$$F_{res} = A_1 * \Delta p - A_2 * \Delta p - A_3 * \Delta p$$

Die Simulationsergebnisse zu diesem Pumpenkonzept zeigten, dass der Einfluss auf den COP der Anlage im Auslegungspunkt sehr gering ist, aber im Teillastbereich ist die Effizienz bescheiden (Zotter et al. 2011). Bei der praktischen Realisierung dieses Konzeptes nach Kahn traten aber erhebliche Probleme durch Reibung und der Abdichtung zwischen Kolben- und Zylinderflächen auf (Kahn 1995, S. 120ff).

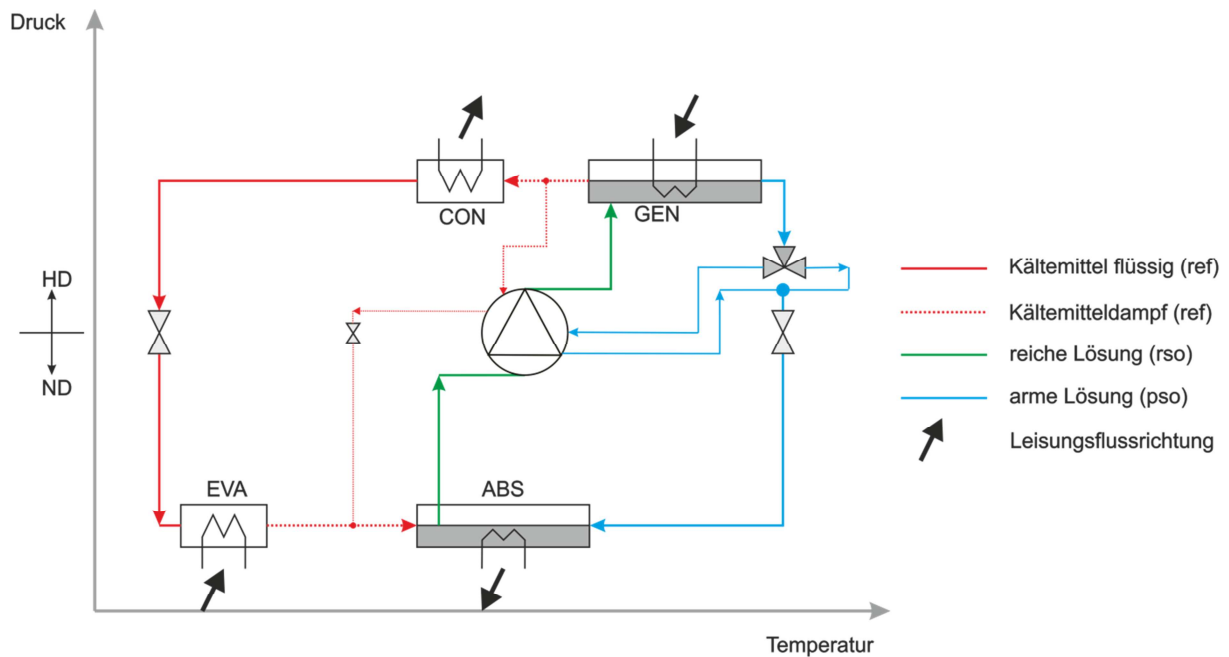


Abbildung 3-4: Anlagenkonzept der "Piston Pump" nach VINZ (vgl. Zotter et al. 2011)

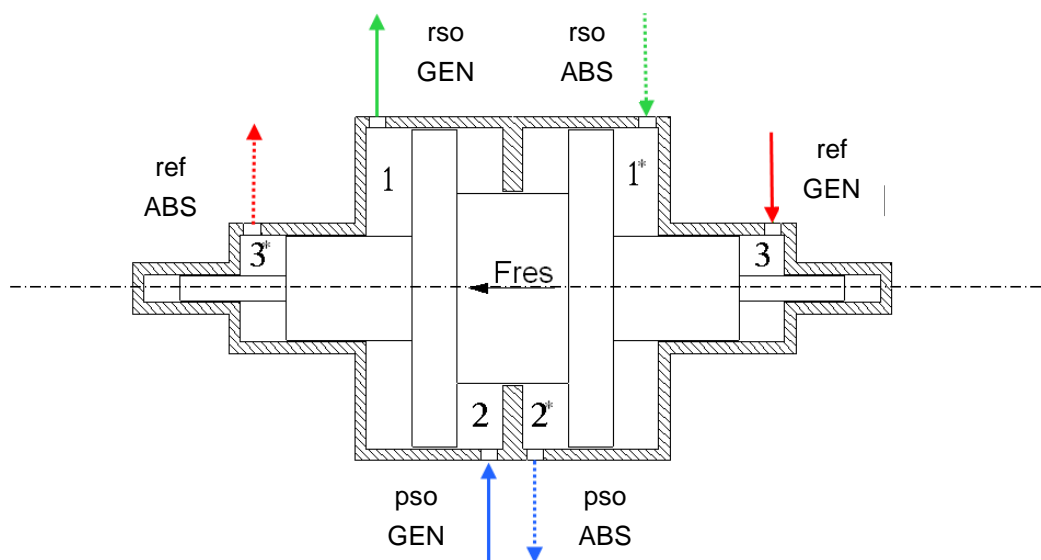


Abbildung 3-5: Schematische Darstellung der "Piston Pump" nach Kahn (vgl. Zotter et al. 2011)

3.3 Realisiertes Lösungsmittelpumpen-Konzept

In diesem Abschnitt wird jenes Pumpenkonzept beschrieben, das im Zuge dieser Arbeit realisiert wurde. Es entspricht dem Konzept 3 aus Tabelle 3-1 und wurde vom Institut für Wärmetechnik in Kooperation mit der Firma Heliotherm GmbH und Pink GmbH entwickelt.

Die Einbindung der Pumpe in eine AWP entspricht der Abbildung 3-2. Als Antriebsenergie der „Thermal Solution Pump“ (TSP) wird Kältemitteldampf auf Hochdruckniveau benötigt, der nach dem Generator abgezapft wird. Dieses abgezapfte Kältemittel steht somit nicht dem Kältemittelkreislauf zur Verfügung und muss zusätzlich im Generator ausgetrieben werden. Bei gleichen Betriebsbedingungen der AWP bedeutet das einen erhöhten Lösungsumlauf im Vergleich zu einer elektrisch betriebenen Pumpe.

3.3.1 Funktion der Thermal Solution Pump

Im Folgenden soll das Konzept der TSP näher beschrieben werden. In Abbildung 3-6 ist die Pumpe schematisch dargestellt. Diese Darstellung ist eine Interpretation des Konzeptes und spiegelt schon einige Elemente der späteren Konstruktion wieder.

Die Beschreibung des Förderhubes im stationären Betrieb wird aus folgender Ausgangssituation erklärt: Der Lösungsmittelspeicher ist immer mit dem Druckniveau des Absorbers (ND) verbunden und zum Teil mit reicher Lösung (rso) gefüllt. Der Federraum 3 ist mit dem Speicherbehälter verbunden und befindet sich somit ebenfalls auf Niederdruckniveau. Der Membranklemmkolben befindet sich im unteren Totpunkt, und die Druckfeder ist in Ausgangsstellung entspannt. Der Pumpenraum 2 ist mit reicher Lösung auf Niederdruckniveau gefüllt. Das Magnetventil M1 ist geschlossen, das Magnetventil M2 ist geöffnet und verbindet den Krafraum 1 mit dem Niederdruckniveau im Absorber.

Der Förderhub beginnt indem das Magnetventil M2 schließt, und anschließend das Magnetventil M1 öffnet. Der Krafraum 1 ist jetzt mit Kältemitteldampf auf Hochdruckniveau aus dem Generator beaufschlagt. Auf Grund der unterschiedlichen Flächen (Durchmesser D1 bzw. Durchmesser D3) ergibt sich eine resultierende Kraft F_{res} , die den Kolben in Richtung dieser Kraft bewegt. Diese Bewegung drückt die reiche Lösung aus dem Pumpenraum 2 durch das Rückschlagventil R2 auf Hochdruck in den Generator und spannt die Feder im Federraum. Ist der Förderhub abgeschlossen (Kolben befindet sich im oberen Totpunkt), schließt das Magnetventil M1. Anschließend öffnet das Magnetventil M2 und verbindet den Krafraum 1 mit dem Niederdruck im Absorber. Die gespeicherte Energie in der Feder sorgt für die Rückstellung des Kolbens. Dadurch strömt der Kältemitteldampf aus dem Krafraum 1 zum Absorber und der Pumpenraum 2 wird aus dem Speicher über das Rückschlagventil R1 gefüllt.

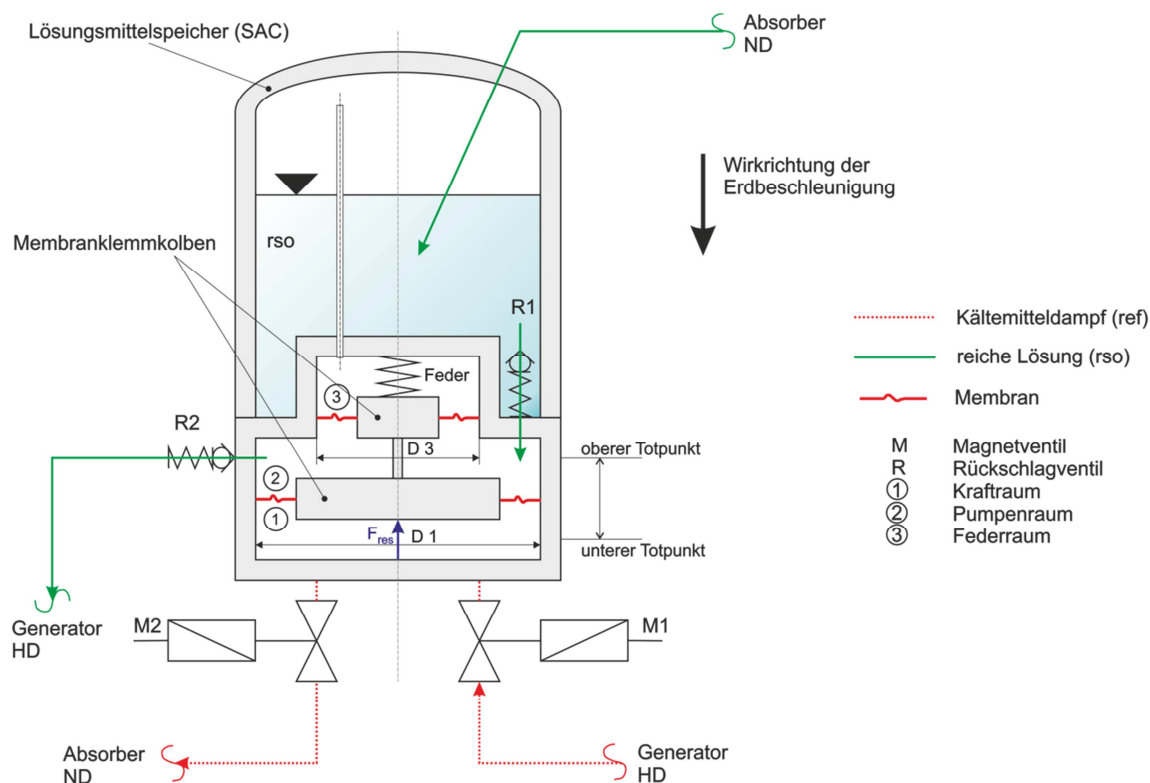


Abbildung 3-6: Schematische Darstellung der "Thermal Solution Pump" (TSP)

3.3.2 Bedingung zur Druckerhöhung

Nachstehend ist die Kräftebilanz für den Gleichgewichtszustand im Förderhub angeführt. Die Masse des Mediums in der Pumpe ist vernachlässigt. Diese Kräfteäquivalenz führt in Folge zu einem Überdruck im Pumpenraum, der den druckseitigen Druckverlusten genügen muss.

- p_1 Druck im Kraftraum 1
- p_2 Druck im Pumpenraum 2
- p_3 Druck im Federraum 3
- A_1 Wirkfläche im Kraftraum 1 resultierend aus Durchmesser D1
- A_2 Wirkfläche im Pumpenraum 2 aus $A_2=A_1-A_3$
- A_3 Wirkfläche im Federraum 3 resultierend aus Durchmesser D3
- m_k Masse des Membranklemmkolbens
- $F_{\text{rück}}$ Rückstellkraft der Feder
- p_{HD} Hochdruckniveau
- p_{ND} Niederdruckniveau
- Δp_{HN} Druckdifferenz zwischen Hochdruck- und Niederdruckniveau

$$F_{\text{res}} = p_1 * A_1 - p_2(A_1 - A_3) - p_3 * A_3 - F_{\text{rück}} - m_k * g$$

$$p_1 \hat{=} p_2 \hat{=} p_{\text{HD}}; \quad p_3 \hat{=} p_{\text{ND}}$$

$$\Delta p_{\text{HN}} = p_{\text{HD}} - p_{\text{ND}}$$

Gleichung 3-2

⇒

$$F_{\text{res}} = A_3 * \Delta p_{\text{HN}} - F_{\text{rück}} - m_k * g$$

Die zuvor definierte Kraft F_{res} muss im statischen Gleichgewicht eine Gegenkraft hervorrufen. Diese Gegenkraft würde sich bei ruhendem Kolben (Rückschlagventil R2 ist gesperrt) als Druckerhöhung $\Delta p_{\text{ü}}$ im Pumpenraum 2 gegenüber Hochdruck widerspiegeln. Diese Druckerhöhung im statischen Gleichgewicht ergibt sich zu folgendem formalen Zusammenhang.

$$\Delta p_{\text{ü}} * A_2 = A_3 * \Delta p_{\text{HN}} - F_{\text{rück}} - m_k * g$$

Bzw.:

Gleichung 3-3

$$\Delta p_{\text{ü}} = \frac{\Delta p_{\text{HN}}}{\frac{A_1}{A_3} - 1} - \frac{F_{\text{rück}}}{(A_1 - A_3)} - \frac{m_k * g}{(A_1 - A_3)}$$

In Abbildung 3-7 ist der theoretisch maximal mögliche Überdruck $\Delta p_{\text{ü}}$ in Abhängigkeit von verschiedenen Druckdifferenzen Δp_{HN} über dem Flächenverhältnis A_1/A_3 dargestellt. Bei dieser Darstellung wurde eine konstante Rückstellkraft von 500 N angenommen. Diese Kraft soll der

Federvorspannung und dem wirkenden Kolbengewicht entsprechen. In Abbildung 3-7 a) ist ersichtlich, dass der Überdruck mit zunehmendem Flächenverhältnis sehr steil abfällt. Ab einem Flächenverhältnis von ca. 4 ist die relative Änderung des Überdruckes mit zunehmendem Flächenverhältnis moderat. Die Abbildung 3-7 b) zeigt eine Detailansicht der Abbildung a) im Flächenverhältnisbereich von 7 bis 11. In dieser vergrößerten Darstellung zeigt die vertikale Linie beim Flächenverhältnis von 9,95 den Auslegungspunkt der Pumpe. Die Ermittlung dieses Auslegungspunktes wird in Kapitel 4.1.3 behandelt. Die Betrachtung der Kurve bei einer Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck von $\Delta p_{HN}=1$ bar zeigt, dass kein Überdruck erzeugt werden kann. Für die Anwendung der TSP in der Anlage folgt daraus, dass zuerst eine Mindest-Druckdifferenz (Startdruckdifferenz) erzeugt werden muss, damit die Pumpe zu fördern beginnt. Die Mindest-Druckdifferenz kann durch Beheizen des Generators erzeugt werden, und muss so hoch sein, damit der erzeugte Überdruck den druckseitigen Druckverlusten entspricht. Bei üblichen Druckdifferenzen im stationären Betrieb von ca. 7,5 bis 12,5 bar ergibt sich ein Überdruck von ca. 0,8 bis 1,2 bar.

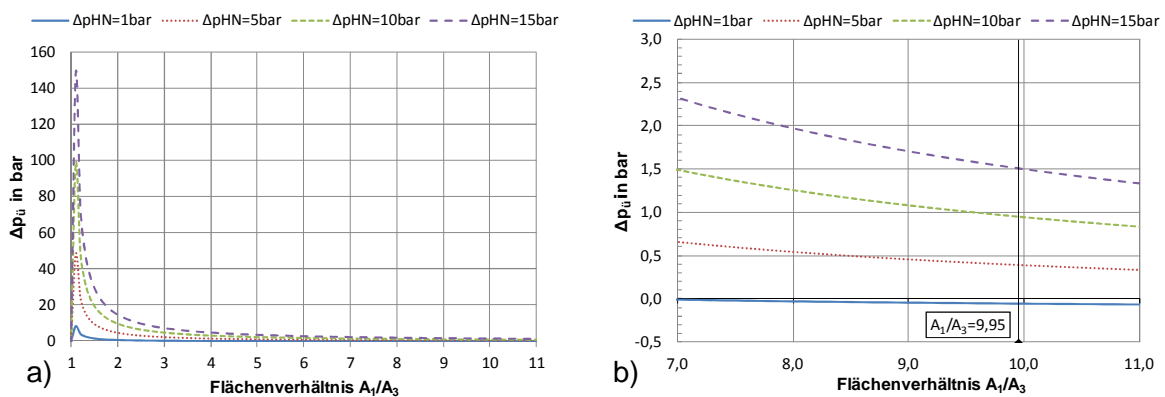


Abbildung 3-7: Darstellung des statischen Überdrucks in Abhängigkeit des Flächenverhältnisses

3.3.3 Effizienzbetrachtung

Nach dem Förderhub muss der Kolben wieder in Ausgangsposition zurückgestellt werden. Die dazu nötige Rückstellkraft $F_{rück}$ muss so groß gewählt sein, damit die Druckverluste des Ansaughubes und etwaige Ausschleiberluste im Kraftraum überwunden werden können. Idealerweise ist $F_{rück}$ eine konstante Kraft, die nur während des Ansaughubes wirkt. In der TSP ist die Rückstellkraft mittels einer Druckfeder realisiert. Das bedeutet, dass während des Förderhubes zusätzliche Energie benötigt wird, um die Feder zu drücken. Um diesen Energieeintrag möglichst gering zu halten, ist es vorteilhaft, eine geringe Federsteifigkeit bei dementsprechender Vorspannkraft zu realisieren. In Abbildung 3-8 ist der Energieeintrag eines Förderhubes mit Rückstellfedervorspannung (Fläche unter der Geraden c2) mit jenem eines ohne Rückstellfedervorspannung (Fläche unter der Geraden c1) qualitativ gegenübergestellt. Für die Variante mit Vorspannkraft ergibt sich daraus eine geringere zu überwindende Federkraft mit zunehmender Hublänge im Förderhub. Dadurch ergibt sich ein höheres Überdruckpotential und in Folge eine größere Fördermenge.

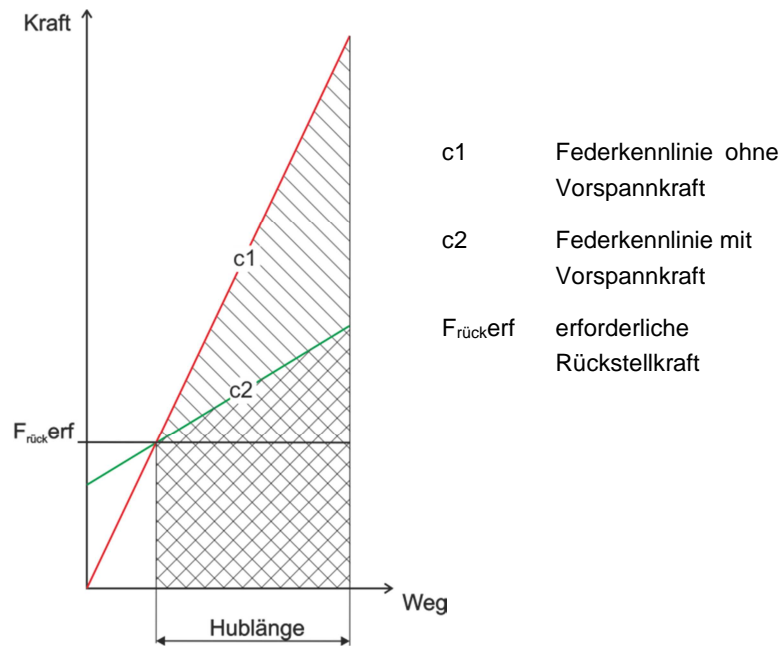


Abbildung 3-8: Schematische Darstellung der Arbeitersparnis durch die Federvorspannung bei der TSP

Die Effizienz der TSP lässt sich weiter verbessern, wenn man die Expansionsenergie des Kältemitteldampfes im Kraftraum zum Teil nutzbar macht. Diese Arbeitsweise der Pumpe heißt Gleit-Druck-Prinzip (lt. Zotter, 2010) und kann durch die Steuerung der Magnetventile eingestellt werden. Dazu wird bei offenem Magnetventil M1 Kältemitteldampf in den Kraftraum geleitet. Danach kann der Dampf bei geschlossenen Magnetventilen im Kraftraum theoretisch soweit expandieren, bis sich ein Kräftegleichgewicht in der Pumpe einstellt. Der Druck des Kältemittels, das den Kraftraum durch das Magnetventil M2 in Richtung Absorber verlässt, ist nun niedriger als das Hochdruckniveau, und die Druckdifferenz, die zum Absorber abgebaut werden muss, ist somit geringer. Die mögliche Nutzung der Expansionsenergie verhält sich indirekt proportional zum Flächenverhältnis A_1/A_3 . Das bedeutet, je kleiner das Flächenverhältnis ist, umso höher ist die theoretische Expansionsenergie-Nutzung. Bei konstantem Hub bewirkt ein kleineres Flächenverhältnis aber auch ein Sinken des Fördervermögens. Nachteilig bei diesem Prinzip könnte eine mögliche Kondensat-Bildung im Kraftraum sein.

Die Arbeitsweise des Konstant-Druck-Prinzips wurde für die TSP umgesetzt. Dabei wird der Kraftraum mit Kältemitteldampf beaufschlagt, bis sich der Kolben im oberen Totpunkt befindet. Daraus resultiert, dass im Kraftraum immer konstant Hochdruck herrscht. Nachteil dieses Prinzips ist der Verlust der Expansionsenergie des im Kraftraum befindlichen Kältemitteldampfes, aber das Flächenverhältnis kann in diesem Fall höher gewählt werden.

Im Zuge des „thermo pump“ Projektes wurden alle bekannten Konzepte am Institut für Wärmetechnik effizienzbetreuend analysiert. Dazu wurden die Konzepte mit dem Softwareprogramm EES (Engineering Equation Solver) simuliert (Zotter 2010(b)). An dieser Stelle werden die Simulationsergebnisse der elektrisch angetriebenen LMP mit der thermisch angetriebenen LMP (Konzept 3 Feder und Konzept 1 Schwerkraft) verglichen. Aus Sicht der Effizienz von thermisch betriebenen Lösungsmittelpumpen soll das schwerkraftbetriebene Konzept von Davoud (2005) (siehe Kapitel 3.2.2) als ideal gelten, und die TSP vergleichend

analysiert werden. In Abbildung 3-9 a) ist die Gegenüberstellung der mechanischen LMP (COP_{km_LMP}) mit der thermischen LMP Konzept 3 (COP_{ki-f_LMP}) dargestellt, und in Abbildung 3-9 b) ist die mechanische LMP der thermischen LMP Konzept 1 (COP_{ki-s_LMP}) gegenübergestellt. Als Basis für die Simulation ist der Betriebspunkt aus Tabelle 3-2 ersichtlich.

Werden die Effizienzeinbußen der beiden thermischen Varianten mit der elektrischen verglichen, ist zu erkennen, dass das Konzept „Schwerkraft“ mit $\Delta COP_k=5,6\%$ Einbußen gegenüber dem Konzept „Feder“ mit $\Delta COP_k=6,8\%$ Einbußen Vorteile aufweist. Der Faktor ΔCOP_k bezeichnet dabei die prozentuelle Reduktion des COP-Wertes im Vergleich mit der mechanischen LMP (vgl. Gleichung 3-4). Im absoluten Vergleich der beiden thermischen Varianten ergeben sich für das Konzept „Feder“ aber keine wesentlichen Nachteile gegenüber dem Konzept „Schwerkraft“. Der Unterschied im ΔCOP_k beträgt nur 0,12 Prozentpunkte.

$$\Delta COP_k = 100 [\%] - \frac{COP_i}{COP_m} * 100 [\%] \quad \text{Gleichung 3-4}$$

Tabelle 3-2: Betriebspunkt der Simulation

e_{SHX} Wärmetauscher- wirkungsgrad	\dot{Q}_{EVA}	T_{GEN}	T_{ABS}	T_{CON}	T_{EVA}
[-]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
0,7	12,3	90	26	32	-7 $\Delta T=6$ Temperaturleit im Verdampfer

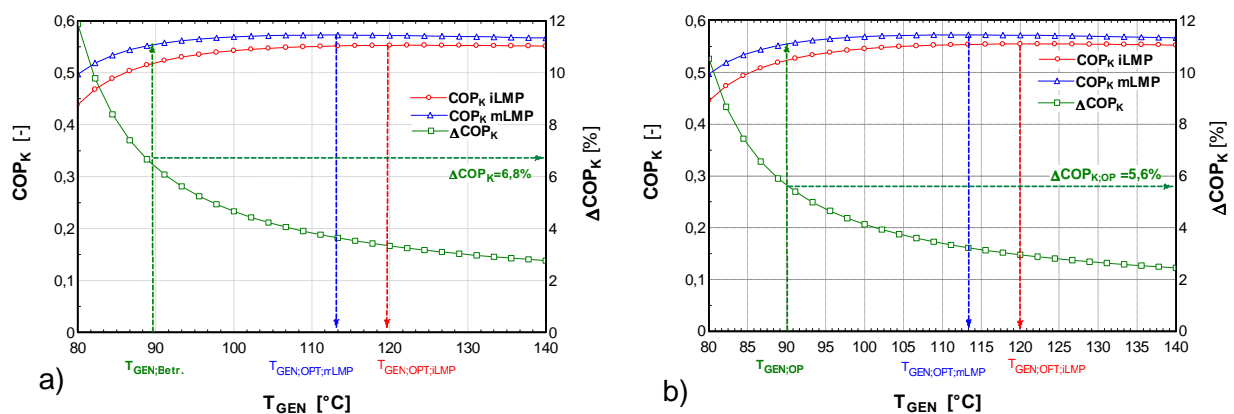


Abbildung 3-9: Simulationsergebnisse (ohne Schadräume); a) Konzept 3: Feder, b) Konzept 1: Schwerkraft (Zotter 2010(a))

3.4 Luft/Wasser Vorversuch

Wie schon in vorangegangenen Kapiteln erwähnt, wurde am IWT eine Vorversuchspumpe entwickelt (Kotnig 2011). Dieser Vorversuch war zum Teil eine Machbarkeitsstudie, in der das Pumpenkonzept praktisch evaluiert wurde, und zum Teil ein Wissen schaffender Versuch, der zu Grunderkenntnissen führte.

Mit möglichst geringen finanziellen Mitteln wurde eine Versuchspumpe gestaltet, um Wasser mit Hilfe von Druckluft zu fördern. Die Vorversuchspumpe unterscheidet sich von herkömmlichen am Markt erhältlichen Druckluftpumpen insofern, dass mit einem vorhandenen Luftdruck ein höherer Wasserdruck erzeugt wird. Die herkömmlichen Druckluftpumpen dagegen sind so konzipiert, dass sich aus einem bestimmten Antriebsdruckluftniveau ein niedriger Förderdruck ergibt. Diese Art der Pumpen sind somit reine extern angetriebene Fördermaschinen und haben keine Druckübersetzung durch ein Flächenverhältnis.

Ein Vorteil der Vorversuchspumpe war das Fördermedium Wasser und der Antrieb mittels Druckluft, anstelle von wässriger Ammoniaklösung und Ammoniakdampf. Dadurch konnten relativ einfach verschiedene Membrane untersucht, und diverse Konfigurationen getestet werden. Das Arbeitsstoffpaar Ammoniak/Wasser ist wesentlich problematischer und gestaltet das Entleeren und Befüllen der Pumpe schwierig. Des Weiteren sind bei der TSP verschiedene Druckniveaus und Fördermengen nicht so einfach und schnell vorzugeben, weil sie vom Betriebspunkten der AWP Anlage abhängen.

Wichtige Erkenntnisse aus dem Vorversuch war der Einfluss der MembranstEIFigkeit, des Schadraums und des Flächenverhältnisses. Speziell die Erkenntnis, dass mit der gewählten Geometrie die erwartete Fördermenge nicht realisiert werden konnte, ist für die Auslegung der TSP von Bedeutung.

4 AUSLEGUNG UND KONSTRUKTION

In diesem Abschnitt werden die Details der Umsetzung von der Konzeptpumpe zur praktisch verwendbaren TSP beschrieben. Dazu werden aus den zuvor behandelten Grundlagen die auslegungsrelevanten Parameter abgeleitet, aus denen sich die Konstruktion der Pumpe ergibt.

Eine der Grundanforderungen war, dass die Lösungsmittelpumpe sowohl der Kälteanwendung als auch der Heizanwendung genügen soll. Da für die Heizanwendung höhere Drucklagen im Hochdruckniveau erforderlich sind, ist die kostenoptimale Auslegung für die Kälteanwendung nicht zu erfüllen. Des Weiteren wurde gefordert, dass der Lösungssammelbehälter (SAC) in die Pumpe integriert werde. Das tatsächliche Einsparungspotential dieser Bauteilintegration muss für eine technisch reife „Standardpumpe“, je nach Anwendungsfall, gesondert evaluiert werden. Ein weiteres Faktum, das der zentralen Zielsetzung einer kostenoptimalen Lösungsmittelpumpe widerspricht, ist die Tatsache der Funktionsmustersausführung. Das Funktionsmuster muss diverse Manipulationsmöglichkeiten und Messstellen aufweisen, die in einer technisch reifen „Standardpumpe“ nicht nötig sind. Um die Zielsetzung der Wirtschaftlichkeit trotzdem erfüllen zu können, wird im Kapitel 4.4.3 eine kurze Wertanalyse durchgeführt, aus der das Einsparungspotential für die Standardanwendung hervorgeht.

4.1 Auslegungsrelevante Parameter

Im Folgenden wird die Ermittlung der bestimmenden Pumpen-Parameter detailliert beschrieben. Die wichtigsten Parameter einer Pumpe sind dabei im Allgemeinen die nötige Druckdifferenz zwischen Saug- und Druckseite der Pumpe, der Volumenstrom und das Kavitationsverhalten.

4.1.1 Drucklagen und Temperaturen

Die Druck- und Temperaturbelastung sind die zentralen Parameter für die festigkeitstechnische Auslegung der Pumpe. Wie schon in Kapitel 2.2.2 beschrieben und in Abbildung 2-7 ersichtlich ist, ergibt sich das Hochdruckniveau in Folge des nötigen Temperaturniveaus am Kondensator. Für die Wärmeabgabe an die Umgebung bei der Kälteanwendung wird bei einer Umgebungstemperatur von beispielsweise 30 °C mindestens eine Kondensationstemperatur von etwa 35 °C benötigt, wenn eine treibende Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und -senke von 5 Kelvin angenommen wird. Dieses Kondensationstemperaturniveau ergibt somit ein Hochdruckniveau von ca. 13,5 bar, wenn man eine Kältemittelkonzentration von 100% NH₃ zugrunde legt. Da die Auslegung auch der Heizanwendung genügen soll, und man von einer Warmwassertemperatur von 50 °C ausgeht, muss die Kondensationstemperatur etwa 55 °C betragen. Dieses Temperaturniveau ergibt ein Hochdruckniveau von ca. 23,1 bar.

Für das Niederdruckniveau soll eine Verdampfungstemperatur von -5° C angenommen werden. Daraus resultiert ein Niederdruck von ca. 3,5 bar.

Die Temperaturbelastung der Pumpe kann in erster Näherung vom Temperaturniveau im Generator abgeschätzt werden. Dieses Temperaturniveau wird mit der Obergrenze von ca. 130 °C angenommen. Da sich in der Pumpe ein Temperaturgleichgewicht zwischen einem hohen Massenanteil an kühler reicher Lösung (T_{rso} ca. 55 °C) und einem geringen Massenanteil heißem Kältemitteldampf ($T_{\text{ref,max}}$ ca. 120 °C angenommen) einstellt, ergibt sich für die thermische Belastung auf jedem Fall ein Temperaturniveau unter 120 °C. Die thermische Belastung des Membranstoffes ist bei jener Membrane, die den Kraftraum 1 vom Pumpenraum 2 trennt am höchsten. Diese Membrane wird von einer Seite mit heißem Kältemitteldampf und von der anderen Seite mit kühler reicher Lösung benetzt. Die höchste zu erwartende Temperatur wird für diese Membrane mit < 100 °C angenommen.

Zusammenfassend sind nachstehend die Grenzwerte für die Druck- und Temperaturbelastungen aufgelistet:

- Maximaler Hochdruck 25 bar
- Minimaler Niederdruck 2,5 bar
- Maximale Druckdifferenz 22,5 bar
- Maximale Temperaturbelastung metallischer Werkstoffe 120 °C
- Maximale Temperaturbelastung des Membranstoffes 100 °C

4.1.2 Massendurchsatz

Der Massendurchsatz bzw. das Fördervermögen ist eines der wesentlichen Kriterien zur Auslegung der Pumpe. Da bei der Kälteanwendung im Vergleich zur Heizanwendung bei gleicher Wärmeleistung im Allgemeinen mehr Kältemittelmasse im Kreislauf gefördert werden muss, wird der nötig Massendurchsatz bzw. Volumenstrom aus der Kälteanwendung ermittelt. Als Basis zur Volumenstrombestimmung wird die Nennkälteleistung von 19 kW der PC19-Anlage herangezogen.

Im Anhang C in Abbildung 7-8 ist die Zustandsänderung im Verdampfer (Punkt 1 nach Punkt 2) in einem $\log(p)/h$ – Diagramm für NH₃ dargestellt. Aus diesem Diagramm können die Enthalpiewerte für die Berechnung entnommen werden. Die Verdampfungstemperatur wurde dabei mit 0 °C und die Kondensationstemperatur mit 35°C angenommen. Das Kältemittel tritt in Punkt 1 mit der Enthalpie $h_{\text{EVA,ein}}$ in den Verdampfer ein und mit der Enthalpie $h_{\text{EVA,aus}}$ im Punkt 2 aus dem Verdampfer aus. Über die Leistungsbilanz am Verdampfer nach Gleichung 2-1 kann der Kältemittelmassenstrom wie folgt berechnet werden:

$$\dot{m}_{\text{ref}} = \frac{\dot{Q}_{\text{EVA}}}{h_{\text{EVA,aus}} - h_{\text{EVA,ein}}} = \frac{19\text{kW}}{1460,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 362,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0,0173 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \triangleq 62,3 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

Für die Pumpenauslegung wurde ein Kältemittelmassenstrom von 65 kg/h gewählt.

Der Kältemittelmassenstrom tritt nach dem Verdampfer in den Absorber ein, und bildet mit dem Massenstrom der armen Lösung den zu pumpenden Massenstrom der reichen Lösung. Der Massenstrom der reichen Lösung kann über den spezifischen Lösungsumlauf (f) ermittelt

werden. Für elektrisch angetriebene Lösungsmittelpumpen wird der spezifische Lösungsumlauf nach Gleichung 2-8 berechnet. Da das Konzept der TSP Kältemittel auf Hochdruckniveau als Antriebsenergie nutzt, steht nicht das Ganze am Generator ausgedampfte Kältemittel für den Kältekreislauf zur Verfügung. Daraus ergibt sich ein erweiterter formaler Zusammenhang für den spezifischen Lösungsumlauf, der nachstehend hergeleitet wird.

Ammoniak-Massenbilanz am Generator:

$$\dot{m}_{\text{rso}} * \xi_{\text{rso}} = \dot{m}_{\text{pso}} * \xi_{\text{pso}} + \dot{m}_{\text{ref,CON}} * \xi_{\text{ref}} + \dot{m}_{\text{ref,pump}} * \xi_{\text{ref}} \quad \text{Gleichung 4-1}$$

Der spezifische Lösungsumlauf der TSP (f_{TSP}) wurde so definiert, dass die zu pumpende reiche Lösung nur auf den kälteleistungswirksamen Kältemittelmassenstrom bezogen ist. Für die Kälteleistung wirksam ist nur jener Kältemittelmassenstrom, der in den Kondensator eintritt $\dot{m}_{\text{ref,CON}}$. Der zum Pumpenantrieb genutzte Kältemittelmassenstrom $\dot{m}_{\text{ref,pump}}$ steht nicht für den Wärmetausch am Kondensator zur Verfügung.

$$f_{\text{TSP}} = \frac{\dot{m}_{\text{rso}}}{\dot{m}_{\text{ref,CON}}} \quad \text{Gleichung 4-2}$$

Mit

$$\dot{m}_{\text{pso}} = \dot{m}_{\text{rso}} - \dot{m}_{\text{ref,CON}} - \dot{m}_{\text{ref,pump}} \quad \text{Gleichung 4-3}$$

folgt

$$f_{\text{TSP}} = \left(1 + \frac{\dot{m}_{\text{ref,pump}}}{\dot{m}_{\text{ref,CON}}} \right) * \frac{\xi_{\text{ref}} - \xi_{\text{pso}}}{\xi_{\text{rso}} - \xi_{\text{pso}}} \quad \text{Gleichung 4-4}$$

Mit der Gleichung 4-4 ergibt sich der für die TSP gültige spezifische Lösungsumlauf. Das in dieser Gleichung auftretende Massenverhältnis lässt sich in weiter Folge umformen, sodass f_{TSP} nur noch vom Verhältnis der Dichte der reichen Lösung (ρ_{rso}) zur Dichte Kältemittel (ρ_{ref}) und der Pumpengeometrie beeinflusst wird.

$$\frac{\dot{m}_{\text{ref,pump}}}{\dot{m}_{\text{ref,CON}}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref,pump}}}{\dot{m}_{\text{rso}}} * f_{\text{TSP}} \quad \text{Gleichung 4-5}$$

$$\dot{m}_{\text{rso}} = \dot{V}_{\text{Pr}} * \rho_{\text{rso}} \quad \text{Gleichung 4-6}$$

$$\dot{m}_{\text{ref,pump}} = \dot{V}_{\text{Kr}} * \rho_{\text{ref}} \quad \text{Gleichung 4-7}$$

Die Volumenströme \dot{V}_{Pr} und \dot{V}_{Kr} beziehen sich dabei auf denselben Zeitbereich t_z . Daraus folgt, dass sich aus Gleichung 4-8 nur die Abhängigkeit von der Pumpengeometrie ergibt.

$$\frac{\dot{m}_{\text{ref,pump}}}{\dot{m}_{\text{rso}}} = \frac{\dot{V}_{\text{Kr}} * Q_{\text{ref}}}{\dot{V}_{\text{Pr}} * Q_{\text{rso}}} = \frac{\frac{V_{\text{Kr}}}{t_z} * Q_{\text{ref}}}{\frac{V_{\text{Pr}}}{t_z} * Q_{\text{rso}}} = \frac{V_{\text{Kr}}}{V_{\text{Pr}}} * \frac{Q_{\text{ref}}}{Q_{\text{rso}}} \quad \text{Gleichung 4-8}$$

Das nachstehende geometrische Verhältnis Λ (Volumenverhältnis) zwischen Pumpenraum ($V_{\text{geo,Pr}}$) und Kraftraum ($V_{\text{geo,Kr}}$) ergibt sich aus der Pumpengeometrie und erreicht im Optimum (Λ_{max}) den Wert eins. Praktisch ist der Kraftraum um diverse Schadräume (siehe Abbildung 4-4) größer als der Pumpenraum, wonach sich in der Realität kleinere Werte für Λ ergeben. Dieser Faktor hat vor allem bei kleinen Entgasungsbreiten einen wesentlichen Einfluss auf den Antriebskältemittelverbrauch ($\dot{m}_{\text{ref,pump}}$) und in weiter Folge auf die Effizienz der Anlage.

$$\Lambda = \frac{V_{\text{Pr}}}{V_{\text{Kr}}} \quad \text{Gleichung 4-9}$$

Aus Gleichung 4-10 ist ersichtlich, dass für die TSP der spezifische Lösungsumlauf um den Faktor A zur elektrisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe erweitert ist.

$$f_{\text{TSP}} = \frac{\xi_{\text{ref}} - \xi_{\text{pso}}}{\underbrace{\xi_{\text{rso}} - \xi_{\text{pso}}}_{\Delta\xi} - \underbrace{\frac{Q_{\text{ref}}}{Q_{\text{rso}}} * \frac{1}{\Lambda} * (\xi_{\text{ref}} - \xi_{\text{pso}})}_A} \quad \text{Gleichung 4-10}$$

In den folgenden Diagrammen werden die Einflüsse auf den spezifischen Lösungsumlauf kurz diskutiert. Abbildung 4-1 zeigt den Einfluss des Dichteverhältnisses bei unterschiedlichen Volumenverhältnissen. Im Vergleich der Abbildung 4-1 a) mit einer Entgasungsbreite von 10 % und der Abbildung 4-1 b) mit einer Entgasungsbreite von 5 % ergibt sich ein wesentlich höherer Einfluss des Dichteverhältnisses und des Volumenverhältnisses bei sinkender Entgasungsbreite. Da das Dichteverhältnis und die Entgasungsbreite je nach Anlagenbetriebspunkt bestimmt sind, bleibt als beeinflussbarer Parameter nur das Volumenverhältnis Λ .

4 Auslegung und Konstruktion

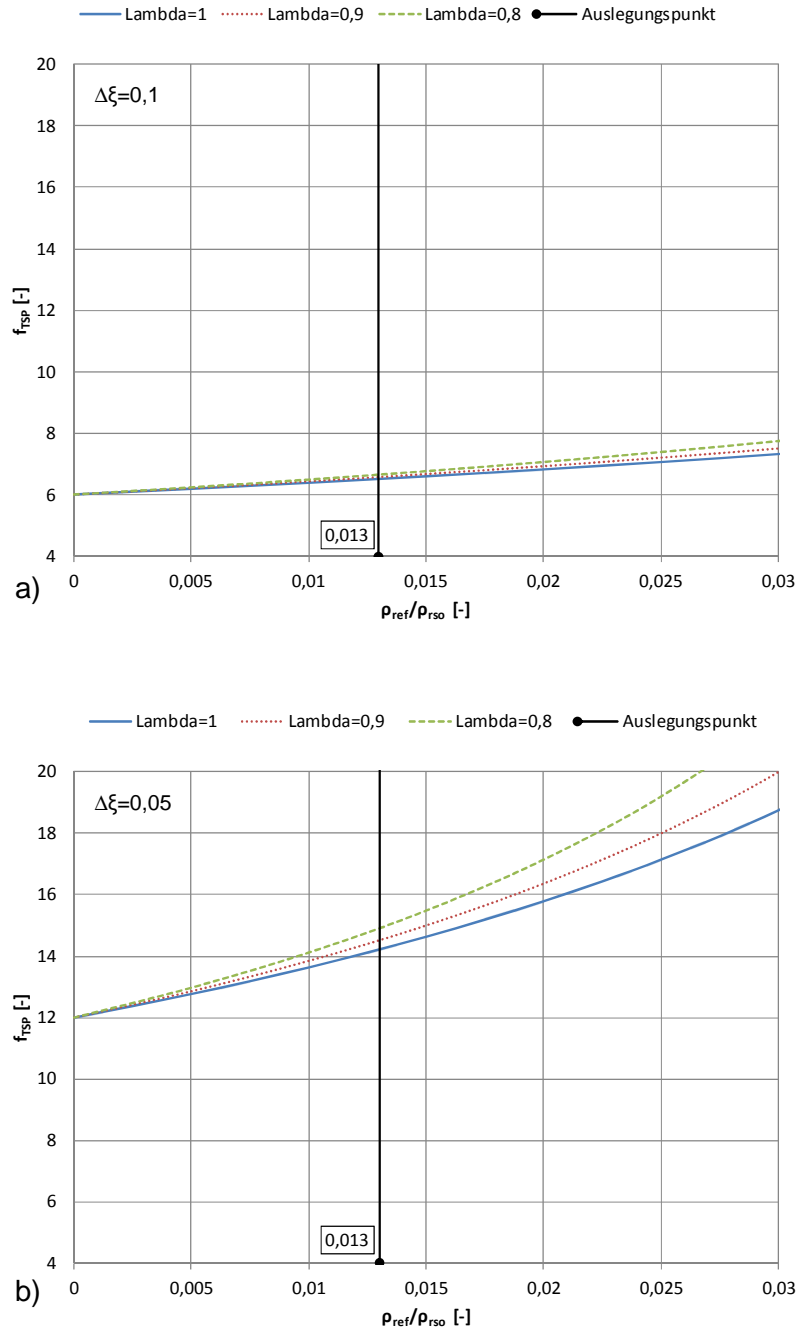


Abbildung 4-1: Einfluss des Dichteverhältnisses auf den spezifischen Lösungsumlauf bei unterschiedlichen Volumenverhältnissen Lambda a) Entgasungsbreite 10 % b) Entgasungsbreite 5 %

4 Auslegung und Konstruktion

Das Volumenverhältnis Lambda ergibt sich aus der Pumpengeometrie, die in Kapitel 4.1.3 näher beschrieben ist. Der Einfluss auf den spezifischen Lösungsumlauf im Auslegungspunkt von $\Lambda=0,825$ ist in Abbildung 4-2 bei Unterschiedlichen Dichteverhältnissen Dargestellt. Auch hier ist zu erkennen, dass der Einfluss bei größeren Entgasungsbreiten wie in Abbildung 4-2 a) nur gering ist. Dagegen ergibt sich für sehr kleine Entgasungsbreiten (Abbildung 4-2 b) die Notwendigkeit eines hohen Volumenverhältnisses, weil dann die Verläufe der Kurven eine größere relative Änderung im spezifischen Lösungsmittelumlauf aufweisen.

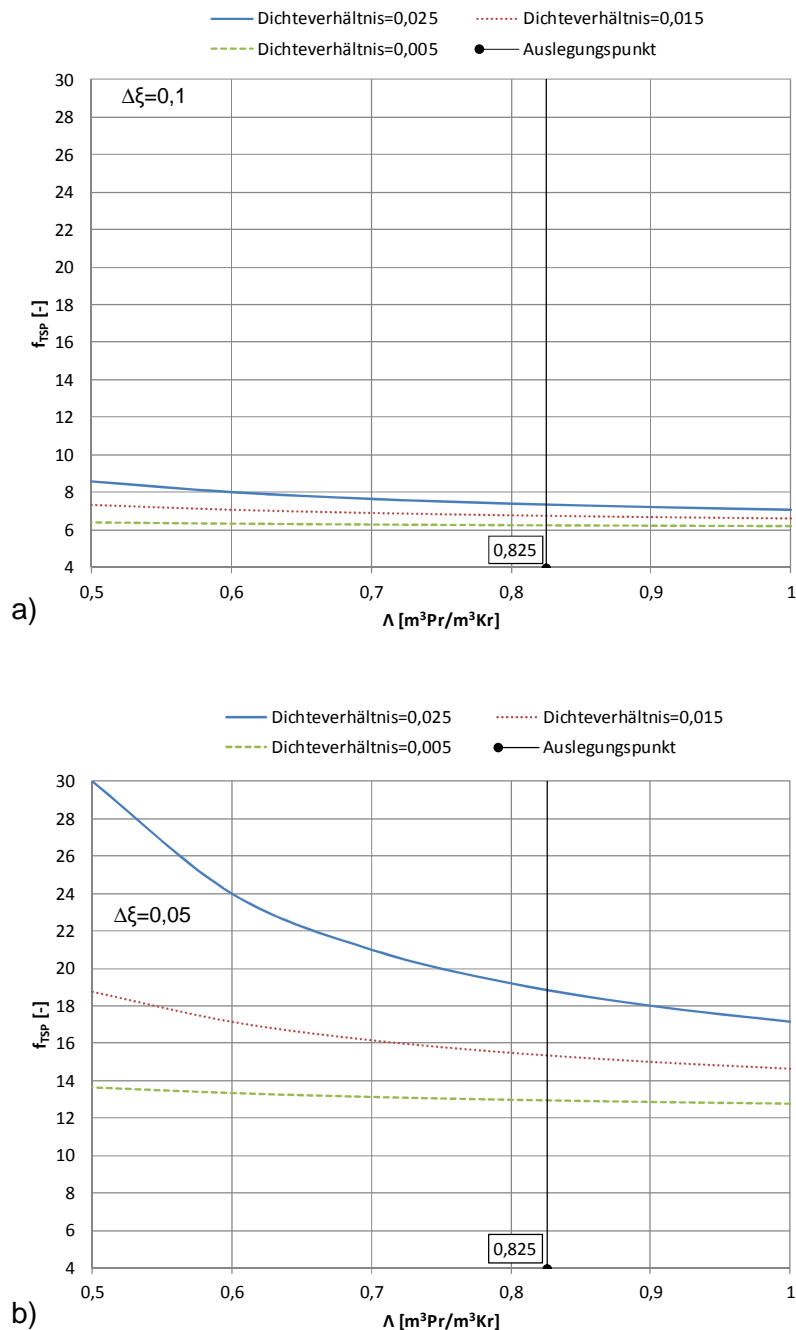


Abbildung 4-2: Einfluss des Volumenverhältnisses Lambda (Λ) auf den spezifischen Lösungsumlauf bei unterschiedlichen Dichteverhältnissen; a) Entgasungsbreite ist 10 % b) Entgasungsbreite ist 5 %

Für die Massenstrombestimmung wurde das Dichteverhältnis, aus dem zu Beginn des Kapitels definierten Anlagenzustand, mit 0,013 ermittelt. Für die Kältemittelkonzentrationen wurden für $\xi_{ref}=1$, für $\xi_{rso}=0,5$ und für $\xi_{rso}=0,4$ angenommen. Daraus ergibt sich durch die Anwendung der Gleichung 4-10 der spezifische Lösungsumlauf für einen bestimmten Betriebspunkt der Anlage zu:

$$f_{TSP} = \frac{1 - 0,4}{0,5 - 0,4 - 0,013 * \frac{1}{0,825} * (1 - 0,4)} = 6,626 \frac{kg_{rso}}{kg_{ref}}$$

Daraus kann in Folge der nötige Massenstrom errechnet werden.

$$\dot{m}_{rso} = f_{TSP} * \dot{m}_{ref} = 6,626 \frac{kg_{rso}}{kg_{ref}} * 65 \frac{kg_{ref}}{h} = 430,7 \frac{kg_{rso}}{h} \quad \text{Gleichung 4-11}$$

Wird als Dichte der reichen Lösung 700 kg/m^3 angenommen, ergibt sich ein Volumenstrom, mit dem sich die Pumpengeometrie bestimmen lässt.

$$\dot{V}_{rso} = \frac{\dot{m}_{rso}}{\rho_{rso}} = \frac{427,7}{700} * 10^3 = 615 \frac{lt_{rso}}{h} \quad \text{Gleichung 4-12}$$

Zur Auslegung der Pumpe wurde ein Volumenstrom von 615 Liter pro Stunde angenommen.

4.1.3 Pumpengeometrie

Die Geometrie des Kraft-, Pumpen- und Federraums beeinflusst einerseits den erzeugbaren Überdruck im Pumpenraum, und andererseits das Verhältnis vom verbrauchten Antriebsmittelförderstrom zum gepumpten Förderstrom. In Abbildung 4-3 ist die Geometrie der TSP schematisch im oberen und unteren Totpunkt dargestellt. Wie aus der Abbildung ersichtlich ist, sind für die Auslegung vier Durchmesser und die Hublänge zu bestimmen.

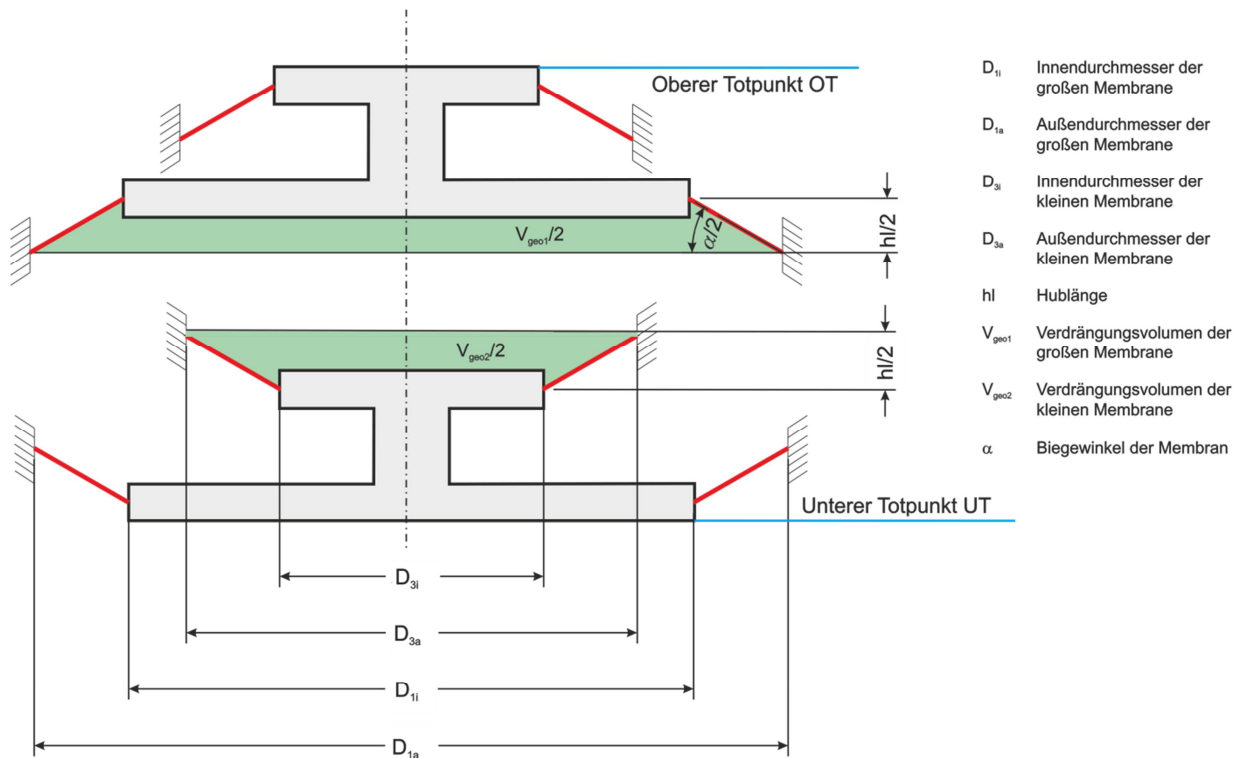


Abbildung 4-3: Schematische Darstellung der Pumpengeometrie im oberen, bzw. unteren Totpunkt

Das Verhalten der Pumpe bezüglich ihrer Geometrieparameter kann nach folgenden formalen Zusammenhängen beschrieben werden:

- V_{geo1} Geometrische Volumenänderung bei einem Hub durch die „große“ Membrane zwischen Kraftraum und Pumpenraum in Liter pro Hub.
- V_{geo2} Geometrische Volumenänderung bei einem Hub durch die „kleine“ Membrane zwischen Pumpenraum und Federraum in Liter pro Hub.
- V_{geo} Geometrisches Fördervolumen bei einem Hub.
- V_{schad} Schadraum der Pumpe in Liter pro Hub. Als Schadraum wird jenes Volumen bezeichnet, um das der Kraftraum größer als das Fördervolumen des Pumpenraumes ist (vgl. Abbildung 4-4).

$$V_{geo1} = \frac{D_{1i}^2 * \pi * hl}{4} + \frac{D_{1a} - D_{1i}}{2} * \frac{hl}{2} * \left(\frac{D_{1i}}{2} + \frac{D_{1a} - D_{1i}}{2} * \frac{1}{3} \right) * 2 * \pi \quad \text{Gleichung 4-13}$$

$$V_{geo2} = \frac{D_{3i}^2 * \pi * hl}{4} + \frac{D_{3a} - D_{3i}}{2} * \frac{hl}{2} * \left(\frac{D_{3i}}{2} + \frac{D_{3a} - D_{3i}}{2} * \frac{1}{3} \right) * 2 * \pi \quad \text{Gleichung 4-14}$$

$$V_{geo} = V_{geo1} - V_{geo2} \quad \text{Gleichung 4-15}$$

In Abbildung 4-4 sind die Schadräume der Pumpe schematisch dargestellt. Der Schadraum setzt sich aus den folgenden Anteilen zusammen:

- Anteil a: Das verdrängte Volumen der großen Membrane (V_{geo1}) wird um das verdrängte Volumen der kleinen Membrane (V_{geo2}) reduziert. Daraus folgt, dass sich der Anteil a (V_{geo2}) als Schadraum auswirkt. Oft wird der Anteil a auch nicht als Schadraum definiert, weil er sich aus dem Pumpenkonzept ergibt, und auch theoretisch nicht vermieden werden kann.
- Anteil b: Um Kollisionen des Membranklemmkolbens mit dem Pumpengehäuse zu vermeiden, wurden Spalte am unteren Totpunkt vorgesehen. Der Schadraum der dadurch entsteht, ist in der Abbildung mit b gekennzeichnet und wurde vereinfacht als Volumen einer Scheibe mit $st=1$ mm Dicke berechnet.
- Anteil c: Dieser Anteil ergibt sich aus dem Durchmesser der Zu- und Ableitung (DN) und der Länge (L) dieser Leitungen bis zum Magnetventil.

$$V_{schad} = \underbrace{V_{geo2}}_{\text{Schadraum a}} + \underbrace{\frac{D_{1a}^2 * \pi * st}{4}}_{\text{Schadraum b}} + \underbrace{2 * \frac{DN^2 * \pi * L}{4}}_{\text{Schadraum c}} \quad \text{Gleichung 4-16}$$

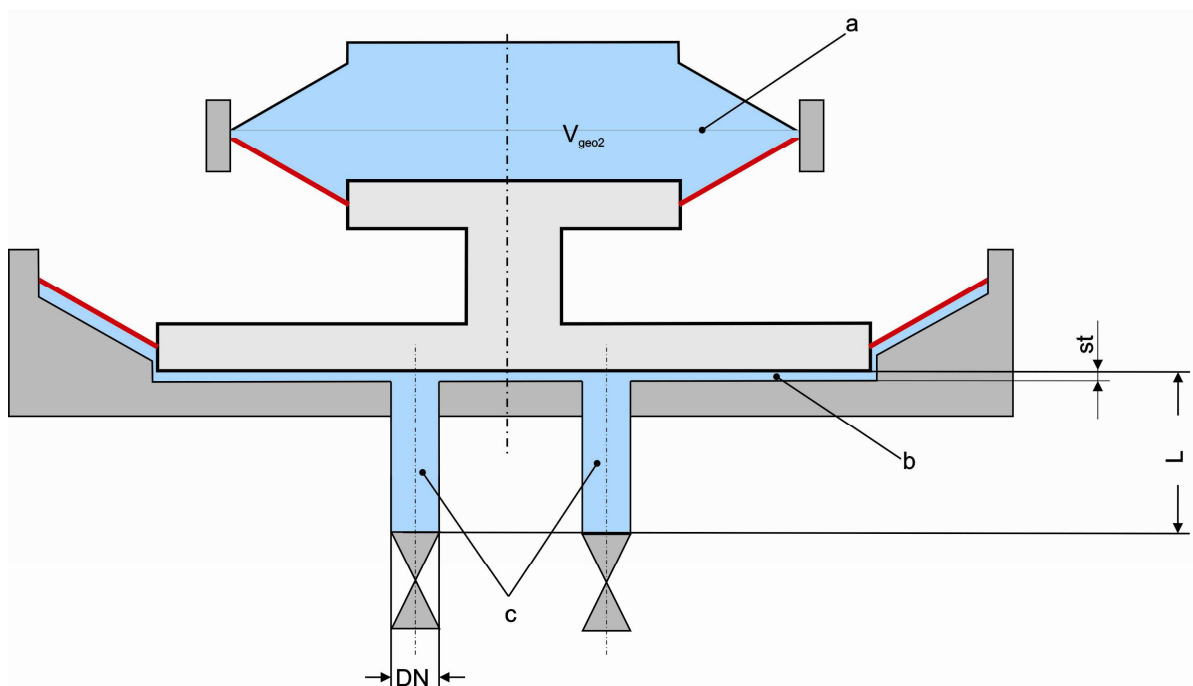


Abbildung 4-4: Darstellung der Schadräume

Das Volumenverhältnis wurde schon diskutiert (vgl. Gleichung 4-9), und ergibt sich aus den Geometrieparametern zu:

$$\Lambda = \frac{V_{\text{geo}}}{V_{\text{geo}} + V_{\text{schad}}} \triangleq \frac{V_{\text{Pr}}}{V_{\text{Kr}}} \quad \text{Gleichung 4-17}$$

Das Flächenverhältnis beeinflusst den erzeugbaren Überdruck im Pumpenraum (vgl. Abbildung 3-7).

$$\frac{A_1}{A_3} = \frac{D_{1a}^2}{D_{3a}^2} \quad \text{Gleichung 4-18}$$

Der Membranbiegewinkel ergibt sich zu:

$$\alpha = 2 * \arctan\left(\frac{hl}{D_{1a} - D_{1i}}\right) \quad \text{Gleichung 4-19}$$

Anschließend werden die Einflüsse der Geometrieparameter im Detail betrachtet. Dazu wurde eine Variationsmatrix nach Tabelle 4-1 erstellt. Die erste Zeile der Tabelle zeigt die Werte, mit denen die TSP ausgelegt wurde. Von Zeile 2 bis Zeile 5 wurden die einzelnen Parameter nacheinander variiert, und die Einflüsse in Diagrammen dargestellt. Anhand dieser Diagramme werden die gewählten Parameter aus Zeile 1 diskutiert. Der Durchmesser D_{3a} wurde für die Betrachtungen am Auslegungspunkt konstant gehalten, und der Schadraum wurde nur aus den parameterabhängigen Anteilen Schadraum a und Schadraum b ermittelt.

Tabelle 4-1: Variationsmatrix zur Einflussuntersuchung durch die Geometrieparameter

	Hub [mm]	D_{1a} [mm]	D_{1i} [mm]	D_{3a} [mm]	D_{3i} [mm]
Geometrie der TSP	20	205	175	65	35
Abbildung 4-5	20	variabel	0	65	0
Abbildung 4-6	20	205	0	65	variabel
Abbildung 4-7	20	205	variabel	65	35
Abbildung 4-8	variabel	205	175	65	35

Abbildung 4-5 zeigt den Einfluss des Durchmessers D_{1a} auf V_{geo} und Λ . Da D_{3a} konstant gehalten wurde, steigt mit zunehmenden D_{1a} das Flächenverhältnis. Wie schon in Abbildung 3-7 gezeigt, sinkt dadurch jedoch der erzeugbare mögliche Überdruck im Pumpenraum. Eine positive Beeinflussung ergibt sich durch den Anstieg von Λ und V_{geo} mit zunehmenden D_{1a} . Da der Durchmesser von D_{3a} konstruktiv nicht kleiner gewählt werden konnte, wurde D_{1a} so gewählt, dass sich ein gerade noch ausreichender Überdruck bei möglichst hohem Λ und V_{geo} ergab.

4 Auslegung und Konstruktion

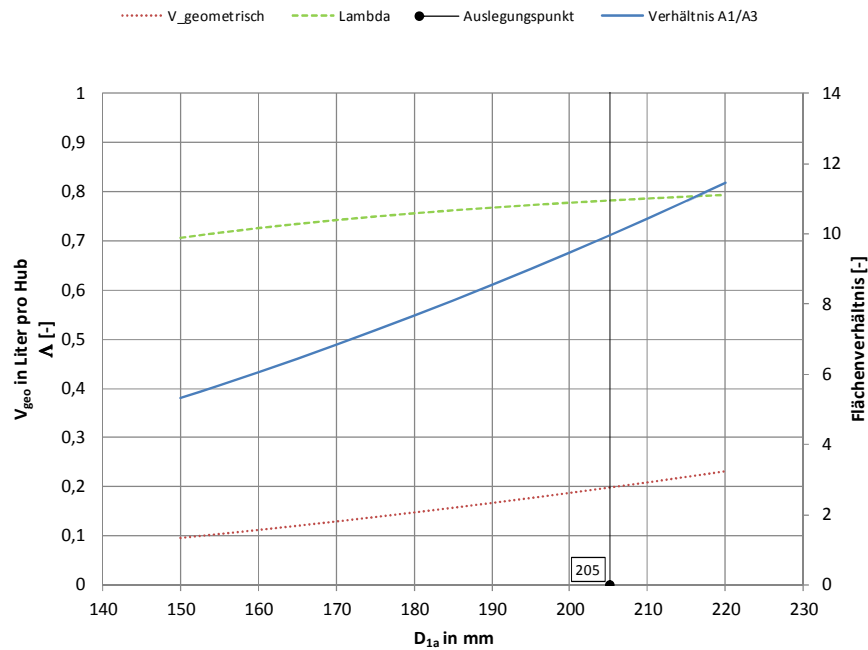


Abbildung 4-5: Einfluss des Durchmessers D_{1a} auf die Fördermenge pro Hub V_{geo} , auf das Volumenverhältnis Λ und auf das Flächenverhältnis

Abbildung 4-6 zeigt den Einfluss des Durchmessers D_{3i} . Eine Erhöhung dieses Durchmessers bewirkt einen Abfall im V_{geo} und einen Anstieg des Schadraumes. Daraus folgt, dass Λ mit zunehmenden D_{3i} abfällt. Im Optimum wäre der Durchmesser gleich Null, jedoch ergibt D_{3i} auch die Membranklemmfläche der kleinen Membran. Als Auslegungskriterium folgt, das D_{3i} unter Betrachtung der minimalen Membranklemmfläche so klein wie möglich gewählt wird.

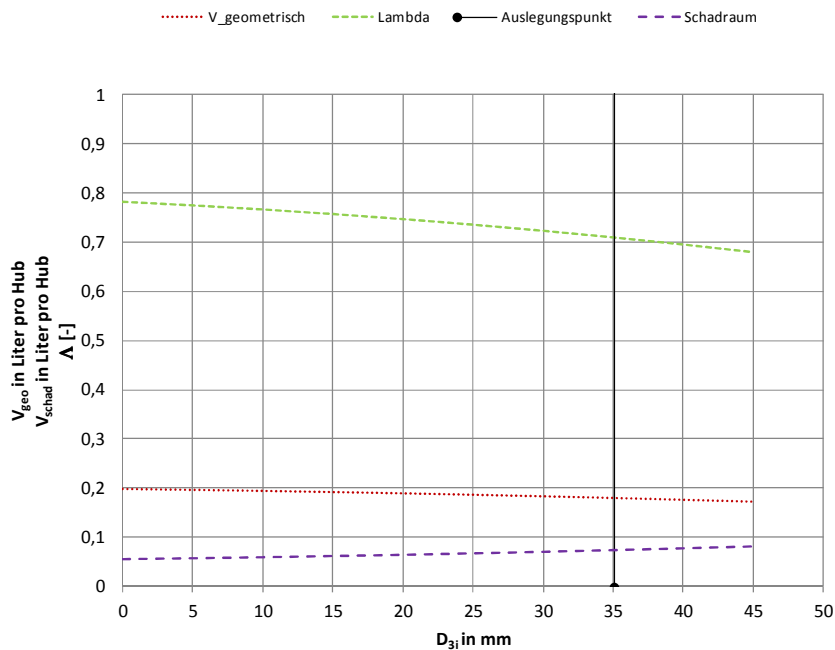


Abbildung 4-6: Einfluss des D_{3i} auf die Fördermenge pro Hub V_{geo} , auf den Schadraum pro Hub V_{schad} und auf das Volumenverhältnis Λ

Abbildung 4-7 zeigt den Einfluss des Durchmessers D_{1i} . Mit zunehmendem D_{1i} steigt sowohl V_{geo} , als auch Λ . Diese positiven Einflüsse auf das Pumpverhalten haben auch keinen negativen Widerpart. Als limitierendes Kriterium auf die Erhöhung des Durchmessers wirkt aber der maximal zulässige Biegewinkel, der sich im Auslegungspunkt der TSP mit $\alpha = 67,4^\circ$ einstellt.

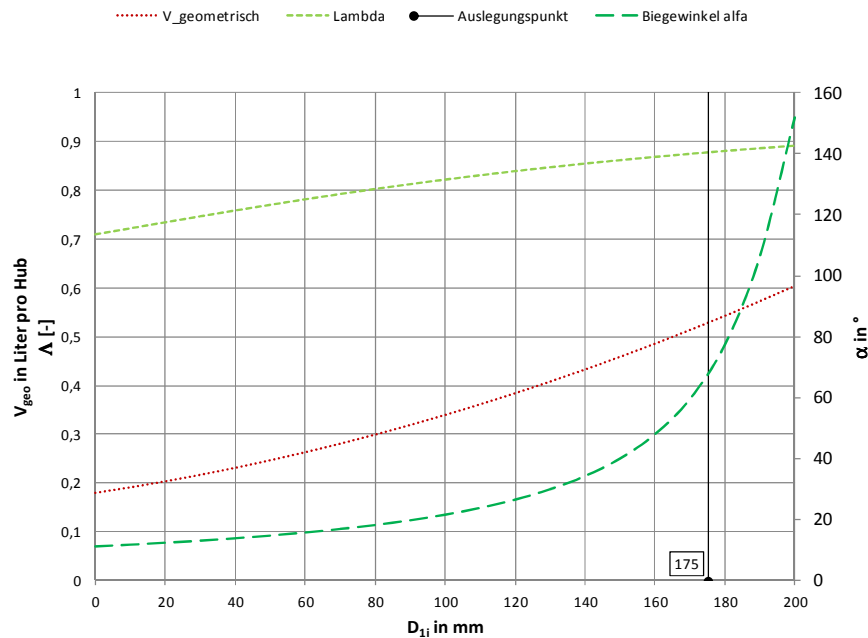


Abbildung 4-7: Einfluss des Durchmessers D_{1i} auf die Fördermenge pro Hub V_{geo} , auf das Volumenverhältnis Λ und auf den Membranbiegewinkel α

Als letzten untersuchten Einfluss auf die Pumpengeometrie ist in Abbildung 4-8 die Hublänge aufgetragen. Die Hublänge ist auch jener Parameter, der das Pumpverhalten der TSP am stärksten beeinträchtigt. Mit zunehmender Hublänge steigt das Fördervermögen der Pumpe pro Hub sehr steil an. Die Steigerung des Schadraumes wird bei einer Huberhöhung nur durch einen größer werdenden Anteil im Schadraum a beeinflusst. Der Schadraumanteil b ist unabhängig von der Hublänge. Daraus resultiert ein wesentlicher Einfluss auf das Volumenverhältnis Λ und letztlich auf den spezifischen Lösungsumlauf. Die Steigerung der Hublänge ist zum einen wiederum durch die Erhöhung des Biegewinkels begrenzt, zum anderen ergibt ein größerer Hub auch eine längere Ausführungszeit des Hubes. Eine höhere Hubausführungszeit senkt somit die Takt Zahl und das Fördervermögen pro Zeit.

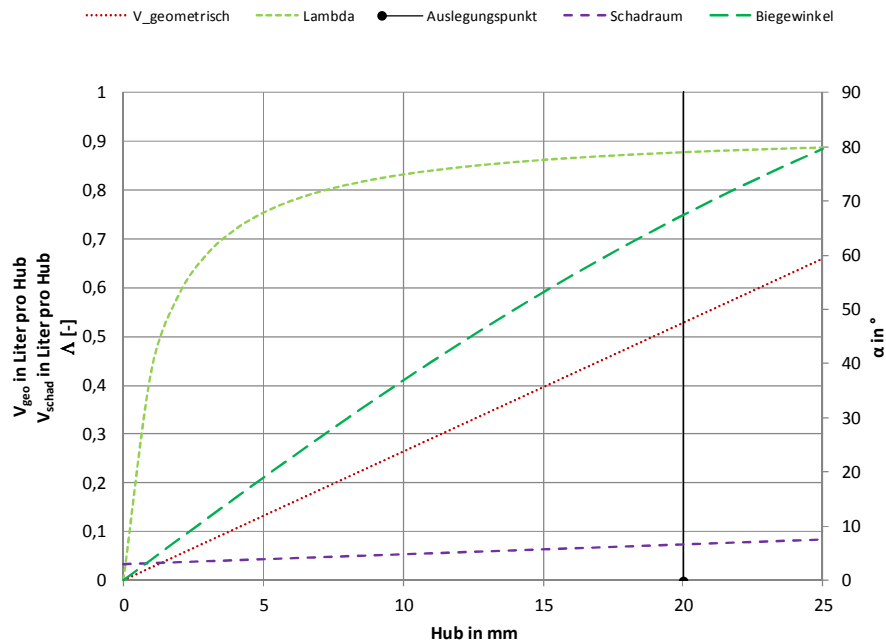


Abbildung 4-8: Einfluss des Hubes h_l auf die Fördermenge pro Hub V_{geo} , auf den Schadraum V_{schad} pro Hub, auf das Volumenverhältnis Λ und auf den Membranbiegewinkel α

In nachstehender Tabelle 4-2 sind die Ergebnisse der gewählten Geometrie dargestellt. Der erzeugbare Überdruck im Pumpenraum $\Delta p_{\bar{u}}$ ist in dieser Tabelle als der theoretische Überdruck bei einem Bar Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck und ohne Rückstellkraft berechnet. Diese geringe Druckdifferenz ist vor allem beim Anfahren der AWP von Bedeutung.

Tabelle 4-2: Pumpenkennzahlen

V_{geo} [dm ³ / Hub]	V_{schad} [dm ³ / Hub]	A_1/A_3 [-]	$\Delta p_{\bar{u}}$ bei $\Delta p=1\text{bar}$ [bar]	Λ [-]	α [°]
0,5278	0,112	9,95	0,1	0,825	67,4

In Kapitel 4.1.2 wurde ein Fördervermögen von 615 Liter reiche Lösung pro Stunde ermittelt. Durch ein V_{geo} von 0,5278 Liter pro Hub kann die erforderliche Arbeitstaktzahl (A_{tz}) pro Minute aus Gleichung 4-20 berechnet werden. Ein Arbeitstakt besteht aus einem Ansaug- und aus einem Förderhub. Die Häufigkeit der Arbeitstakte pro Zeiteinheit wird als Arbeitstaktzahl definiert. Um die notwendige Fördermenge zu erwirken, sollten 20 Druckhübe pro Minute erreicht werden.

$$A_{tz} = \frac{615 \frac{\text{Liter}}{\text{Stunde}}}{60 \text{ min} * 0,5278 \frac{\text{Liter}}{\text{Hub}}} = 19,4 \approx 20 \frac{\text{Hübe}}{\text{min}} \quad \text{Gleichung 4-20}$$

4.2 Eignungsuntersuchungen der Membrane

In diesem Abschnitt werden einige Untersuchungen beschrieben, die zur Qualifizierung des Membranwerkstoffes führten. Mit Abbildung 3-6 wurde schon das Konzept der TSP beschrieben. Aus dieser Abbildung ist auch ersichtlich, dass die TSP eine Art Kombination aus Kolben- und Membranpumpe darstellt. Zentrale Aufgaben für die Funktion der TSP übernehmen somit die Membranen. Die Anforderungen an die Membranen können wie folgt definiert werden:

- Sehr hohe Biegeflexibilität
- Hohe Reißfestigkeit
- Geringe Reißdehnung
- Temperaturbeständigkeit > 100 °C
- Resistenz gegen Ammoniakdampf und wässriger Ammoniaklösung
- Querdichtheit (Gas dicht)
- Hohe zulässige Flächenpressung
- Hoher Haftreibungsbeiwert
- Kostengünstig

Die zuvor angeführten Anforderungen an den Membranwerkstoff konnten teils nur bedingt von den Herstellern garantiert werden. Aus diesem Grund mussten die nachstehend beschriebenen Untersuchungen vor Beginn der Konstruktion durchgeführt werden.

4.2.1 Ammoniak-Belastungsversuch

Dieser Versuch hatte das Ziel, Eigenschaftsveränderungen des Membranstoffes nach einer Ammoniak-Belastung auszuschließen. Dazu sollten einerseits keine optischen Veränderungen erkennbar sein, andererseits auch mögliche Änderungen der mechanischen Eigenschaften festgestellt werden. Untersucht wurden zwei verschiedene Membranstoffe, die in Abbildung 4-9 dargestellt sind.

- Membranstoff A) Membranstoffbezeichnung: 738E-Ag550-0,80mm-QD
(Terpolymer-Kautschuk mit Polyamid 6.6 Gewebe), Stärke 0,8 mm,
Hersteller: EFFBE S.A.S
- Membranstoff B) Membranstoffbezeichnung: EPDM 4660
(Terpolymer-Kautschuk), Stärke 2 mm,
Hersteller: Elastomertechnik FLOHREUS GmbH

Für die Versuchsdurchführung wurde eine Druckbehälter nach Abbildung 4-9 aus einer Holländerverschraubung mit zwei angeschweißten Verschlusskappen angefertigt, in dem die Membranstoffproben 100 Stunden in einer 25%igen Ammoniak-Wasserlösung bei 60°C belastet wurden. Dies entspricht in etwa einer Druckbelastung von 2,5 bar.



Abbildung 4-9: Foto des Prüfdruckbehälters und der untersuchten Membranen

Nach der Belastungsdauer konnten optisch keine Veränderungen an den Membranstoffen festgestellt werden. Um Änderungen in den mechanischen Eigenschaften feststellen zu können, wurde ein Durchdruckversuchsaufbau nach Abbildung 4-10 angefertigt, und das Kraft-Dehnungsverhalten vor und nach der Ammoniakbelastung aufgenommen. Die Druckdrückkraft F wurde über eine Hydraulikpresse aufgebracht, und indirekt durch eine Druckmessung ermittelt. Die verwendeten Hydraulikpresse hat eine Stempelrückstellfeder, wonach die erhaltenen Kraftgrößen entsprechend dieser Federsteifigkeit korrigiert wurden (Federsteifigkeit $R=103,31 \text{ N/mm}$). Pro Millimeter Messlänge musste die erhaltene Kraftgröße somit um $103,31 \text{ N}$ verringert werden. Die relativen Längenänderungen wurden mit einem Messschieber gemessen.

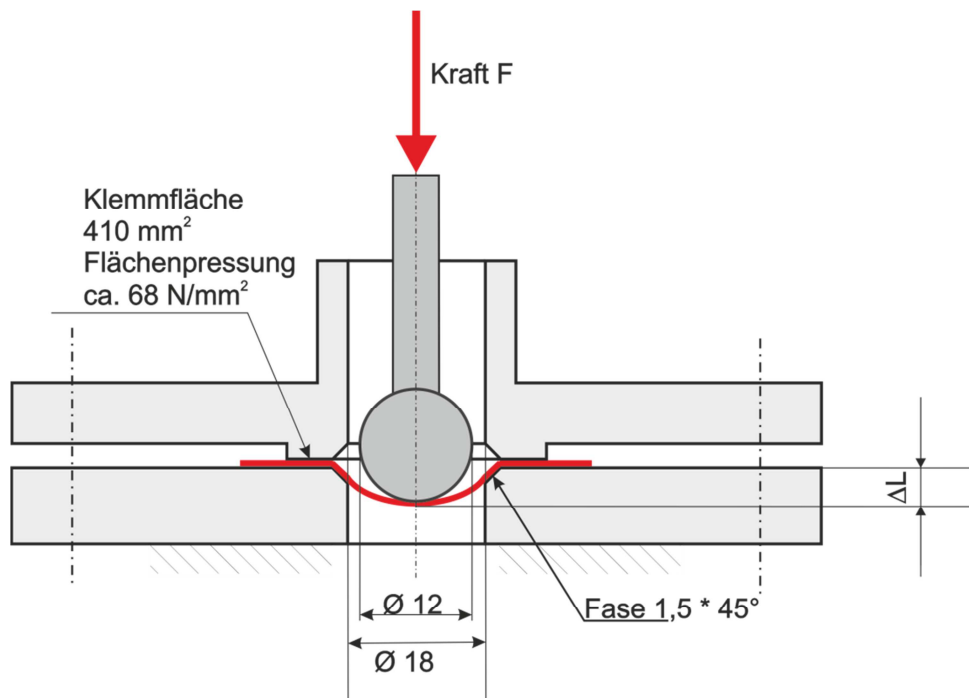


Abbildung 4-10: Schematische Darstellung des Durchdruck-Versuchsaufbaus

In Abbildung 4-11 sind die Ergebnisse des Durchdrückversuches grafisch dargestellt. Dabei war es nicht erforderlich absolute Messergebnisse zu analysieren, sondern die relative Abweichung zwischen Ammoniak unbelasteter und belasteter Probe zu bewerten. Werden die Kurven des Membranstoffes A betrachtet, ergibt sich ein annähernd gleiches Kraft-Längenänderungs-Verhalten der beiden Proben. Die geringfügigen Abweichungen sind durch Messungenauigkeiten erklärbar. Größere Abweichungen ergaben sich im Kraftaufnahmevermögen bis zum Bruch der Polyamid Fasern. In Abbildung 4-12 ist dazu eine zerstörte Probe des Membranstoffes A ersichtlich. Vor der Ammoniakbelastung konnte der Membranstoff bis etwa 1300 N beansprucht werden, nach der Ammoniakbelastung versagte die Faserverstärkung schon bei etwa 1110 N. Da diese hohen Belastungen auf eine derart kleine Fläche (siehe Druckkugeldurchmesser Abbildung 4-10) in der TSP nicht vorkommen, wurde dieser Effekt nicht weiter beachtet. Im Allgemeinen ergaben die Versuchsdurchführungen am Membranstoff A, dass dieser für die Anwendung in der TSP geeignet ist.

Am Membranstoff B konnten ebenfalls keine wesentlichen Veränderungen im Kraft-Längenänderungs-Verhalten festgestellt werden. Im Vergleich der absoluten Werte der beiden unterschiedlichen Membranstoffe zueinander, ist zu erkennen, dass die Forderungen der hohen Reißfestigkeit und der geringen Reißdehnung von Membranstoff A wesentlich besser erfüllt werden. Am Ende der Versuche ergab sich daraus die Entscheidung für den Membranstoff A. Einziger Nachteil des Membranstoffes A gegenüber B ist der höher Anschaffungspreis, der bei den verwendeten Mengen aber zu vernachlässigen ist.

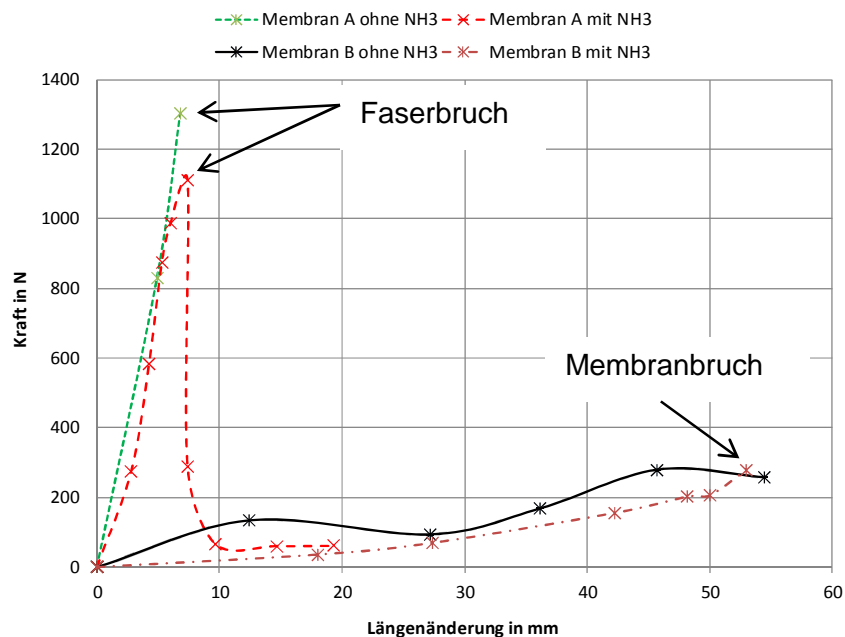


Abbildung 4-11: Ergebnisse des Durchdrückversuches (Längenänderung $\triangleq \Delta L$ in der Abbildung 4-10)

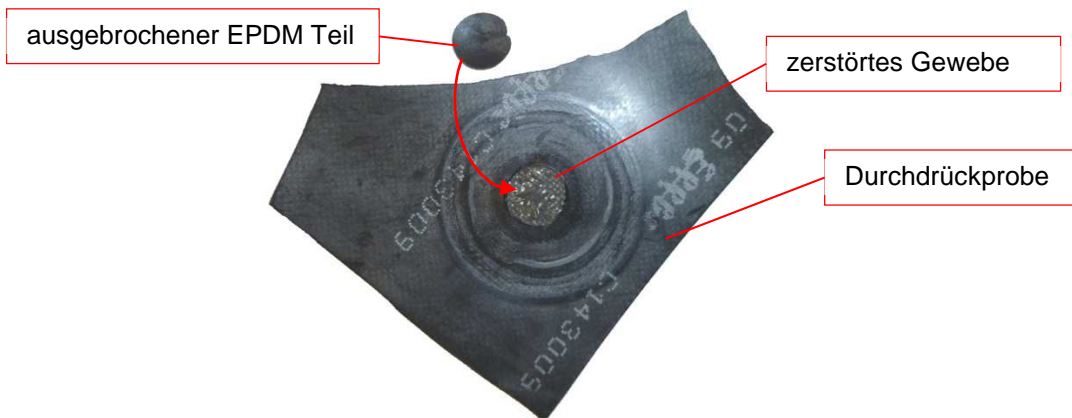


Abbildung 4-12: Zerstörte Durchdrückprobe des Membranstoffes A

4.2.2 Steifigkeitsuntersuchung

Wie schon in Abbildung 4-4 zu erkennen ist, werden die Membranen im Inneren durch einen Membranklemmkolben gehalten. Dieser Membranklemmkolben ist somit nur über die Membranen mit dem Gehäuse der Pumpe verbunden. Daraus folgt, dass die Endlage des Klemmkolbens im oberen und unteren Totpunkt ausschließlich über die Membrandehnung bestimmt ist. Um den Spalt des Schadraumes b (vgl. Abbildung 4-4) zwischen Membranklemmkolben und Gehäuse möglichst gering zu halten, ist es nötig, das Dehnungsverhalten der Membrane für die Auslegung zu kennen.

Da der Membranhersteller keine Daten zum Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten der Membrane zur Verfügung stellte, musste mit einfachen Mitteln dieses Verhalten abgeschätzt werden. In Abbildung 4-13 ist der Versuchsaufbau zur Steifigkeitsuntersuchung schematisch dargestellt. Es wurde die Pumpe aus dem Luft-Wasser-Vorversuch (Kotnig 2011) leicht modifiziert, um die Membrane abwechselnd im Einbauzustand untersuchen zu können. Dazu wurden über eine Hydraulikpresse unterschiedliche Lasten auf die Membrane aufgebracht, und die Längenänderung gemessen.

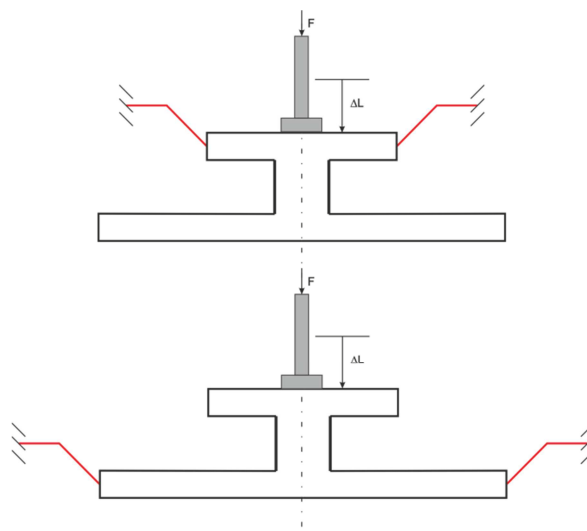


Abbildung 4-13: Schematische Darstellung der Membransteifigkeits-Untersuchung

Das Ergebnis der Untersuchung ist in Abbildung 4-14 dargestellt. Im Fall der großen Membrane wurden 3 Messungen durchgeführt, um zu sehen, ob sich das Kraft-Dehnungs-Verhalten durch etwaige plastische Veränderungen bei einer Versuchswiederholung ändert. An den Messungen der großen Membrane ist zu erkennen, dass die drei Messkurven sich annähernd gleich verhalten, und somit von einer rein elastischen Verformung auszugehen ist. Das wesentliche Ergebnis dieser Messungen ist das Steifigkeitsverhalten der Membranen für zwei bestimmte Einbausituationen. Für die Einbausituation in der TSP ergab sich somit für die große Membrane bei einem mittleren Membrandurchmesser von 187 mm eine Steifigkeit von $c_{e1}=135 \text{ N/mm}$ und für die kleine Membrane bei einem mittleren Membrandurchmesser von 50 mm eine Steifigkeit von $c_{e2}=510 \text{ N/mm}$. Diese Steifigkeiten sind in späterer Folge auch für die dynamische Simulation der Pumpe nötig (siehe Kapitel 4.3.2). Das Dämpfungsverhalten der Membranen konnte aus diesem Versuch nicht ermittelt werden.

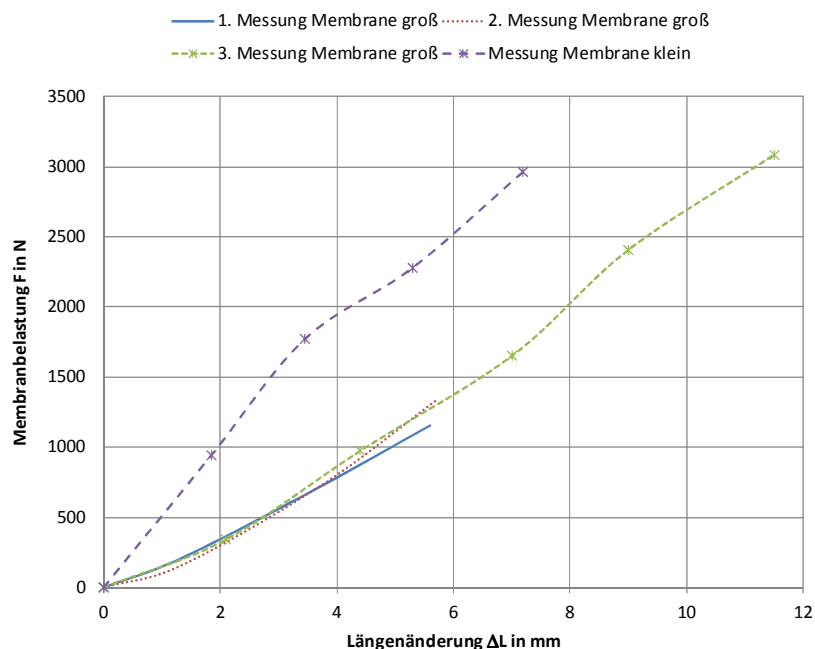


Abbildung 4-14: Kraft-Längenänderungs-Diagramm der Membranen bei bestimmter Einbausituation

4.2.3 Ermittlung des Haftreibungskoeffizienten

Für die Auslegung der Membranklemmkräfte ist die Kenntnis des Haftreibungskoeffizienten μ_k erforderlich. Da der Membranhersteller diesen nicht zur Verfügung stellte, wurde eine einfache Abschätzung durchgeführt. Um diese Abschätzung durchzuführen, erstellte man einen Versuchsaufbau nach Abbildung 4-15. Dazu wurde die Membrane auf eine Norm-Dichtflanschoberfläche gelegt, und mit einer Gewichtslast (Normalkraft) belastet. Anschließend wurde über eine Federwaage (Newtonwaage) eine kontinuierlich steigende Kraft aufgebracht, bis die Membrane zu gleiten begann. Die maximale Kraft (Reibkraft), kurz vor Beginn des Gleitens, diente in Folge zur Ermittlung des Haftreibungskoeffizienten.

$$\mu_k = \frac{\text{Reibkraft}}{\text{Normalkraft}} \quad \text{Gleichung 4-21}$$

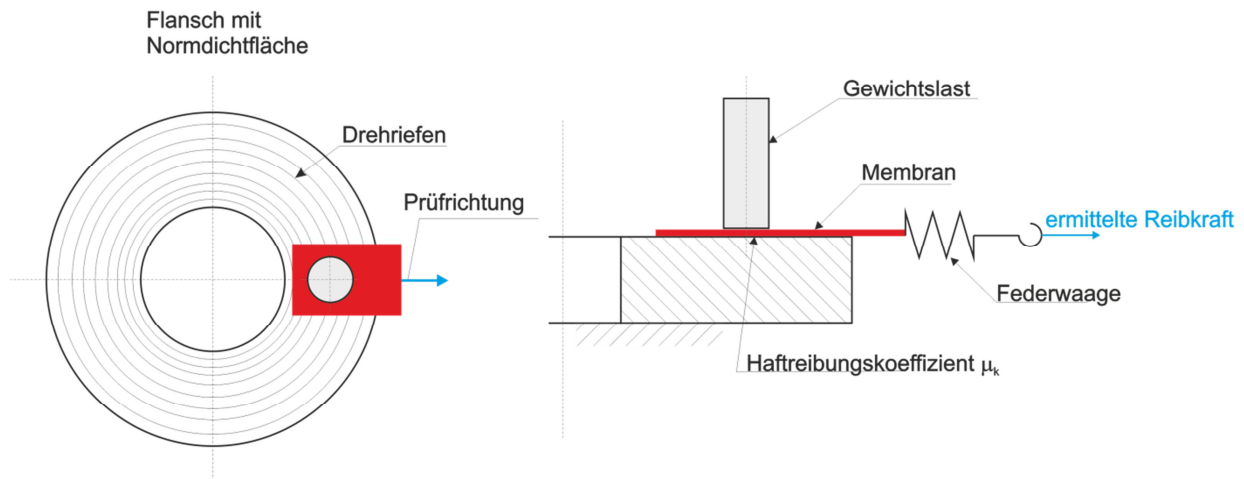


Abbildung 4-15: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Bestimmung des Haftreibungskoeffizienten

In Abbildung 4-16 ist das Ergebnis der Versuchsdurchführung dargestellt. Es wurden Messungen mit zwei unterschiedlich großen Gewichtslasten durchgeführt. Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass mit zunehmender Gewichtslast, bzw. zunehmender Flächenpressung, der Haftreibungskoeffizient steigt. Dieses Verhalten ist typisch für EPDM-Werkstoffe und entspricht somit nicht den Gesetzmäßigkeiten der herkömmlichen Festkörperreibung. Der für die Auslegung relevante Haftreibungskoeffizient müsste daher bei genau jener Flächenpressung bestimmt werden, die in der Verwendung auftritt. Die in der Verwendung auftretende Flächenpressung ist aber wesentlich höher, als jene die im Versuchsaufbau realisiert werden konnte. Die Flächenpressung der Membranklemmung in der TSP liegt im Bereich von 4 N/mm^2 . Beim Versuchsaufbau zur Bestimmung des Haftreibungskoeffizienten wurden nur ca. $0,5 \text{ N/mm}^2$ realisiert. Daraus folgt, dass mit $\mu_k=0,5$ durchaus gerechnet werden kann, weil der tatsächlich auftretende Haftreibungskoeffizient wesentlich höher sein wird. Die Differenz kann als Sicherheit in der Membranklemmung interpretiert werden.

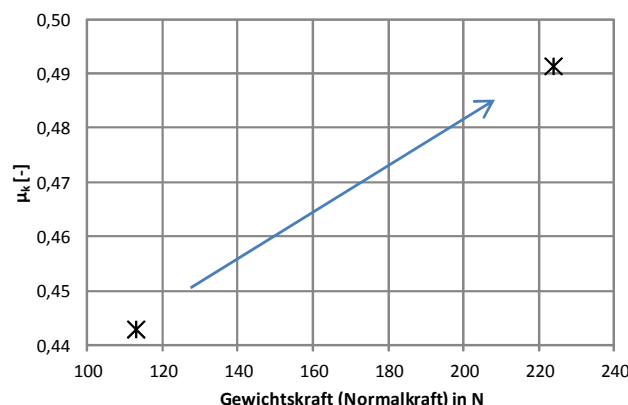


Abbildung 4-16: Ergebnis des Reibkraftversuchs

4.3 Dynamische Simulation

In Kapitel 4.1.3 wurde eine erforderliche Arbeitstaktzahl von 20 Hügen pro Minute ermittelt. Ob diese Arbeitstaktzahl mit den gewählten Geometrieparametern zu erreichen ist, wurde anhand einer maschinendynamischen Simulation des zeitlichen Bewegungsverhaltens der Membrane bzw. des Membranklemmkolbens überprüft.

Weitere Ergebnisse die aus der Simulation erwartet wurden, war die Beeinflussung des Bewegungsverhaltens durch die Steifigkeit der Rückstellfeder und dessen Vorspannkraft. Die Simulation erlaubt auch eine Analyse des Pumpenverhaltens bei verschiedenen Betriebspunkten, bei verschiedenen Geometrieparametern und die Einflussnahme der unterschiedlichen Druckverluste. Durchgeführt wurde die Simulation mit dem Programm Matlab-Simulink.

4.3.1 Ersatzmodell

Abgeleitet vom Konzept der TSP ist in Abbildung 4-17 das mechanische Ersatzmodell dargestellt. Dieses Modell spiegelt die Basis der späteren Simulationsberechnung wieder. Die Membranen wurden jeweils als Feder/Dämpfer-System so modelliert, dass sie sich während des Hubes (hl) ohne Längenänderung bewegen können. Erst nach Erreichen des oberen bzw. unteren Totpunktes (UT bzw. OT) werden die Membranen gespannt und erfahren eine Dehnung. Diese Situation entspricht auch der ausgeführten TSP.

Die Saug- und Druckverluste wurden zum einen als Dämpfungskraft, und zum anderen als statisch auftretende Kraft modelliert. Sämtliche strömungsgeschwindigkeitsabhängigen Druckverluste wirken dabei als Dämpfer, die geodätische Saug- bzw. Druckhöhe und die Aktivierungsdrücke der Rückschlagventile wirken als abwechselnd auftretende statische Kräfte.

Die Gewichtskraft repräsentiert die Masse des Klemmkolbens. Die wirkende Masse der reichen Lösung, die sich zeitlich im Förder- bzw. Ansaughub ändert, wurde in der Pumpe nicht berücksichtigt. Die zeitliche Änderung dieses Massenanteils von max. 0,5 kg ist im Vergleich zu anderen Effekten zu vernachlässigen.

Die Federkraft setzt sich aus einem wegabhängigen Anteil und einem konstanten Anteil der Vorspannkraft zusammen.

Als wirkende Druckkräfte wurde der Druck im Kraftraum als wechselndes Signal zwischen Hoch- und Niederdruck vorgegeben. Dieses Signal entspricht einem idealisierten Druckverlauf im Kraftraum und repräsentiert die Schaltintervalle der Magnetventile. Der Druck im Pumpenraum ergibt sich aus den Druckverlusten und den Geometrieparametern der Pumpe.

- F_{dvs} Kraft resultierend aus den saugseitigen Druckverlusten
- F_{dm1} Membrandämpfungskraft der großen Membrane mit dem Durchmesser D1
- F_{dm2} Membrandämpfungskraft der kleinen Membrane mit dem Durchmesser D2
- F_{fm1} Federkraft der großen Membrane
- F_{fm2} Federkraft der kleinen Membrane

$$\ddot{x}(t) = \frac{1}{m_k} * \left(F_G + F_{vsp} + F_f(x) - D_a(\dot{x}) - F_{p1}(t) + F_{p2}(F_{p1}, \dot{x}) + F_{p3} + F_{dvd}(\dot{x}) - F_{dvs}(\dot{x}) - F_{dm1}(\dot{x}) - F_{dm2}(\dot{x}) - F_{fm1}(x) - F_{fm2}(x) \right) \quad \text{Gleichung 4-22}$$

Die in Gleichung 4-22 dargestellte Differenzialgleichung ist in Abbildung 4-21 schematisch als Malab-Simulink Modell dargestellt. In diesem Modell können die einzelnen Krafteinflüsse mit den Schaltern S1 bis S13 zu- und weggeschalten werden, was eine Einflussanalyse der einzelnen Kraftgrößen erlaubt. Die Kräfte werden in den drei Subsystemen „Feder/Dämpfung“, „Druckkräfte“ und „Membrankräfte“ berechnet. Die grafische Darstellung der Simulation mit allen Subsystemen ist dem Anhang A zu entnehmen. Anschließend werden die einzelnen Kraftgrößen formal beschrieben.

$$F_G = m_k * g \quad \text{Gleichung 4-23}$$

$$F_f = c_f * (x_0 - x) \quad \text{Gleichung 4-24}$$

$$D_a = d_a * \dot{x} \quad \text{Gleichung 4-25}$$

Die vorgegebenen Betriebspunkte für die Simulation sind zum einen der Hochdruck p_{HD} und der Niederdruck $p_{ND}=p_3$. Zum anderen muss ein periodisches Signal vorgegeben werden, das dem Druckverlauf von p_1 im Kraftraum entspricht, und somit den Schaltzyklus der Magnetventile widerspiegelt. In Abbildung 4-18 ist dazu ein mögliches Zyklen-Profil dargestellt. Der resultierende Kraftverlauf ergibt sich aus Gleichung 4-26.

$$F_{p1} = \underbrace{(C_{p1} * (p_{HD} - p_3) + p_3)}_{p_1(t)} * A_1 \quad \text{Gleichung 4-26}$$

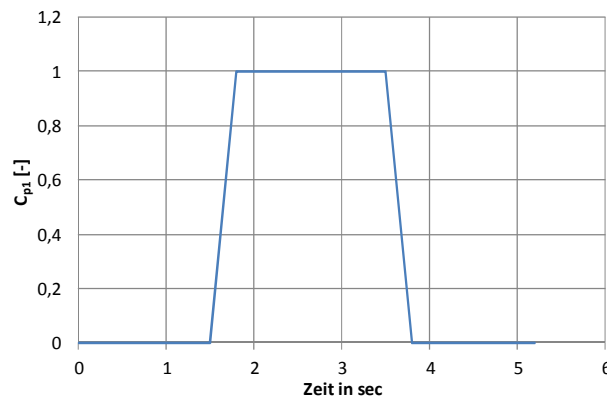


Abbildung 4-18: Periodisches Vorgabesignal für den Druck p_1 (vgl. Gleichung 4-26)

Die Kraft F_{p2} resultiert aus dem Druckverlauf p_2 im Pumpenraum. Wie schon erwähnt, ergibt sich der Druck im Pumpenraum aus dem Zusammenwirken von p_1 und den saug- bzw. druckseitigen Druckverlusten.

Durch die Druckerhöhung im Kraftraum ergibt sich ein Druck p_2 im Pumpenraum, der den druckseitigen Druckverlusten insofern genügen muss, dass sich eine Fördertätigkeit einstellt. Der maximal mögliche Überdruck im Pumpenraum gegenüber dem Kraftraum ergibt sich über das Flächenverhältnis (A_1/A_3). Liegen die druckseitigen Druckverluste über dem maximal möglichen Überdruck, ist kein Fördern möglich. Für den Ansaug-Hub ist die Situation entsprechend dem Förderhub. Die Rückstellkräfte müssen einen um die saugseitigen Druckverluste entsprechenden Unterdruck gegenüber Niederdruck erzeugen, sodass ein Befüllen des Pumpenraumes möglich ist. Der formale Zusammenhang ist mit Gleichung 4-27 gegeben.

$$F_{p2}(\dot{x}) = A_2 * \begin{cases} 0, & \text{für } \dot{x} = 0 \\ (p_1 + p_{vd}(\dot{x})), & \text{für } \dot{x} > 0 \\ (p_1 - p_{vs}(\dot{x})), & \text{für } \dot{x} < 0 \end{cases} \quad \text{Gleichung 4-27}$$

Die saug- und druckseitigen Druckverluste wurden in Kraftwirkungen umgerechnet, und gegen die Saug- bzw. Förderbewegung im Modell berücksichtigt. Diese Kräfte setzen sich wie folgt aus einem dynamischen und einem statischen Anteil zusammen. Der statische Anteil beinhaltet den Aktivierungsdruck der Rückschlagventile (Δp_{ven}) und die geodätische Höhe (h_s) bzw. (h_d). Der dynamische Anteil setzt sich aus den Rohrreibungsverlusten (Verlustbeiwert λ), den Verlusten über diverse Armaturen und Krümmer (ζ_{ges}) und den Strömungsverlusten durch das Rückschlagventil zusammen (Kv-Wert²).

² Der Kv-Wert ist ein Durchflusskoeffizient, der für Flüssigkeiten im Allgemeinen auf eine Druckdifferenz von einem Bar bei einem Massenstrom von 1000 kg/m^3 bezogen ist.

$$\begin{aligned}
 p_{vs} &= \underbrace{\Delta p_{ven} + \rho_{rso} * g * h_s}_{p_{vs_{stat}}} \\
 &+ \underbrace{\frac{\lambda * l_s * \rho_{rso} * w^2}{2 * d_N} + \frac{\zeta_{ges_s} * \rho_{rso} * w^2}{2} + \left[\left(\frac{\dot{V}}{Kv * \frac{1}{3600}} \right)^2 * \frac{\rho_{rso}}{1000} \right]}_{p_{vs_{dyn}}} * 10^5
 \end{aligned}
 \tag{Gleichung 4-28}$$

$$\begin{aligned}
 p_{vd} &= \underbrace{\Delta p_{ven} + \rho_{rso} * g * h_d}_{p_{vd_{stat}}} \\
 &+ \underbrace{\frac{\lambda * l_d * \rho_{rso} * w^2}{2 * d_N} + \frac{\zeta_{ges_d} * \rho_{rso} * w^2}{2} + \left[\left(\frac{\dot{V}}{Kv * \frac{1}{3600}} \right)^2 * \frac{\rho_{rso}}{1000} \right]}_{p_{vd_{dyn}}} * 10^5
 \end{aligned}
 \tag{Gleichung 4-29}$$

Die Abhängigkeit der dynamischen Druckverluste von der Bewegungskordinate x resultiert aus der Berechnung des Volumenstromes (\dot{V}) bzw. aus der Strömungsgeschwindigkeit (w). Zur Berechnung des Volumenstromes wurde als Vereinfachung ein mittlerer Verdrängungsquerschnitt (A_m) eingeführt. In Abbildung 4-19 ist die Vereinfachung schematisch dargestellt. Der Verdrängungsquerschnitt wurde somit nicht in Abhängigkeit der Bewegungskordinate x ermittelt, sondern durch einen mittleren Durchmesser (D_m) bestimmt.

Der Faktor A_n gibt dabei den Bezugsquerschnitt einer Rohrleitung mit dem Durchmesser d_N zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit (w_s) an.

$$\dot{V} = \dot{x} * A_m \tag{Gleichung 4-30}$$

$$w_s = \frac{\dot{x} * A_m}{A_n(d_N)} \tag{Gleichung 4-31}$$

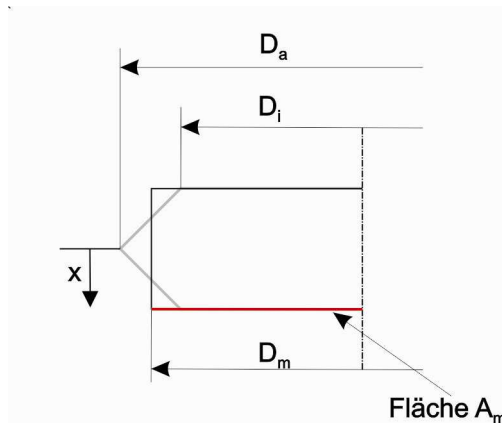


Abbildung 4-19: Schematische Darstellung des vereinfachten Querschnittes A_m

$$A_m = \frac{\overbrace{\left[\left(\frac{D_{1a} + D_{1i}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{3a} + D_{3i}}{2} \right)^2 \right]}^{D_m}}{4} * \pi \quad \text{Gleichung 4-32}$$

Für die Kraftgrößen der Druckverluste ergibt sich somit:

$$F_{dv;s;d} = A_2 * \begin{cases} 0, & \text{für } \dot{x} = 0 \\ p_{vd}, & \text{für } \dot{x} < 0 \\ p_{vs}, & \text{für } \dot{x} > 0 \end{cases} \quad \text{Gleichung 4-33}$$

Der Druck p_3 wirkt auf die Querschnittsfläche der kleinen Membrane A_3 und ergibt im stationären Anlagenbetriebspunkt eine konstante Kraftgröße.

$$F_{p3} = A_3 * p_3 \quad \text{Gleichung 4-34}$$

Abschließend wird noch die Wirkung der Membranen auf die Ergebnisse des Simulationsmodells beschrieben. Wie schon erwähnt, wurde das Verhalten der Membranen als Feder/Dämpfer-System modelliert. In Kapitel 4.2.2 wurde dazu das Steifigkeitsverhalten der Membranen ermittelt. Das Dämpfungsverhalten konnte nicht ermittelt werden, und wurde daher angenommen. Nachstehend ist die formale Beschreibung der Membranen angegeben.

Federkraft:

$$F_{fm} = c_x * c_e * x \quad \text{Gleichung 4-35}$$

Dämpfungskraft:

$$F_{dm} = 2 * D * \sqrt{m_k * c_x * c_e} * \dot{x}$$

Gleichung 4-36

Das Dämpfungsmaß D in Gleichung 4-36 wurde für die Simulation angenommen. Eines der Simulationsergebnisse soll an dieser Stelle vorweggenommen werden. Die Simulation ergab, dass die Dämpfungskräfte der Membranen im Vergleich zu den Dämpfungskräften der geschwindigkeitsabhängigen Druckverluste vernachlässigbar gering sind.

Abbildung 4-20 zeigt mit der Funktion c_x von x das modellierte Steifigkeitsverhalten der Membranen. Im Bereich von $x=-0,01$ bis $x=+0,01$ (entspricht einem Hub von 20 mm) sind die Membranen keiner Dehnung ausgesetzt. Erst beim Erreichen des oberen bzw. unteren Totpunktes erfolgt eine Längenänderung in den Membranen und somit das Auftreten der Federsteifigkeit c_e . Das Auftreten der Steifigkeit wurde, wie in der Abbildung dargestellt, nicht als idealer Sprung modelliert, weil dies zu Problemen in der numerischen Simulation führen kann (Unstetigkeitsstelle).

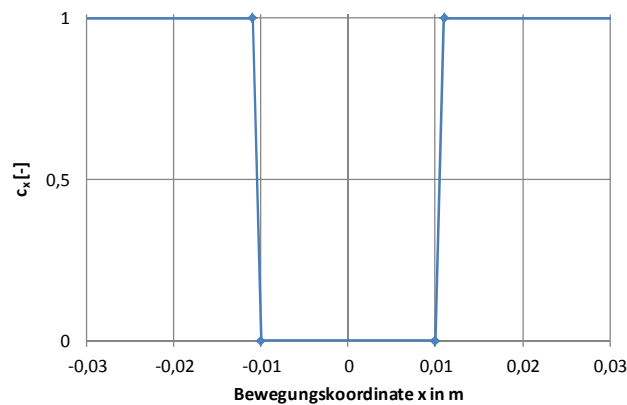


Abbildung 4-20: Abhängigkeit der Membransteifigkeit mit der Bewegungskordinate

4 Auslegung und Konstruktion

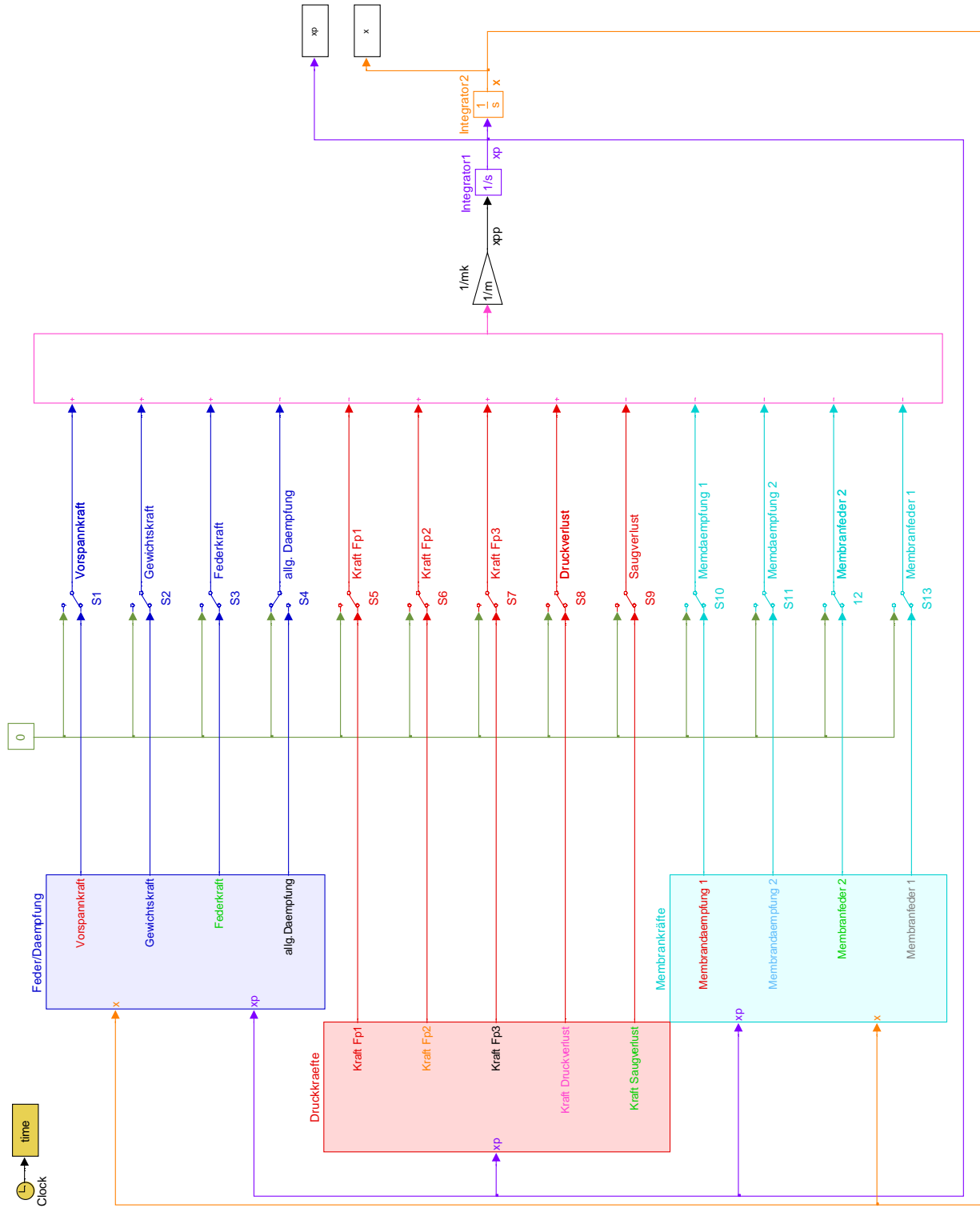


Abbildung 4-21: Darstellung der Bewegungsgleichung in Matlab-Simulink

4.3.3 Simulationsergebnisse

In diesem Abschnitt werden ausgewählte Ergebnisse aus der Simulation anhand von Diagrammen diskutiert. Die Diagramme zeigen das Bewegungsverhalten bei zwei verschiedenen Druckdifferenzen und die Beeinflussung des Bewegungsverhaltens durch die Variation der Federvorspannung. Alle Ergebnisse wurden mit dem gleichen vorgegebenen Arbeitstaktzyklus simuliert (vgl. Abbildung 4-18).

Abbildung 4-22 zeigt den Bewegungs- und den Geschwindigkeitsverlauf des Membranklemmkolbens bei einer Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck von 5 bar. Die Federvorspannung zu diesem Diagramm beträgt 440 N. Bei diesen Einstellungen der Simulation ergibt sich ein Zeitbedarf für den Förderhub von ca. 1,5 Sekunden, und für den Ansaughub ergibt sich ein Zeitbedarf von ca. 2,5 Sekunden. Daraus folgt eine minimale Arbeitstaktzeit von etwa 4 Sekunden. Mit dieser Arbeitstaktzeit würde sich eine Arbeitstaktzahl von 15 ergeben, und daraus folgend, ein Fördervermögen von etwa 475 Liter pro Stunde. Zur Erinnerung, im Kapitel 4.1.3 wurde eine Arbeitstaktzahl von 20 gefordert.

Im Geschwindigkeitsverlauf sind in den Bereichen A und B Schwingungsfelder zu erkennen, die aus der Berücksichtigung der statischen Druckverluste resultieren. Die statischen Druckverluste werden mittels einer „Wenn-Dann-Bedingung“ in Abhängigkeit von der Richtung der Geschwindigkeit berücksichtigt. Das bedeutet, dass sobald die Klemmkolbengeschwindigkeit negativ wird, die statischen Druckverluste der Druckseite wirken. Wird die Geschwindigkeit positiv, wirken die statischen Druckverluste der Saugseite. Dieses sprunghafte Wirken von Kraftgrößen ergibt ein Schwingungsverhalten in kleinen Zeitbereichen. In der Simulation ist dahingehend auch die Möglichkeit gegeben, diese Kraftgrößen kontinuierlich einzukoppeln, um diese Effekte zu minimieren (siehe dazu Abbildung 7-4 Schalter S16 und S17 bzw. Abbildung 7-5 Schalter S18 und S19).

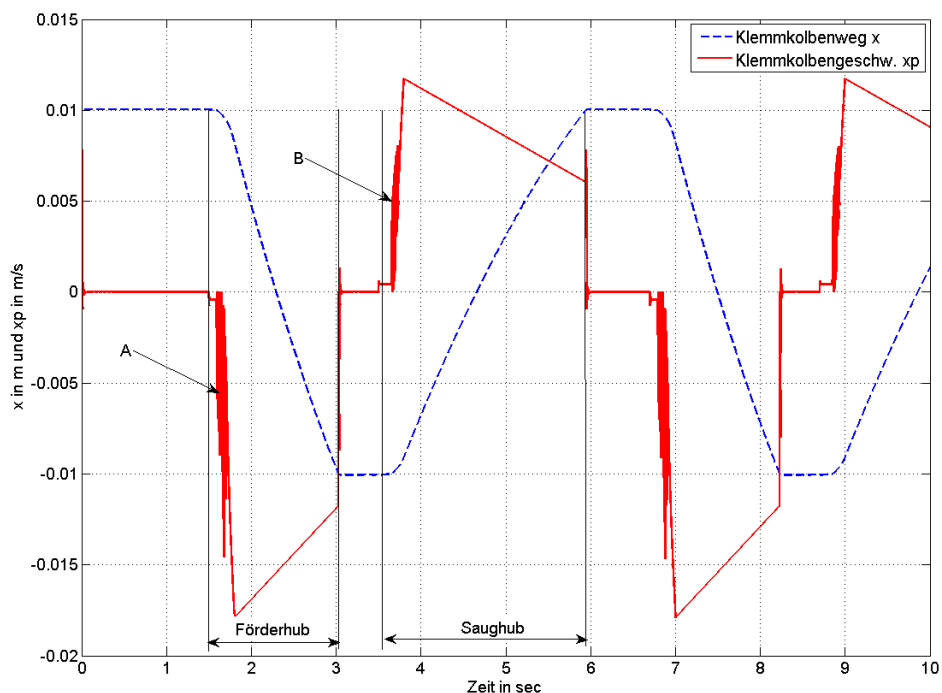


Abbildung 4-22: Bewegungsverhalten des Membranklemmkolbens bei $\Delta p_{\text{HN}}=5$ bar und 440 N Federvorspannung

Abbildung 4-23 zeigt das Bewegungsverhalten bei der gleichen Druckdifferenz wie im Diagramm zuvor, mit einer um die Hälfte reduzierten Federvorspannung. Es ist zu erkennen, dass sich die Dauer des Förderhubes geringfügig verkürzt hat (auf ca. 1,2 Sekunden), aber der Zeitbedarf des Ansaughubes sich stark erhöht. Zusätzlich ist ersichtlich, dass bei diesem vorgegebenen Schaltzyklus die Endlage des Kolbens am unteren Totpunkt nicht mehr erreicht wird (Punkt C im Diagramm). Wenn die Endlage nicht erreicht wird, ergibt sich eine Reduzierung des Fördervermögens pro Hub und in Folge eine Reduzierung des geometrischen Verhältnisses Λ (siehe Gleichung 4-9). Diese Reduzierung von Λ erhöht den spezifischen Lösungsumlauf und senkt die Effizienz der Pumpe.

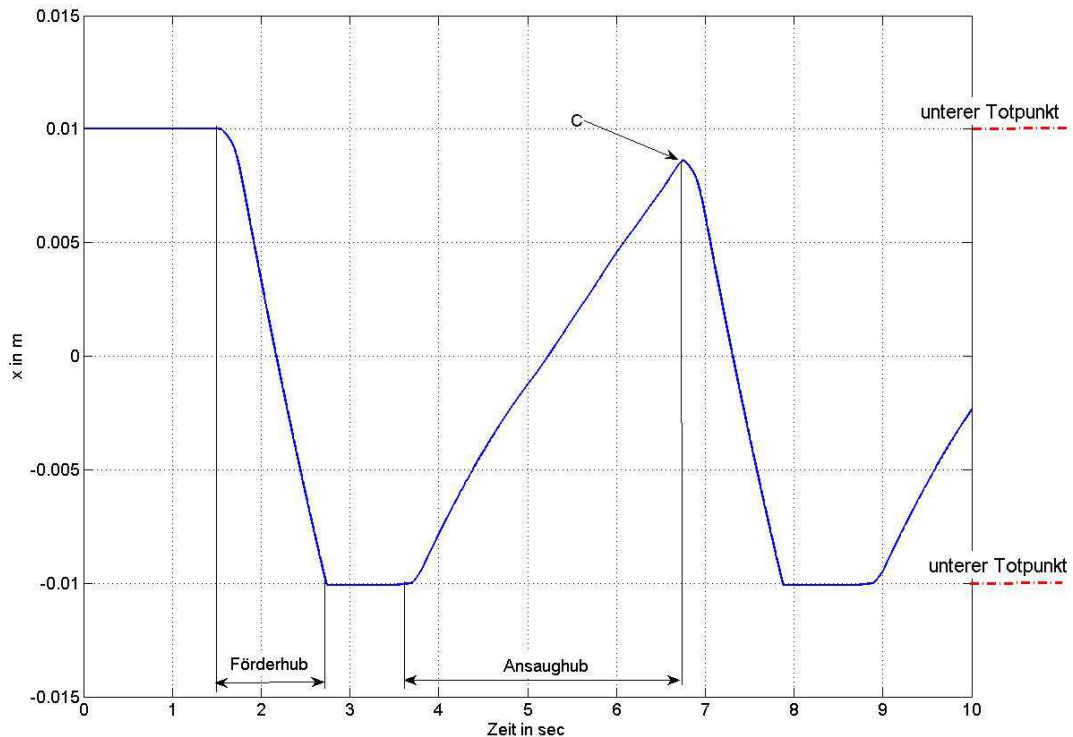


Abbildung 4-23: Klemmkolbenweg bei einer Druckdifferenz von $\Delta p_{HN}=5$ bar und 220 N Federvorspannung

In Abbildung 4-24 ist das Bewegungsverhalten bei einer Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck von 10 bar dargestellt. Die Federvorspannung beträgt wie in Abbildung 4-22 440 N. Im Vergleich der Abbildung 4-24 mit der Abbildung 4-22 ist erkennbar, dass der Ansaughub annähernd den gleichen Zeitbedarf benötigt. Resultierend aus der höheren Druckdifferenz verkürzt sich aber der Förderhub um etwa 0,5 Sekunden. Für das Fördervermögen würde dies in etwa 543 Liter pro Stunde bedeuten. Eine Reduzierung der Arbeitstaktzeit um 0,5 Sekunden bedeutet somit eine Erhöhung des Fördervermögens um 68 Liter pro Stunde (ca. 14 %).

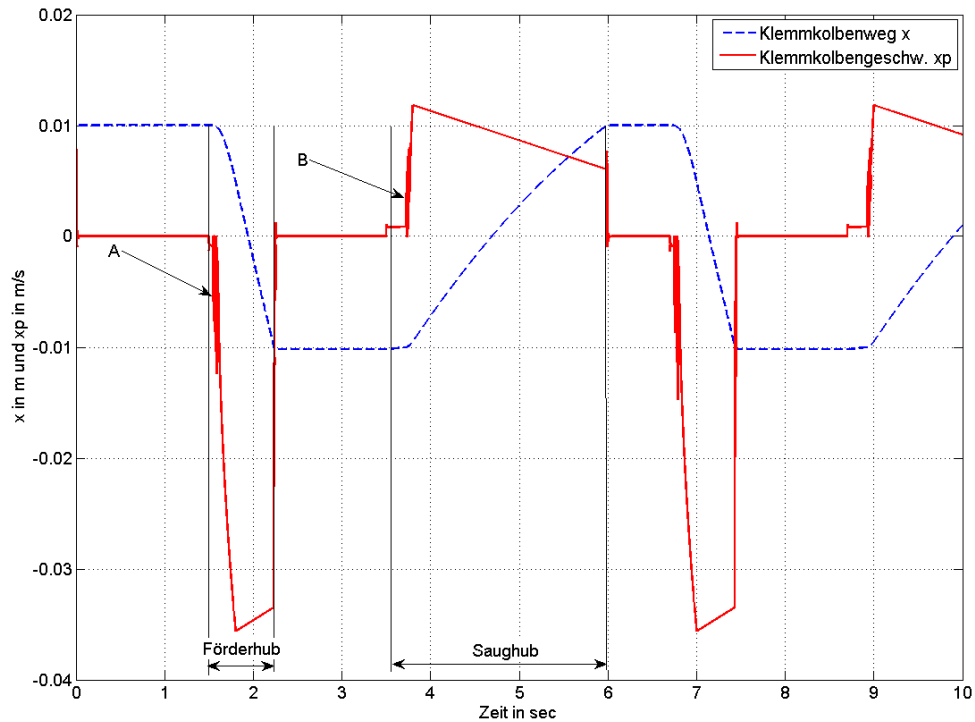


Abbildung 4-24: Bewegungsverhalten des Membranklemmkolbens bei $\Delta p_{HN}=10$ bar und 440 N Federvorspannung

In Abbildung 4-25 ist der vorgegebene Schaltzyklus mit dem Verlauf von p_1 dargestellt. Wie in Kapitel 4.3.2 beschrieben ist, ergibt sich daraus der Druckverlauf p_2 im Pumpenraum. Die Abweichungen des Verlaufes p_2 gegenüber p_1 zeigen die druck- bzw. saugseitigen Druckverluste. Im Förderzustand muss der Druck im Pumpenraum (p_2) höher sein, als der Hochdruck im Generator (p_1), in dem das Medium gepumpt werden muss. Entsprechend muss der Druck im Pumpenraum während des Saugens unter dem Niederdruckniveau liegen, um die Pumpe mit Medium zu füllen.

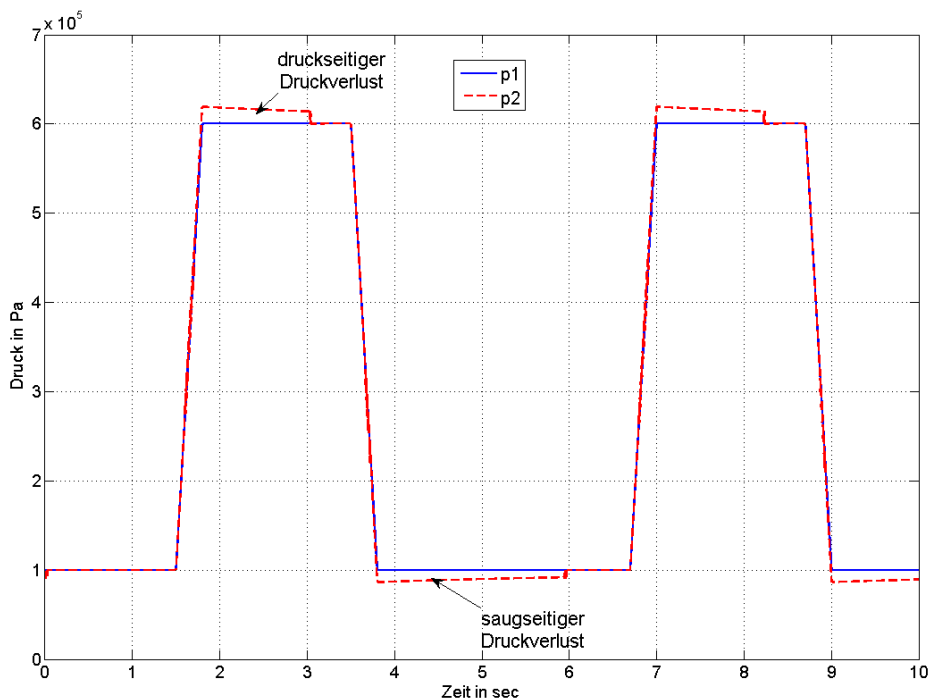


Abbildung 4-25: Darstellung des Drucksignals p_1 und des resultierenden Druckes p_2

Abbildung 4-26 zeigt die Kraftwirkung auf den Klemmkolben, die aus den Drücken p_1 und p_2 resultieren. Im Vergleich dieser Abbildung mit den Druckverläufen aus der Abbildung zuvor, ist die Übersetzung durch das Flächenverhältnis erkennbar. Obwohl der Druck p_2 im Förderhub höher ist als p_1 , ergibt das Flächenverhältnis eine höhere Kraftwirkung F_{p1} . Die Differenz der beiden Kräfte ist ebenfalls im Diagramm dargestellt. Diese Kräftedifferenz kann vereinfacht als Antriebspotential der Pumpe betrachtet werden.

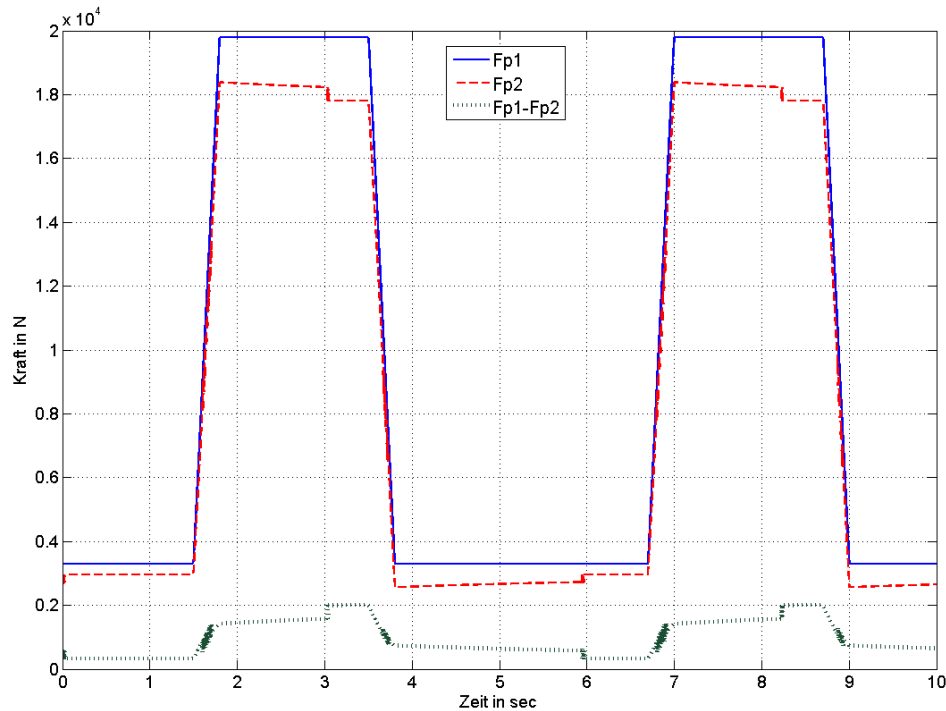


Abbildung 4-26: Kräfte auf den Klemmkolben resultierend aus den Drücken $p_1=6$ bar und $p_2=1$ bar

In Abbildung 4-27 ist die Kraftaufnahme der Membrane dargestellt. Die kleinere Membrane muss mit F_{fm1} auf Grund der höheren Steifigkeit eine wesentlich höhere Kraft aufnehmen. Das Material der großen und kleinen Membran ist das gleiche, aber auf Grund der kleineren freien „Dehnfläche“ kann die kleine Membran als steifer interpretiert werden (siehe Abbildung 4-13). Des Weiteren ist die Kraftaufnahme beim Förderhub geringer als beim Ansaughub. Beim Förderhub unterstützt die Rückstellkraft der Druckfeder die Membranen bei der Endlagenpositionierung im oberen Totpunkt. Dagegen müssen die Membranen beim Ansaughub zusätzlich zu den resultierenden Druckkräften auch die Vorspannkraft der Feder aufnehmen. Eine Zunahme der Vorspannkraft bzw. ein höheres Klemmkolbengewicht erfordert somit eine höhere Membranbelastung beim Ansaughub.

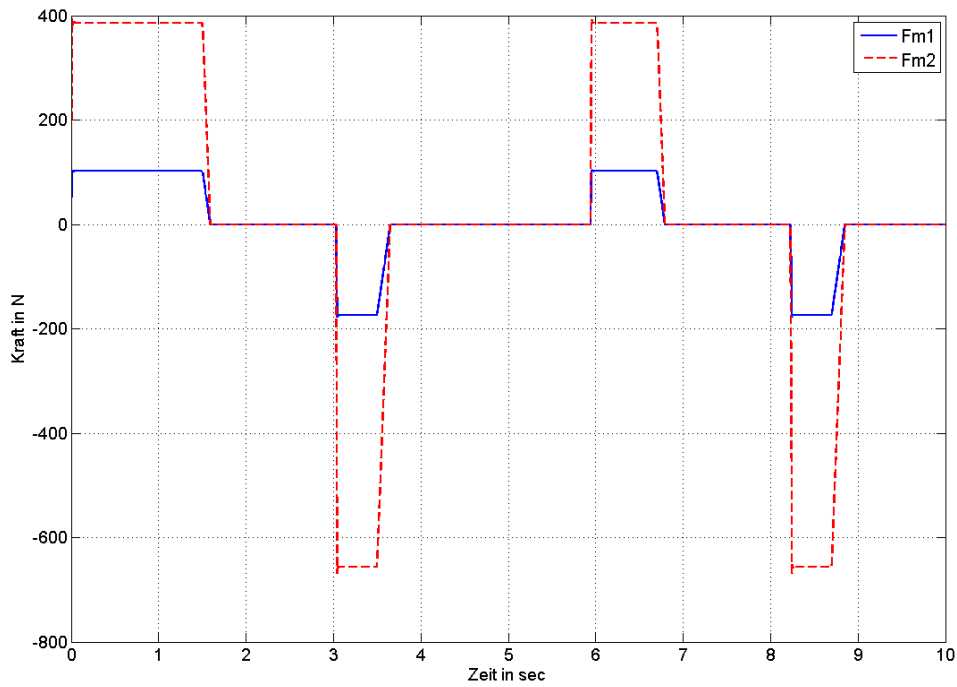


Abbildung 4-27: Kraftaufnahme der Membrane bei $\Delta p_{HN}=5$ bar und 440 N Federvorspannung

Die nachstehende Abbildung 4-28 zeigt die Druckverluste während des Förder- und des Ansaughubes. Zusätzlich sind die Anteile der statischen Druckverluste in den jeweiligen Hubabschnitten dargestellt. Im Bereich A und B ist das zuvor schon beschriebene Problem des sprunghaften Auftretens der statischen Druckverluste erkennbar. Es resultieren in kleinen Zeitbereichen Schwingungen, die in diesem Fall bei einer Druckdifferenz von 10 bar nur sehr begrenzt auftreten. Die „hohe“ Druckdifferenz bewirkt ein schnelleres Durchlaufen dieses Bereiches.

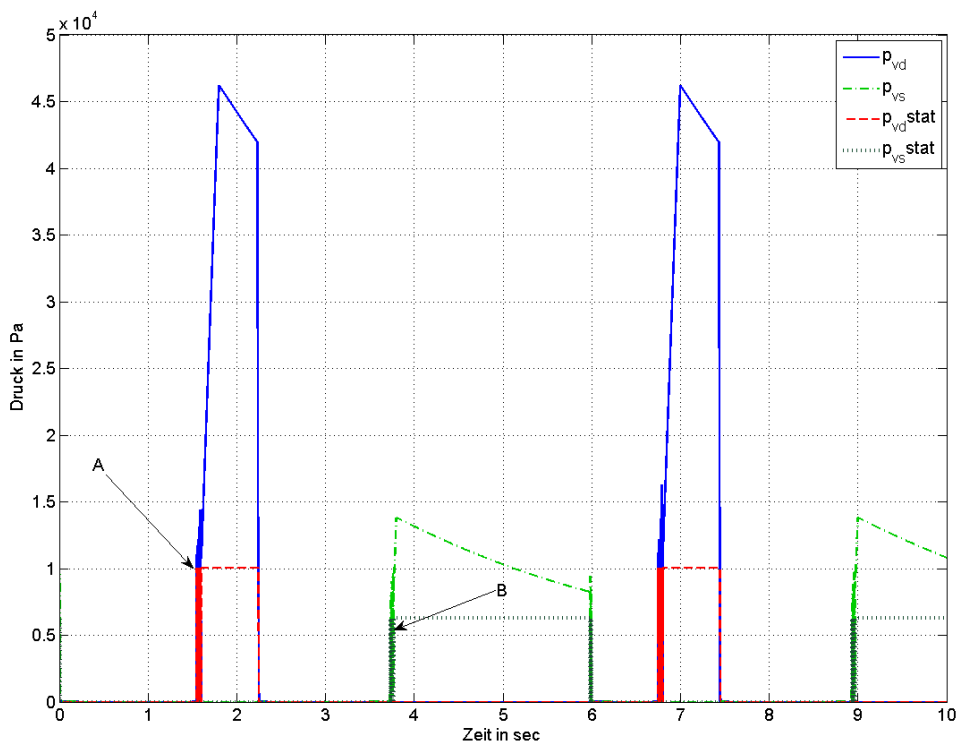


Abbildung 4-28: Gesamtdruckverluste und statische Druckverluste bei einer Druckdifferenz von $\Delta p_{HN}=10$ bar und 440 N Federvorspannung

In Abbildung 4-29 ist das Förderverhalten der Pumpe bei einem bestimmten Betriebspunkt und bei einem vorgegebenen Arbeitstaktzyklus dargestellt. In diesem Diagramm kann direkt die geförderte Saug- bzw. Fördermenge zu einer bestimmten Zeit abgelesen werden. Das resultierende Fördervermögen könnte in diesem Fall durch eine Anpassung des Arbeitstaktzyklus erhöht werden. Die Anpassung müsste so erfolgen, dass die Totzeit zwischen Förder- und Ansaughub bzw. zwischen Ansaug- und Förderhub verringert wird.

Der Verlauf des Fördervolumens errechnet sich nach Gleichung 4-37.

$$V = \int_{\tau_0}^{\tau_1} \dot{V}(t) dt \quad \text{Gleichung 4-37}$$

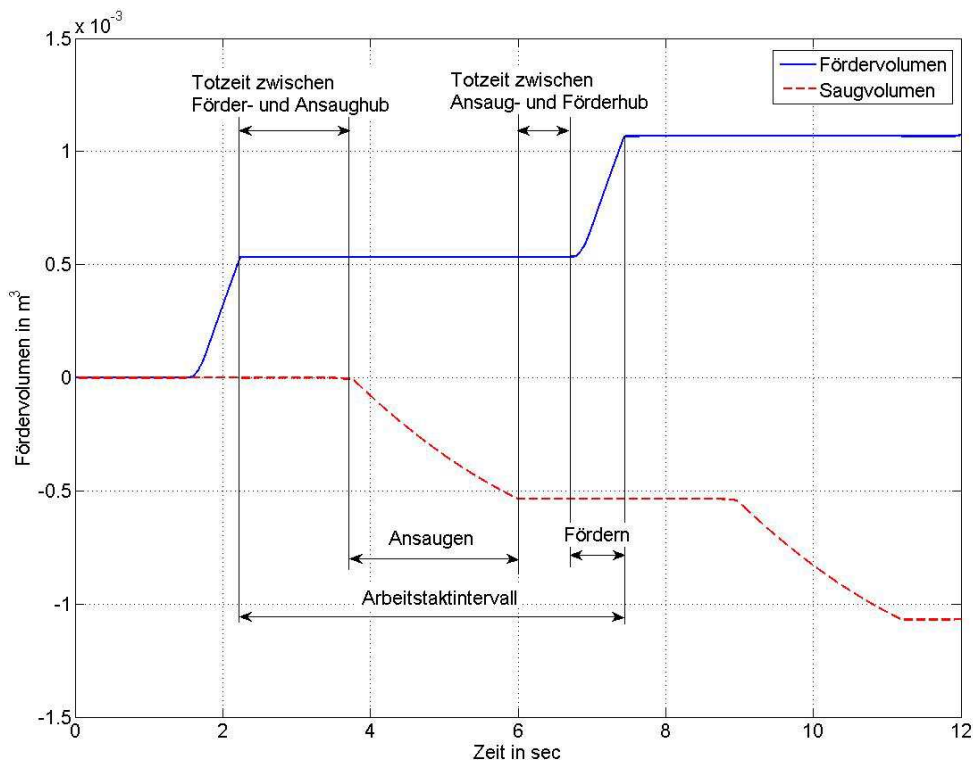


Abbildung 4-29: Förderverhalten bei einer Druckdifferenz von $\Delta p_{HN}=10$ bar, einer Federvorspannung von 440 N und einem vorgegebenen Arbeitstaktzyklus

Zusammenfassend erlauben die Ergebnisse der Simulation eine schnelle Einflussanalyse durch die Variation diverser Parameter. Wenn in späterer Folge die Simulation genau auf eine vorherrschende Situation der Pumpe in einer Anlage abgestimmt wird, und die Simulationsergebnisse mit Messergebnissen abgesichert sind, kann eine sehr effiziente Variantenstudie bezüglich Geometrieparameter, Rückstellkräfte usw. durchgeführt werden.

4.4 Beschreibung der Konstruktion

Dieser Abschnitt beinhaltet die Umsetzung der Auslegungsparameter zum gebrauchsfertigen Funktionsmuster. Bei der Umsetzung müssen, wie schon teils beschrieben, einige Kriterien beachtet werden. Zum einen ist es essentiell, dass auf Grund der verwendeten Kältemittel-Lösungsmittel-Stoffpaarung, die Pumpe dicht gegenüber Ammoniakaustritt ist. Zum anderen saugt die Pumpe eine nahezu siedende Lösung an, wonach spezielles Augenmerk auf Kavitationsvermeidung zu legen war. Bei gegebenem Zustand des anzusaugenden Mediums bedeutete dies, dass die Ansaughöhe und die saugseitigen Strömungsverluste so gering wie möglich zu realisieren sind. Ein weiteres Kriterium beinhaltet die Tatsache, dass es sich um eine Versuchsmaschine handelt. Das heißt, es ist eine häufige und einfache Demontage zu gewährleisten, und die Pumpe selbst muss einfach und sicher in die Anlage ein- und aus der Anlage auskoppelbar sein.

In der Abbildung 4-30 ist eine 2D-Schnittdarstellung der gesamten TSP dargestellt. Diese Darstellung beinhaltet die wichtigsten Haupt- und Funktionsmaße. Im Anschluss an diese Abbildung werden die einzelnen Elemente der TSP im Detail beschrieben. Die Montagezeichnung und die zugehörige Stückliste sind dem Anhang B zu entnehmen.

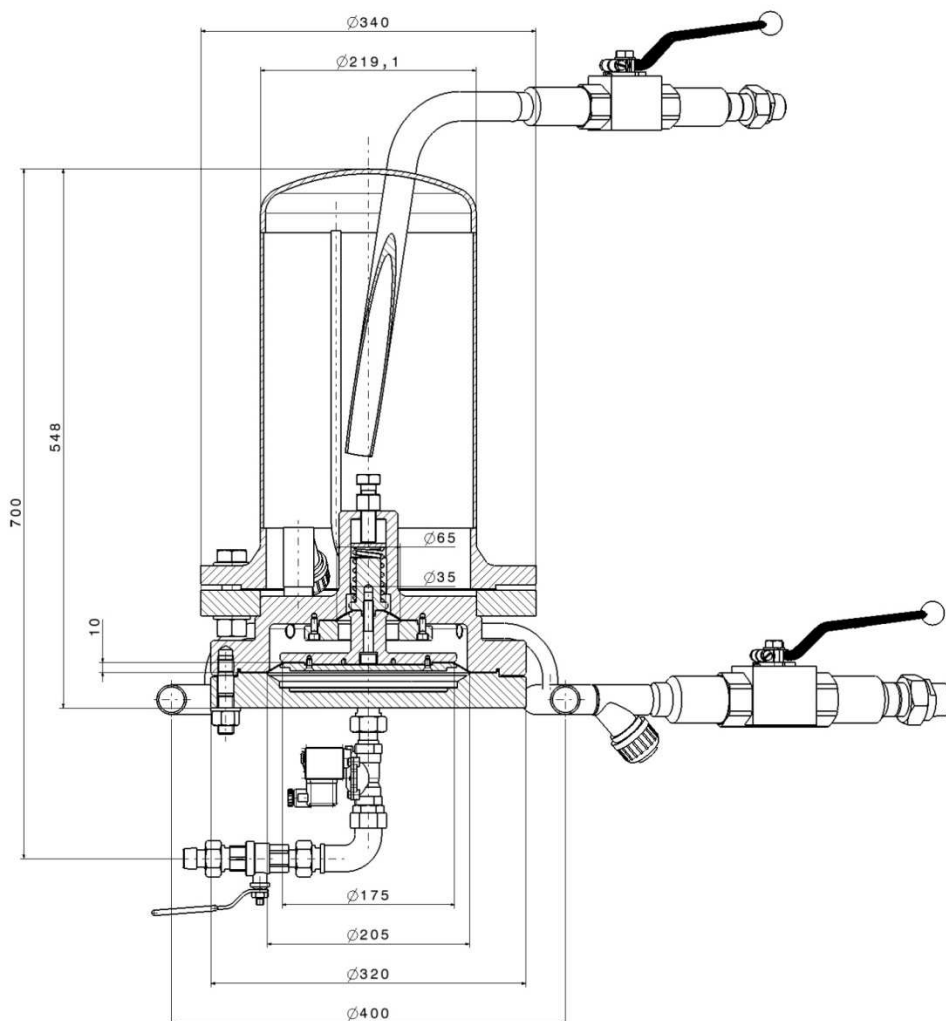


Abbildung 4-30: 2D-Schnittdarstellung der TSP

In Abbildung 4-31 ist die TSP als 3D-Modell dargestellt. Nachstehend sind einige Positionen der Pumpe kurz beschrieben:

- **A** Saugleitung: An dieser Stelle wird die zu fördernde reiche Lösung angesaugt.
- **B** Sammelringrohrleitung: Über drei Rohrbögen wird das Medium aus dem Pumpenraum in der Sammelringrohrleitung zusammen geführt.
- **C** Druckleitung: Der hochdruckseitige Anschluss fördert das Medium zum Generator.
- **D** Magnetventile bzw. Zu- und Ableitung des Antriebskältemitteldampfes
- **E** Anschluss zum Befüllen des Pumpenraumes
- **F** Rückschlagventil: Verhindert das Zurückströmen des auf Hochdruck befindlichen Mediums in den Pumpenraum während des Saugenvorganges.
- **G** Rückschlagventil: Verhindert das Zurückströmen des angesaugten Mediums während des Förderhubes.
- **H** Speicherbehälter: Dieser Behälter speichert reiche Lösung auf Niederdruckniveau und ist für die eigentliche Aufgabe der Pumpe nicht erforderlich. Es handelt sich dabei um eine Bauteilintegration, die es erlaubt, die unterschiedlichen Umlaufmengen je nach Anlagenbetriebspunkt direkt „in der Pumpe“ auszugleichen.
- **I** Entlüftungsrohr: Verringert die Kompressionswirkung im Federraum dadurch, dass der Federraum mit einem relativ großen Volumen auf Niederdruck verbunden ist. Wird auf das Entlüftungsrohr verzichtet, könnte die Kompression und Expansion im Federraum als Gas Feder zur Kolbenrückstellung genützt werden. Zu beachten ist dabei aber, dass dann je nach Anlagenbetriebspunkt sehr hohe Druckdifferenzen auf die kleine Membran wirken.
- **J** Federvorspanneinrichtung: Die Vorspannkraft der Rückstellfeder kann mit dieser Einrichtung stufenlos variiert werden. Eine Schraubenumdrehung entspricht dabei einer Vorspannkraftänderung von 33,9 Newton.

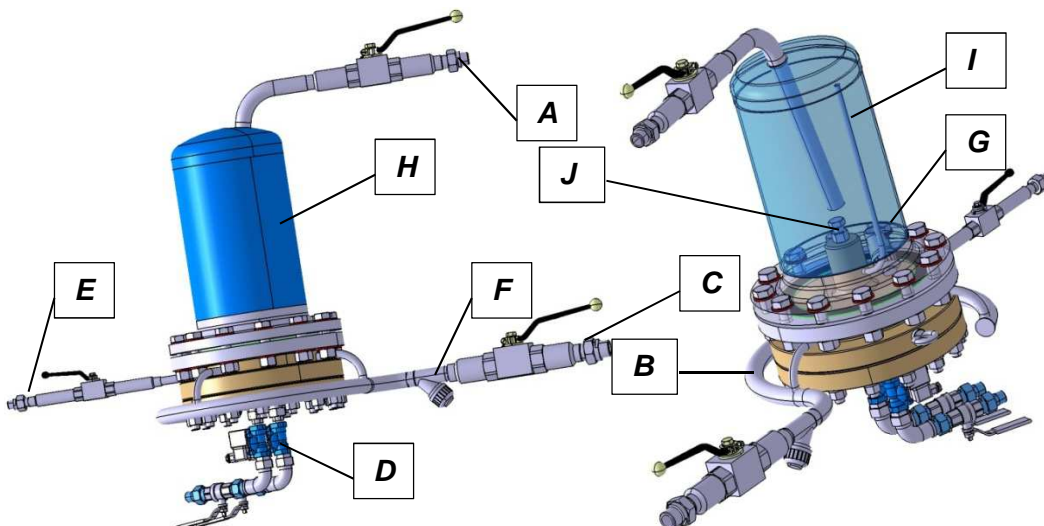


Abbildung 4-31: 3D-CAD-Modell der ausgeführten TSP

4.4.1 Gestaltungsdetails in ausgewählten Bauteilen

Abbildung 4-32 zeigt eine Schnittdarstellung der eigentlichen Pumpe. Mit **K** sind jene Bauteile gekennzeichnet, die zusammen den Membranklemmkolben bilden. Dieser befindet sich in der Darstellung im oberen Totpunkt, und somit am Ende des Förder-Hubes. Die Bewegung dieses Kolbens wurde im Kapitel 4.3 beschrieben. Die kleine Membran ist mit **L** gekennzeichnet, und trennt den Pumpenraum vom Federraum. Mit **M** ist die große Membran gekennzeichnet, die den Krafraum vom Pumpenraum trennt. **N** kennzeichnet das Pumpengehäuse und **O** den Pumpengehäusedeckel. Diese beiden Bauteile wurden mittels Stiftschrauben (Kennzeichnung **P**) miteinander verbunden. Die Stiftschraubenverbindung hat an dieser Stelle den Vorteil, dass ein mehrmaliges Trennen der Verbindung die Gewinde im Pumpengehäuse nicht übermäßig beansprucht (Anreiben).

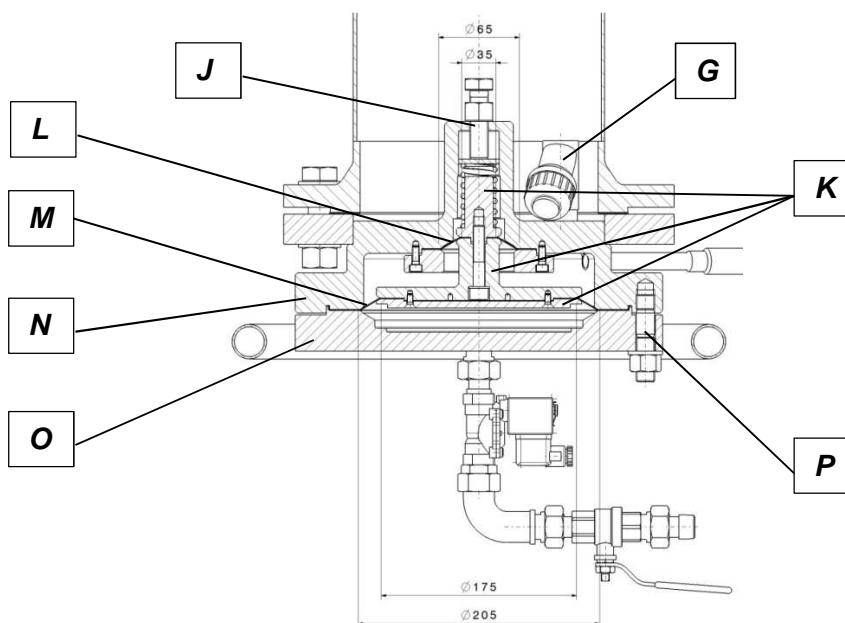


Abbildung 4-32: Schnittdarstellung der TSP

In Abbildung 4-33 ist eine Detailansicht der kleinen Membran am oberen Totpunkt dargestellt. Die kleine Membran erfährt während des Förderhubes eine sehr hohe Belastung auf Grund der Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck. Diese Belastung verursacht ein Ausbeulen der Membrane in Pfeilrichtung (siehe Abbildung). Daraus resultierend musste eine Membranabstützung gegen diese Verformung berücksichtigt werden. Die Membranabstützfläche ist in der Abbildung mit **P** gekennzeichnet. Des Weiteren darf die Membrane nicht über Kanten gebogen werden. So wurden wie mit **Q** gekennzeichnet, Biegeradien von 5 mm vorgesehen. Da die Membranen ständig über die Biegeradien gebogen und gedehnt werden, müssen die Oberflächen der Radien poliert sein, um den Membranverschleiß zu minimieren.

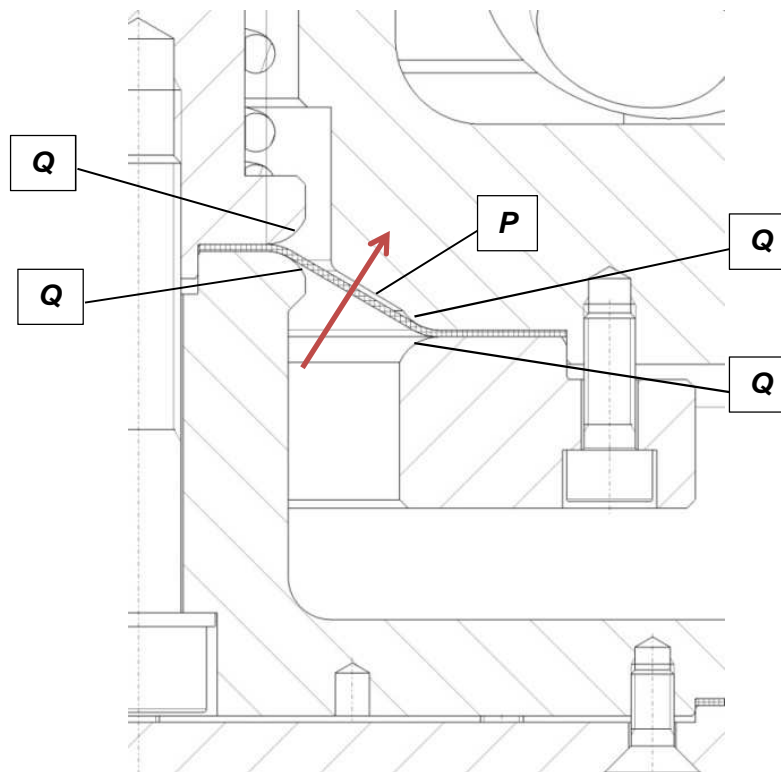


Abbildung 4-33: Detailansicht der kleinen Membrane am oberen Totpunkt

Abbildung 4-34 zeigt die Situation in der Pumpe am unteren Totpunkt. Diese Position ist die Endlage nach dem Ansaug-Hub. Die genaue Positionierung des Klemmkolbens in dieser Endlage ist schwierig, weil der Membranklemmkolben nur über die Membranen mit dem Gehäuse verbunden ist. Um Kollisionen mit dem Gehäusedeckel vermeiden zu können, wurde wie in **R** gezeigt, eine spezielle Formgebung berücksichtigt. Details sind in der Abbildung 4-35 zu sehen.

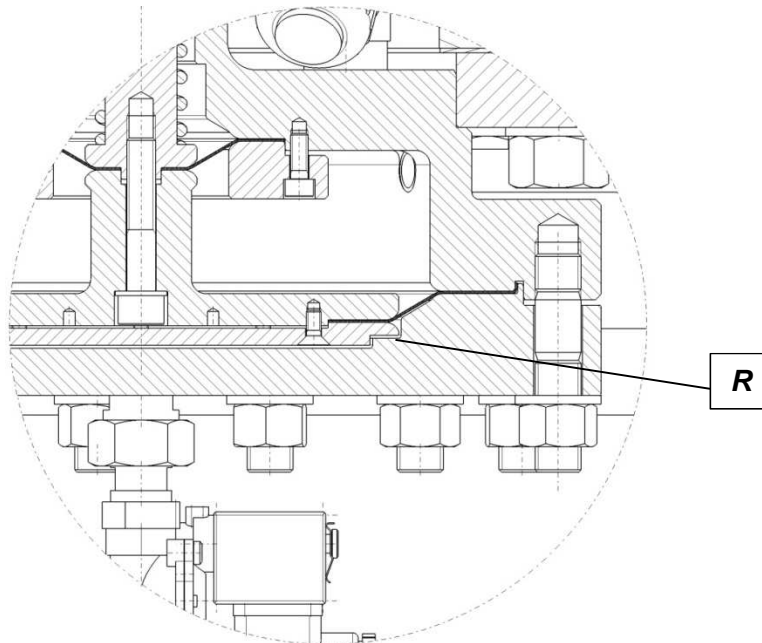


Abbildung 4-34: Detaildarstellung im unteren Totpunkt (Ende des Ansaughubes)

In der Abbildung 4-35 ist die Situation des Membranklemmkolbens im unteren Totpunkt detailliert dargestellt. Hier hat die mit **S** gekennzeichnete Fläche nicht die Aufgabe die Membrane zu stützen (vgl. Abbildung 4-33 Markierung **P**), sondern den Schadraum im unteren Totpunkt zu minimieren. Diese Fläche birgt in weiterer Folge jedoch eine Potentielle Kollisionsgefahr im Punkt **U**.

Im Allgemeinen werden mit zunehmendem Erreichen der Endlage im Totpunkt (siehe Pfeilrichtung) die Membranen gespannt, und somit der Klemmkolben radial zum Gehäusedeckel zentriert. Die Markierung **T** zeigt hier den vorgesehenen Spalt, der eine Kollision zwischen Kolben und Gehäusedeckel vermeiden soll. Die kritische Kolbenposition ist aber jene, wo der Kolben den Punkt erreicht, der mit **U** gekennzeichnet ist. An dieser Position ist die große Membrane noch nicht ausreichend gespannt, und somit könnten sich über die „freie“ Membranlänge radiale Abweichungen in der Position zum Gehäusedeckel ergeben. Aus diesem Grund wurde eine Ausnehmung vorgesehen, wie sie im Punkt **V** gezeigt ist. Diese Ausnehmung garantiert in der zuvor beschriebenen Position einen ausreichend großen Spalt, und ergibt in der Endlage keinen größeren Schadraum.

Ein weiteres Detail in dieser Abbildung ist mit dem Punkt **W** gekennzeichnet. Hier ist ein Zentriersitz vorgesehen, der den Gehäusedeckel zum Gehäuse positioniert. Dieser Sitz hat weiter die Funktion, dass die Membrane beim Aufsetzen des Deckels auf das Gehäuse immer unter Zugbelastung steht, und sich somit keine Wölbungen in der Membrane ergeben. Durch

den Zentriersitz ergibt sich auch eine zusätzliche unabhängige Dichtfläche in axialer Richtung, die als Sicherheit gegen Ammoniakaustritt zu bewerten ist.

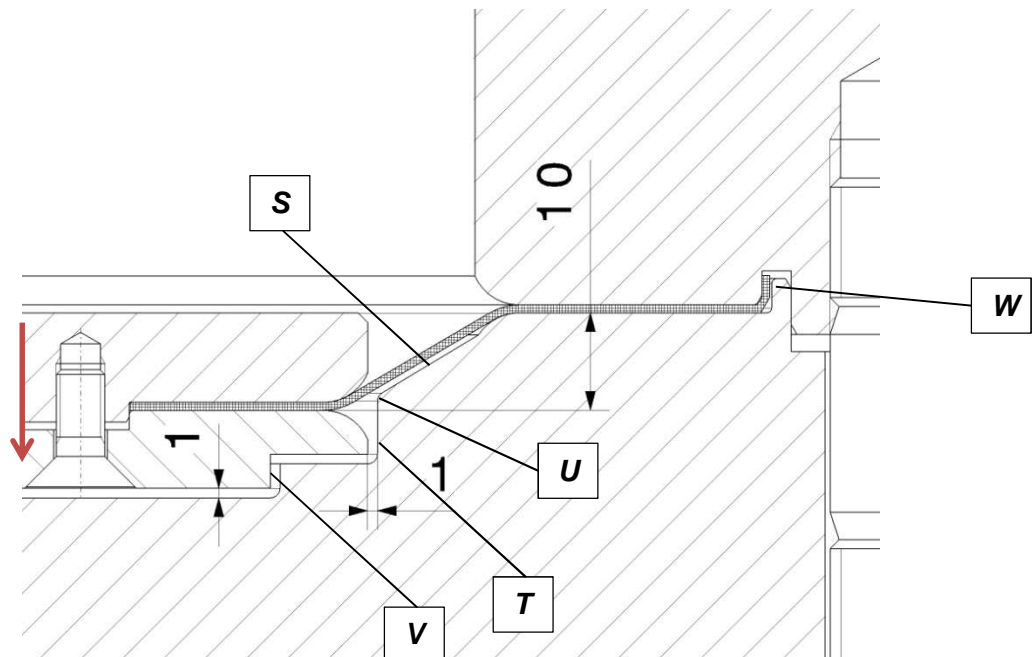


Abbildung 4-35: Detaildarstellung der großen Membran im unteren Totpunkt

4.4.2 Festigkeitsanforderungen

Die Anforderungen an die Bauteile resultieren hauptsächlich aus der Druckbelastung und der Kältemittel-Lösungsmittel-Stoffpaarung. Die wässrige Ammoniaklösung wirkt dabei als Base und erlaubt nur bestimmte Werkstoffe für die Anwendung. Speziell Buntmetalle wie z.B. Kupfer und deren Legierungen wie z.B. Messing sind für die Anwendung nicht geeignet. Besonders bei Armaturen bzw. Ventilen ist darauf zu achten, welche Materialien für Dichtungsaufgaben in Verwendung sind. Als Dichtungswerkstoffe für ammoniakbelastete Teile eignet sich generell Teflon (PTFE) und Äthylen-Propylen-Kautschuk (EPDM).

Die thermischen Belastungen und auch die Belastung aus der Dynamik des Klemmkolbens sind für die Betriebsfestigkeitsbewertung meist zu vernachlässigen. Die maximal zu erwartenden Temperaturen wurden im Kapitel 4.1.1 schon definiert, und haben für die Komponenten aus Stahl hinsichtlich Festigkeit keine Relevanz. Die thermische Belastbarkeit der Membranen und der Magnetventile konnte diesbezüglich von Seiten der Hersteller garantiert werden. Für die dynamischen Belastungen ergab sich aus den Simulationen, dass Lasten aus dem vorherrschenden Drücken dominieren, und etwaige Beschleunigungen sehr gering sind. Bei der Richtungsumkehr des Klemmkolbens sind zwar ruckartige Bewegungen zu erwarten, diese wurden jedoch nicht näher quantifiziert und stellten in den später beschriebenen experimentellen Untersuchungen auch kein Problem dar.

Der Festigkeitsnachweis an den druckbeanspruchten Bauteilen wurde nach den AD-Druckbehälter-Richtlinien geführt. Dabei wurden die hochdruckbelasteten Bauteile auf eine Belastung von 25 bar ausgelegt, und die Niederdruckbauteile auf 20 bar. Obwohl in den Niederdruckbauteilen im Betrieb kein höherer Druck als 10 bar zu erwarten ist (Normalbetrieb liegt bei 3 bis 5 bar), musste aus Sicherheitsgründen eine höhere Druckbelastung berücksichtigt

werden, weil es zu einem Membranbruch der kleinen Membrane kommen könnte. Ein Membranbruch würde einen sofortigen Druckausgleich zwischen Hoch- und Niederdruck bedeuten. Für die hochdruckbelasteten Bauteile, die zusammen den Kraft- und Pumpenraum bilden, wurde kein spezieller Festigkeitsnachweis geführt, weil diese Bauteile aus Gestaltungsgründen sehr großzügig dimensioniert sind.

Behälterrohr, Behälterboden und Flansche

Unter Anwendung der AD 2000-Merkblätter B0, B1, B3 bzw. B9 ergeben sich Mindestwandstärken für die Bauteile des Druckbehälters, der in Abbildung 4-36 dargestellt ist.

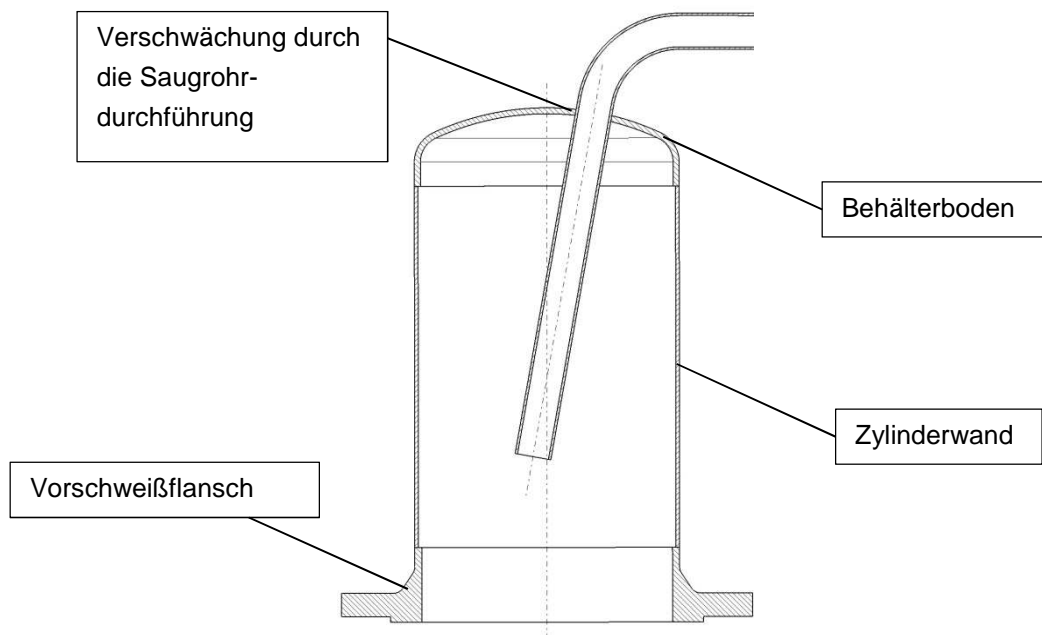


Abbildung 4-36: Darstellung des Speicherbehälters

- s erforderliche Wanddicke einschließlich Zuschläge in mm
- D_a Außendurchmesser in mm
- p Berechnungsdruck in bar
- K Festigkeitskennwert bei Berechnungstemperatur in N/mm^2 (Roloff 2007, TB6-15 S.84)
- S Sicherheitsbeiwert beim Berechnungsdruck (AD Merkblatt B0, Tafel 2)
- v Faktor zur Berücksichtigung von Verschwächungen
- c_1 Zuschlag zur Berücksichtigung der Wanddickenunterschreitung
- c_2 Abnutzungszuschlag
- β Berechnungsbeiwert (AD Merkblatt B3, Abschnitt 8.1.3)

Für die Zylinderwand folgt (AD Merkblatt B1 Gleichung 2):

$$S = \frac{D_a * p}{20 * \frac{K}{S} * v + p} + c_1 + c_2$$

Gleichung 4-38

$$S = \frac{219,1 * 20}{20 * \frac{218}{1,5} * 1 + 20} + 0,4 + 0,2 = 2,1 \text{ mm}$$

Die gewählte Wandstärke für den Behälter beträgt 3 mm. Weitere Informationen zu den einzelnen Bauteilen können dem Anhang B (Stückliste) entnommen werden.

Für die Wandstärke des Behälterbodens gilt das Merkblatt B3 unter Beachtung der Verschwächung nach Merkblatt B9. Aus B9 ergibt sich ein Verschwächungsfaktor für Ausschnitte mit verstärktem Grundkörper und rohrförmiger Verstärkung von $v_A=0,685$ aus Bild 7c. Damit kann unter Verwendung der Gleichung 15 aus AD Merkblatt B3 die erforderliche Wanddicke berechnet werden.

$$S = \frac{D_a * p * \beta}{40 * \frac{K}{S} * v_A} + c_1 + c_2$$

Gleichung 4-39

$$S = \frac{219,1 * 20 * 2,8}{40 * \frac{218}{1,5} * 0,685} + 0,4 + 0,2 = 3,68 \text{ mm}$$

Die gewählte Wandstärke für den Behälterboden beträgt 4 mm.

Für die Flanschverbindung zwischen Speicherbehälter und Pumpengehäuse wurden ein glatter Flansch und ein Vorschweißflansch mit dem zulässigen Nenndruck von 16 bar verwendet. Unter Verwendung des AD Merkblattes B8 wurde nachgewiesen, dass die Flanschblatthöhen auch für den Betrieb bei 20 bar ausreichen.

Verschraubung und Membranklemmung

Es gibt zwei unterschiedliche Hauptaufgaben der Schraubverbindungen in der TSP. Zum einen gibt es Schraubverbindungen die ausschließlich eine ausreichende Membranklemmung realisieren müssen, zum anderen muss die Schraubverbindung zwischen Gehäuse und Gehäusedeckel einer schwellenden Kraft genügen, die aus der Druckbelastung zwischen Hoch- und Niederdruck resultiert. Zusätzlich muss diese Schraubverbindung noch eine ausreichende Restklemm- bzw. Restdichtkraft aufweisen. Gestaltet wurde die Schraubenverbindung in Anlehnung an die Abbildung 4-37. Aus dieser Abbildung geht hervor, dass gegen eine undichte Schraubverbindung eine ausreichende Druckkegelüberdeckung vorzusehen ist. Aus dieser Gestaltungsgrundlage resultierte eine hohe Schraubenanzahl, und somit eine bedingt überdimensionierte Schraubenverbindung bzgl. der aufzunehmenden Lasten.

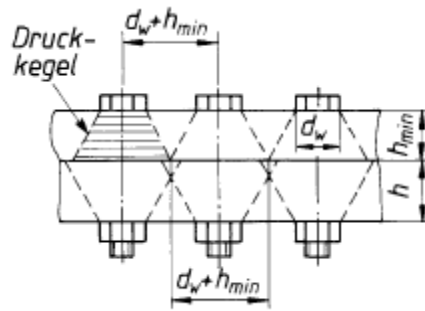


Abbildung 4-37: Darstellung einer günstig gestalteten Schraubverbindung für Dichtaufgaben (Roloff 2007, S. 230)

Eine besonders hohe Belastung auf die Membrane ergibt sich aus der Flächenpressung durch die Schraubverbindung zwischen Gehäuse und Gehäusedeckel. Wie schon erwähnt, muss diese Schraubverbindung der Hochdruckbelastung genügen. Daraus folgt, dass im Montagezustand (unbelasteter Pumpen- und Kraftraum) die volle Vorspannkraft und somit eine sehr hohe Flächenpressung auf die Membrane wirkt. Aus den Durchdrückversuchen nach Abschnitt 4.2.1 ging hervor, dass die dabei angewandte Flächenpressung von 68 N/mm^2 zur Membranklemmung, schon geringfügige optisch erkennbare Beschädigungen aufwiesen. Somit wurde für die maximal zulässige Flächenpressung der Membrane eine Flächenpressung von 40 N/mm^2 als limitierendes Kriterium festgelegt. Die Klemmfläche zwischen Gehäuse und Gehäusedeckel wurde daher so gestaltet, dass sich eine maximale Flächenpressung von $36,5 \text{ N/mm}^2$ einstellen kann.

Die erforderlichen Klemmkräfte in den Membranklemmeinrichtungen wurden nach der vereinfachten Annahme ermittelt, wie sie in Abbildung 4-38 dargestellt ist.

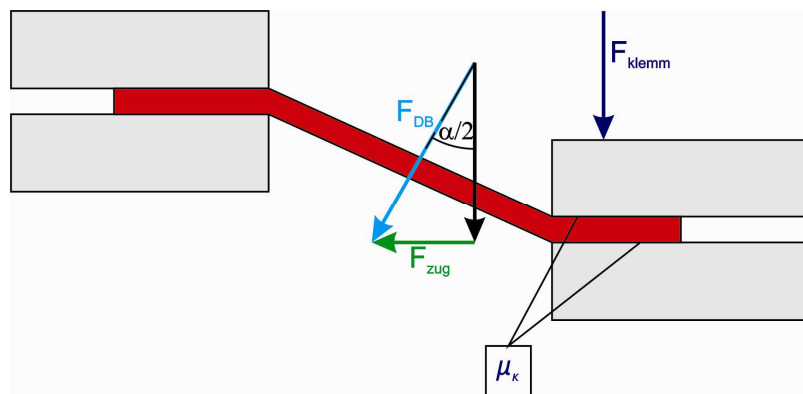


Abbildung 4-38: Schematische Darstellung der Klemmkraftermittlung

- F_{DB} Kraft die aus der Druckdifferenz zwischen den Membranen resultiert
- A_{DB} druckbelastete Membranfläche
- Δp_{DB} Druckdifferenz zwischen den Membranen
- F_{klemm} erforderliche Klemmkraft pro Schraube
- z Anzahl der Schrauben
- F_{zug} Zugkraft

- α maximaler Membranbiegewinkel
- μ_k Haftreibungskoeffizient (siehe Abschnitt 4.2.3)

$$F_{DB} = \Delta p_{DB} * A_{DB} \quad \text{Gleichung 4-40}$$

$$F_{zug} = F_{DB} * \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad \text{Gleichung 4-41}$$

$$F_{klemm} = \frac{F_{zug}}{\mu_k * z} \quad \text{Gleichung 4-42}$$

Membranbelastung

Die höchste Dehnungsbelastung erfährt die kleine Membrane. Diese trennt den Pumpenraum vom Federraum und somit Hochdruck von Niederdruck. Das heißt wiederum, dass auf die kleine Membrane die höchste Druckdifferenz wirkt. Wird weiter noch beachtet, dass diese Membran innen den kleinsten Durchmesser aufweist (siehe Abbildung 4-3 D_{3i}), ergibt sich an dieser Stelle die höchste längenbezogene Belastung. Nachfolgend wird diese Belastung unter Verwendung der Gleichung 4-40 berechnet:

$$F_{DB} = 22 \text{ bar} * 10^{-1} * 2356 \text{ mm}^2 = 5183 \text{ N}$$

Als längenbezogene Belastung wurde vom Membranhersteller ein Wert $\sigma^*_{zul}=50 \text{ N/mm}$ zugelassen. Für die Belastung der kleinen Membran am Durchmesser D_{3i} folgt:

$$\sigma^* = \frac{F_{DB}}{D_{3i} * \pi} \quad \text{Gleichung 4-43}$$

$$\sigma^* = \frac{5183 \text{ N}}{35 \text{ mm} * \pi} = 47,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}} < \sigma^*_{zul}$$

4.4.3 Fertigung und Montage

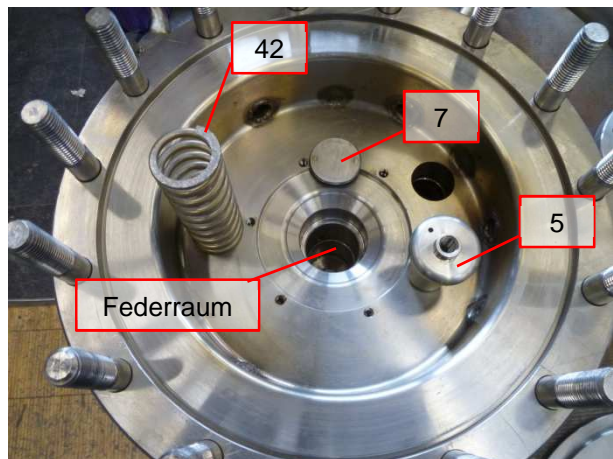
In diesem Abschnitt folgt eine kurze Fertigungs- und Montagebeschreibung

Sämtliche mechanisch gefertigten Bauteile (Position 1 bis 7, siehe Stückliste im Anhang B) wurden auf Basis detaillierter Fertigungszeichnungen, die aus Geheimhaltungsgründen nicht angeführt werden, hergestellt, und von der Firma Heliotherm GmbH in Auftrag gegeben. Die Schweiß- und Montagearbeiten wurden in der Werkstätte am Institut für Wärmetechnik durchgeführt.

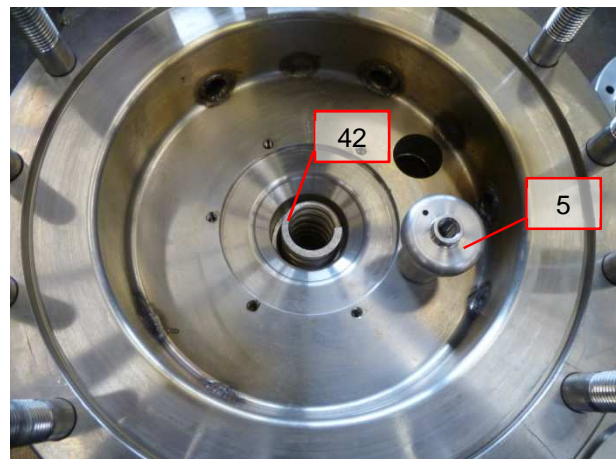
Der Zusammenbau der TSP wird im Anschluss im Detail erklärt. Die Bauteilbezeichnungen beziehen sich dabei auf die Positionen der Stückliste. Generell sind alle Schraubenverbindungen mit dem schraubenspezifischen maximalzulässigen Anzugsmoment anzuziehen, und mit flüssiger Schraubensicherung zu sichern (Loctite 243).

Tabelle 4-3: Beschreibung der Montagefolge

1. In dieser Abbildung sind die Bauteile für den ersten Montageschritt dargestellt. Zuerst wird die Scheibe Pos. 7 in den Federraum als Planauflage für die Feder Pos. 42 eingelegt. Danach wird auf die Scheibe die Feder positioniert.



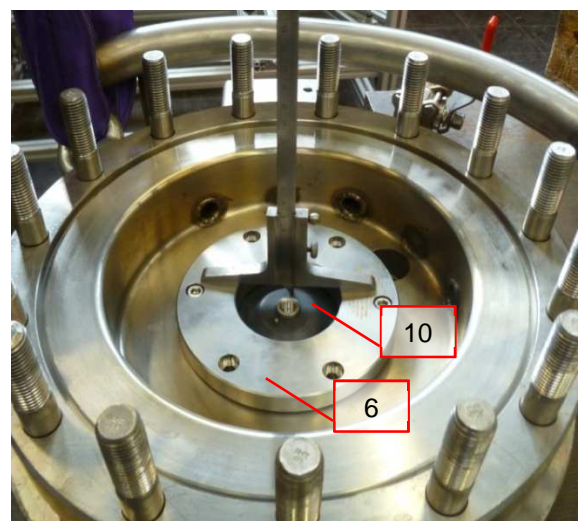
2. Nun wird das Kolbenklemmstück Pos. 5 in die Feder eingeführt, sodass sich ein Dorn für die Druckfeder ergibt.



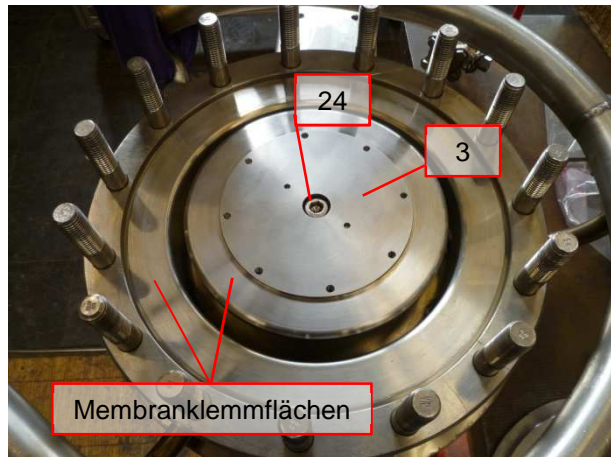
3. Nach dem Einbau des Kolbenklemmstücks wird der Zylinderstift Pos. 31, der die Funktion einer Verdreh Sicherung erfüllt, in das Kolbenklemmstück eingesetzt. Anschließend wird die kleine Membrane so ausgeschnitten, dass sie auf den beiden Membranklemmflächen aufliegt.



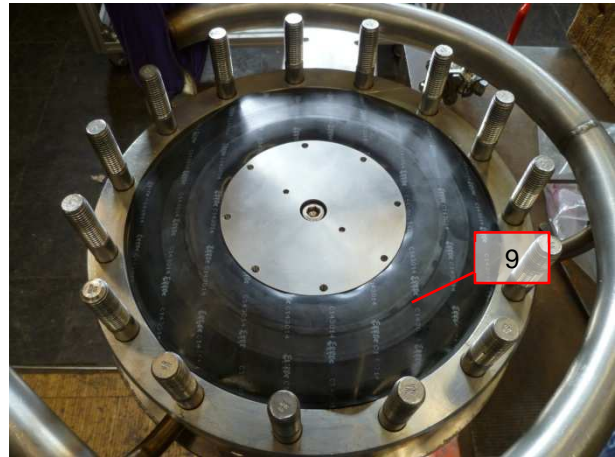
4. Nach dem Einlegen der kleinen Membrane Pos. 10 wird diese mit der Klemmscheibe provisorisch fixiert. Über die Federvorspanneinrichtung muss nun ein Abstand von 10 mm zwischen der Membrane, die auf der Membranklemmfläche des Kolbenklemmstückes aufliegt, und der Klemmscheibe eingestellt werden (siehe Abbildung). Wenn der Abstand eingestellt ist, wird die Klemmscheibe mit dem schraubenspezifischen maximalen Anzugsmoment fixiert.



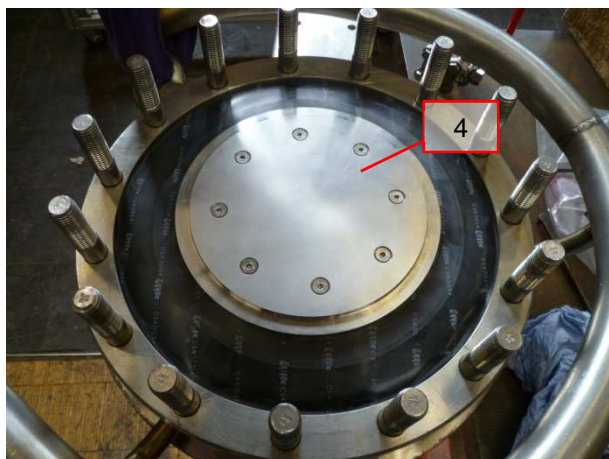
5. Auf das Kolbenklemmstück wird nun der Kolben Pos. 3 mit der Zylinderschraube Pos. 24 fixiert.



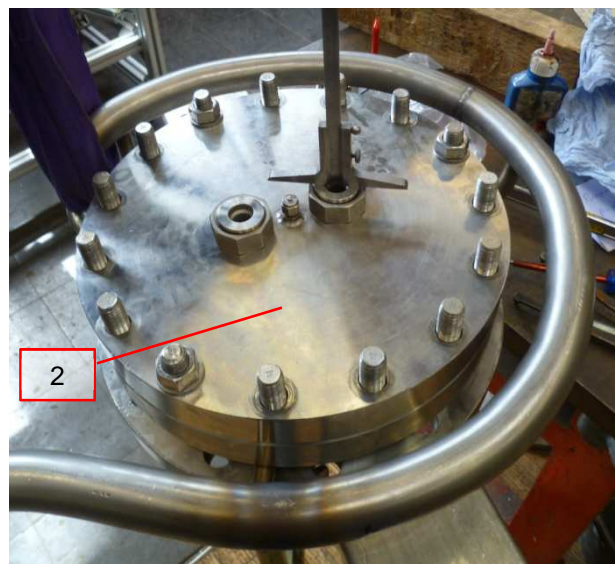
6. Als nächster Schritt folgt die Einpassung der großen Membrane Pos. 9 auf die Membranklemmflächen. Beim Zuschneiden der Membranen ist besonders auf Koaxialität des Innen- und Außendurchmessers zu achten.



7. Nach dem Einpassen der großen Membrane wird diese mit dem Kolbendeckel Pos. 4 geklemmt.



8. Bevor der Gehäusedeckel Pos. 2 mit dem Gehäuse verschraubt wird, muss das Spaltmaß zwischen Kolbendeckel Pos. 4 und Gehäusedeckel Pos. 2, wie in der Abbildung dargestellt, messtechnisch überprüft werden. Es sollte sich Dabei ein Spalt von 1mm einstellen.



9. Die Verschraubung des Gehäusedeckels mit dem Gehäuse ist drehmomentgesteuert mit dem maximal zulässigem Anzugsmoment anzuziehen.



10. Abschließend wird der Speicherbehälter mit der Pumpe verschraubt.



4.5 Kostenanalyse

Da die Kosten der TSP einen Parameter für den Erfolg dieses Projektes darstellen, wird das Kapitel 4 mit einer Analyse bzgl. der Herstellkosten abgeschlossen. Dazu werden die Kosten von unterschiedlichen Ausführungsvarianten betrachtet, und etwaige Einsparungspotentiale durch eine optimierte fertigungsgerechte Gestaltung abgeschätzt. Die dazu angenommenen Kosten (excl. Steuer) der einzelnen Bauteile begründen sich auf eingeholten Angeboten, aktuellen Bestellungen und unterliegen natürlich der Genauigkeit von diversen Preisentwicklungen. Für Fertigung (Schweiß- und Montagetätigkeiten) wurden Stundensätze in der Höhe von 55 €/h angenommen.

In Abbildung 4-39 ist jene TSP-Variante dargestellt, wie sie im Zuge dieses Projektes gebaut wurde. Besonderheiten dieser Ausführung sind der Speicherbehälter **A**, der über die Flanschverbindung **B** mit der eigentlichen Pumpe verbunden ist. Zusätzlich ist in dieser Ausführung eine Federraumentlüftung vorgesehen, wie es mit **C** gekennzeichnet ist. Die Ausführung erlaubt somit eine einfache Demontage, eine einfache Einstellung der Federvorspannung und diverse andere Manipulationsmöglichkeiten die in einer seriennahen Ausführung nicht erforderlich wären.

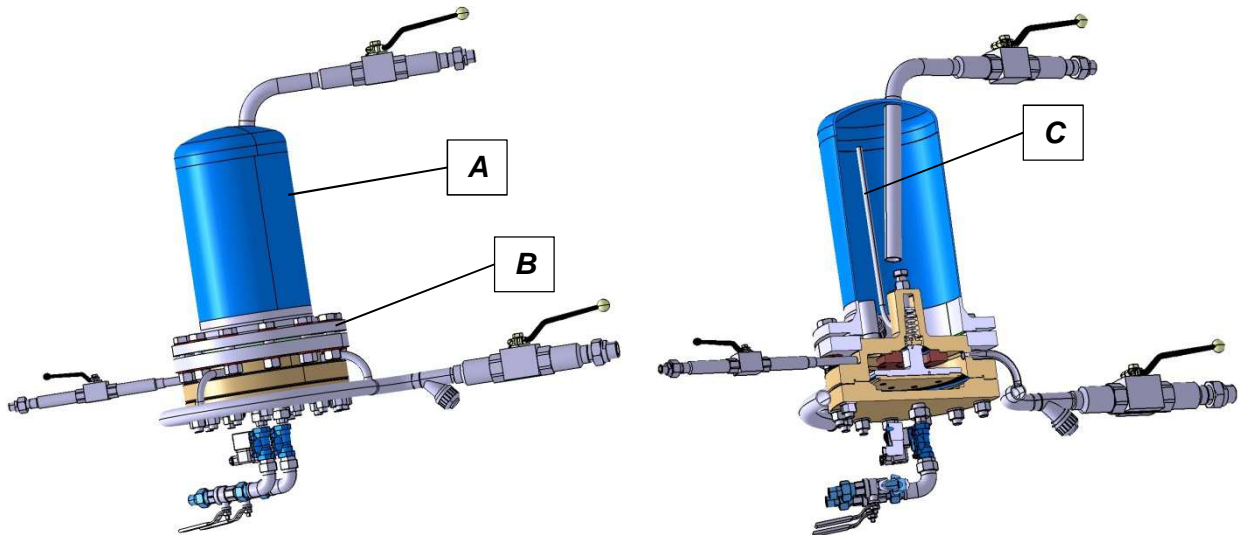


Abbildung 4-39: Darstellung des ausgeführten TSP-Funktionsmusters inklusive Speicherbehälter und Federraumentlüftung

In Tabelle 4-4 ist die Kostenauflistung des gebauten TSP-Prototypen dargestellt. Dabei ist erkennbar, dass die wesentlichen Kostenträger das Gehäuse und die Magnetventile sind. Die Kosten der Magnetventile sind vom Markt vorgegeben, und könnten nur durch eine hohe Stückzahl positiv beeinflusst werden. Das Gehäuse birgt aber einiges an Einsparungspotential. Für das Funktionsmuster wurde das Gehäuse aus einem Stück gefertigt, wonach sich sehr hohe Halbzeug Kosten (Materialkosten) ergaben. Eine mehrteilige Schweißkonstruktion dieses Bauteils könnte die Kosten deutlich senken (geschätztes Einsparungspotential 20%). Am Gehäusedeckel könnte durch ein direktes Anschweißen der Zu- und Ableitungen die Wandstärke reduziert werden (geschätztes Einsparungspotential 5%).

Tabelle 4-4: Kostenauflistung des TSP-Funktionsmusters inklusive kalkuliertem Optimierungspotential

Funktionsmuster			optimiertes Funktionsmuster		
Benennung	Pos.	Kosten [€]	Optimierungspotential	Bewertung [%]	opt. Kosten [€]
Gehäuse	1	2300	Schweißkonstruktion	-20	1840
Gehäusedeckel	2	550	Wandstärkenreduktion	-5	523
Kolben	3	350			350
Kolbendeckel	4	90			90
Kolbenklemmstück	5	75			75
Klemmscheibe	6	135			135
Membranen	9, 10	14			14
Behälterrohr	11	55			55
Gewölbter Boden	12	39,5			40
Vorschweißflansch	13	105,5			106
Glatterflansch	14	93			93
Rückschlagventile	33	116			116
Magnetventile	34	1000			1000
Druckfeder	42	16			16
Rohrleitungen	16, 17, 18, 43	50			50
Armaturen	35 bis 41	262			262
Schrauben und Zubehör	19 bis 31	70			70
Summe Zukaufteile		5321			4834
Schweißarbeiten	8 Stunden	440			440
Montagetätigkeit	5 Stunden	275			275
Summe Herstellkosten		6036	Summe Herstellkosten		5549

In Abbildung 4-40 ist eine seriennahe Variante der TSP dargestellt. In dieser Variante ist der Speicherbehälter direkt an das Pumpengehäuse angeschweißt, wodurch die Flanschverbindung zwischen diesen Bauteilen entfällt. Die dadurch resultierende hermetisch dichte Verbindung dieser Bauteile ist ein positiver Effekt. Als negative Auswirkung ergibt sich die Tatsache, dass nach der Fertigstellung der Pumpe die Federvorspannung nicht mehr variiert werden kann.

Zusätzlich wurde hier auf die Federraumentlüftung verzichtet. Dadurch ergibt sich eine zusätzliche Gasfederung im Federraum.

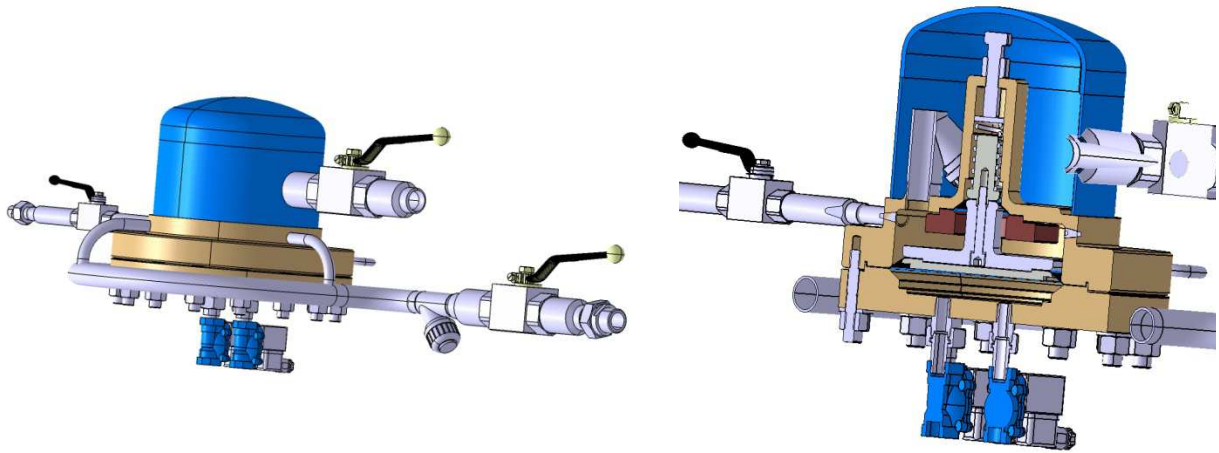


Abbildung 4-40: Darstellung der TSP-Variante 1 mit aufgeschweißten Speicherbehälter und ohne Federraumentlüftung

Die nachstehende Tabelle 4-5 zeigt die kostenmäßige Bewertung der zuvor beschriebenen Variante 1 im Vergleich zum gebauten Funktionsmuster. Darin ist zu erkennen, dass sich eine deutliche Kostenreduktion ergibt, ohne dass auf wesentliche Funktionen der Pumpe verzichtet wird.

Tabelle 4-5: Gengenüberstellende Kostenauflistung zwischen Funktionsmuster und Variante 1

Funktionsmuster			Variante 1		
Benennung	Pos.	Kosten	Optimierungspotential	Bewertung [%]	opt. Kosten [€]
Gehäuse	1	2300	Schweißkonstruktion+ reduzierte Wandstärke	-30	1610
Gehäusedeckel	2	550	Wandstärkenreduktion	-5	523
Kolben	3	350			350
Kolbendeckel	4	90			90
Kolbenklemmstück	5	75			75
Klemmscheibe	6	135			135
Membranen	9, 10	14			14
Behälterrohr	11	55			55
Gewölbter Boden	12	39,5			40
Vorschweißflansch	13	105,5	entfällt		0
Glatteflansch	14	93	entfällt		0
Rückschlagventile	33	116			116
Magnetventile	34	1000			1000
Druckfeder	42	16			16
Rohrleitungen	16, 17, 18, 43	50			50
Armaturen	35 bis 41	262			262
Schrauben und Zubehör	19 bis 31	70	ohne Flanschverschraubung		60
Summe Zukaufteile		5321			4395
Schweißarbeiten	8 Stunden	440	6 Stunden		330
Montagetätigkeit	5 Stunden	275			275
Summe Herstellkosten		6036	Summe Herstellkosten		5000

Die Abbildung 4-41 zeigt die Variante 2 der TSP, in der keine Lösungsmittelspeicherung durch einen Behälter vorgesehen ist. Diese Variante erfüllt nur die eigentliche Aufgabe der Pumpe und steht somit im direkten Kostenvergleich mit den bisher verwendeten Pumpenkonzepten.

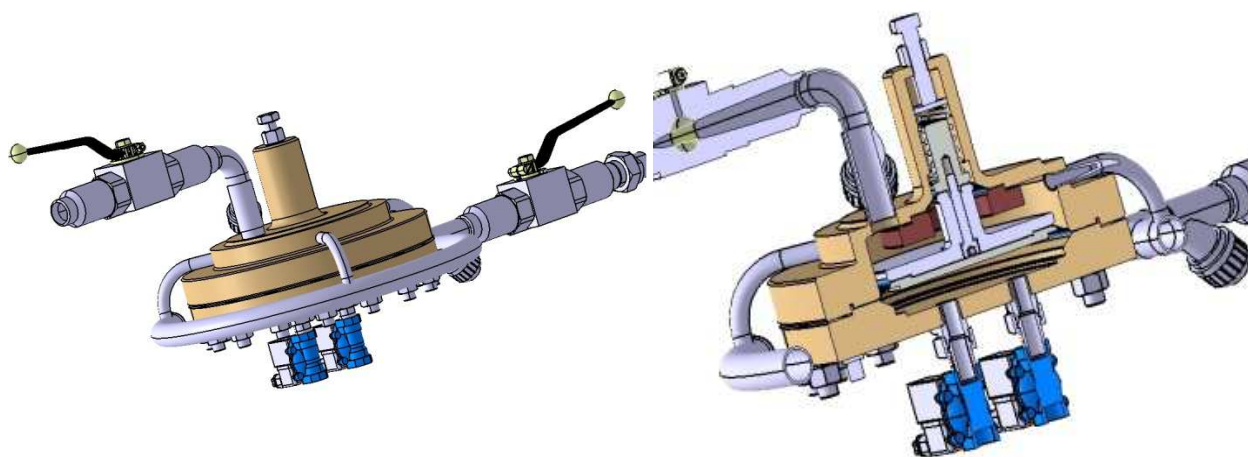


Abbildung 4-41: Darstellung der TSP-Variante 2 ohne Speicherbehälter und ohne Federraumentlüftung

4 Auslegung und Konstruktion

In Tabelle 4-6 ist wiederum ein Kostenvergleich der zuvor beschriebenen Variante 2 mit dem gebauten Funktionsmuster dargestellt. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass diese Variante nicht mehr alle Funktionen des ursprünglichen Funktionsmusters enthält.

Tabelle 4-6: Gengenüberstellende Kostenauflistung zwischen Funktionsmuster und Variante 2

Funktionsmuster			Variante 2		
Benennung	Pos.	Kosten	Optimierungspotential	Bewertung [%]	opt. Kosten [€]
Gehäuse	1	2300	Schweißkonstruktion+ reduzierte Wandstärke	-30	1610
Gehäusedeckel	2	550	Wandstärkenreduktion	-5	523
Kolben	3	350			350
Kolbendeckel	4	90			90
Kolbenklemmstück	5	75			75
Klemmscheibe	6	135			135
Membranen	9, 10	14			14
Behälterrohr	11	55	entfällt		0
Gewölbter Boden	12	39,5	entfällt		0
Vorschweißflansch	13	105,5	entfällt		0
Glatterflansch	14	93	entfällt		0
Rückschlagventile	33	116			116
Magnetventile	34	1000			1000
Druckfeder	42	16			16
Rohrleitungen	16, 17, 18, 43	50			50
Armaturen	35 bis 41	262			262
Schrauben und Zubehör	19 bis 31	70	ohne Flanschverschraubung		60
Summe Zukaufteile		5321			4301
Schweißarbeiten	8 Stunden	440	4 Stunden		220
Montagetätigkeit	5 Stunden	275	4 Stunden		220
Summe Herstellkosten		6036	Summe Herstellkosten		4741

Zusammenfassend ergeben sich ohne nennenswerte fertigungsbezogene Optimierungen Herstellkosten für die TSP im Bereich von 4800 Euro. Diese Kosten ergeben sich aus der Betrachtung einer Einzelstückfertigung. Werden höhere Stückzahlen berücksichtigt, und noch weitere fertigungstechnische Optimierungen angestellt, kann mit einer geschätzten Kostenreduktion von etwa 20 bis 25 Prozent gerechnet werden. Eine 20 prozentige Reduktion der Herstellkosten würde letztendlich Kosten in der Höhe von 3840 Euro für die TSP ergeben.

5 INBETRIEBNAHME UND ERSTE VERSUCHSERGEBNISSE

In diesem Kapitel werden der Versuchsaufbau und die Versuchsdurchführung zu den ersten Untersuchungen mit Wasser als Fördermedium und Luft als Antriebsmedium beschrieben.

Die neu entwickelte TSP wurde aus verschiedenen Gründen auf einem Wasser-Luft-Prüfstand getestet. Zum einen ist das Risiko durch etwaige unvorhersehbare Fehler im Betrieb mit Wasser und Luft wesentlich geringer, als im Betrieb mit dem Arbeitsstoffpaar Ammoniak-Wasser. Zum anderen würde die Untersuchung des Pumpenverhaltens in der AWP sehr von der Trägheit der Anlage abhängen. Mit dem Wasser-Luft-Prüfstand ist es einfacher möglich, relativ schnell verschiedenste Betriebspunkte vorzugeben, um das Pumpenverhalten zu verstehen. Im Zuge der Versuche wurde die Pumpe auch des Öfteren demontiert, um mögliche Einflüsse und Veränderungen an den Bauteilen nach einer Betriebsphase zu analysieren. Ein weiterer Grund für den Vorabbetrieb mit Wasser-Luft, war das einfache Befüllen und Entleeren der Pumpe bzw. die einfache Inbetriebnahme am Prüfstand.

In wie weit die Erkenntnisse des Wasser-Luft-Vorabversuchs mit dem realen Betrieb der Pumpe in der AWP übereinstimmen, ist natürlich in einem weiteren Schritt zu prüfen. Dazu ist geplant, die Pumpe in der AWP PC19 in Betrieb zu nehmen. Im Zuge dieser Arbeit war es zeitlich nicht mehr möglich, diese Ergebnisse zu dokumentieren. Folgende Abweichungen bzw. Probleme könnten gegenüber dem Wasser-Luft-Betrieb auftreten:

- Probleme im Saugverhalten auf Grund von Kavitation,
- Druckschwankungen im Generator durch das Abzapfen des Antriebsdampfes und durch das pulsierende Förderverhalten der TSP,
- so wie alle Probleme die der Unterschied zwischen kaltem Antriebsgas und heißem Antriebsdampf ergibt (z.B. Kondensation).

5.1 Versuchsaufbau

Da der verwendete Prüfstand zur Untersuchung der TSP im Detail schon für die Vorversuchspumpe (vgl. Kapitel 3.4) beschrieben wurde, wird an dieser Stelle an die Arbeit von Kotnig (2011) verwiesen. In diesem Abschnitt wird der Versuchsaufbau nur soweit erneut beschrieben, dass die Ergebnisse im nächsten Abschnitt erklärbar sind.

In Abbildung 5-1 ist der Versuchsaufbau zur Untersuchung der TSP schematisch dargestellt. Dabei wird über die Saugleitung aus dem Reservoir **A** Wasser durch das Rückschlagventil **R2** in den Pumpenraum gesaugt. Im Pumpenraum wird der Druckverlauf über den Absolut-Drucktransmitter **Ad3** gemessen. Im anschließenden Förderhub wird das Wasser durch das Rückschlagventil **R1** und durch das Strangreguliertventil **SRV1** in den Druckbehälter **C** gepumpt. In diesem Druckbehälter, der den Generator einer AWP simuliert, befindet sich sowohl Wasser als auch Druckluft auf Hochdruckniveau. Die Druckluft wird periodisch je nach Magnetventilschaltung **M1** bzw. **M2** abgezapft und der Pumpe als Antriebsenergie zur Verfügung gestellt.

Die dafür benötigte Luft strömt von einer Druckluftquelle (ca. 8,5 bar) durch ein Druckbegrenzungsventil (DBV) nach.

Im stationären Betrieb füllt sich der Druckbehälter zunehmend mit Wasser, bis das niveaugesteuerte Magnetventil **M3** öffnet, und den Druckbehälter bis zu einem Mindestniveau durch das Strangreguliertventil **SRV2** in das Reservoir **B** entleert. Die Masse des geförderten Wassers, das sich im Reservoir **B** sammelt, wird mittels einer Waage gravimetrisch gemessen. Zusätzlich wird auch noch der Absolut-Druckverlauf im zuvor beschriebenen Druckbehälter (**Ad2**) und im Kraftraum (**Ad1**) gemessen.

Die Steuerung der Magnetventile und die Aufzeichnung der Messwerte wurden mittels der Software *LabVIEW* (National Instruments) realisiert.

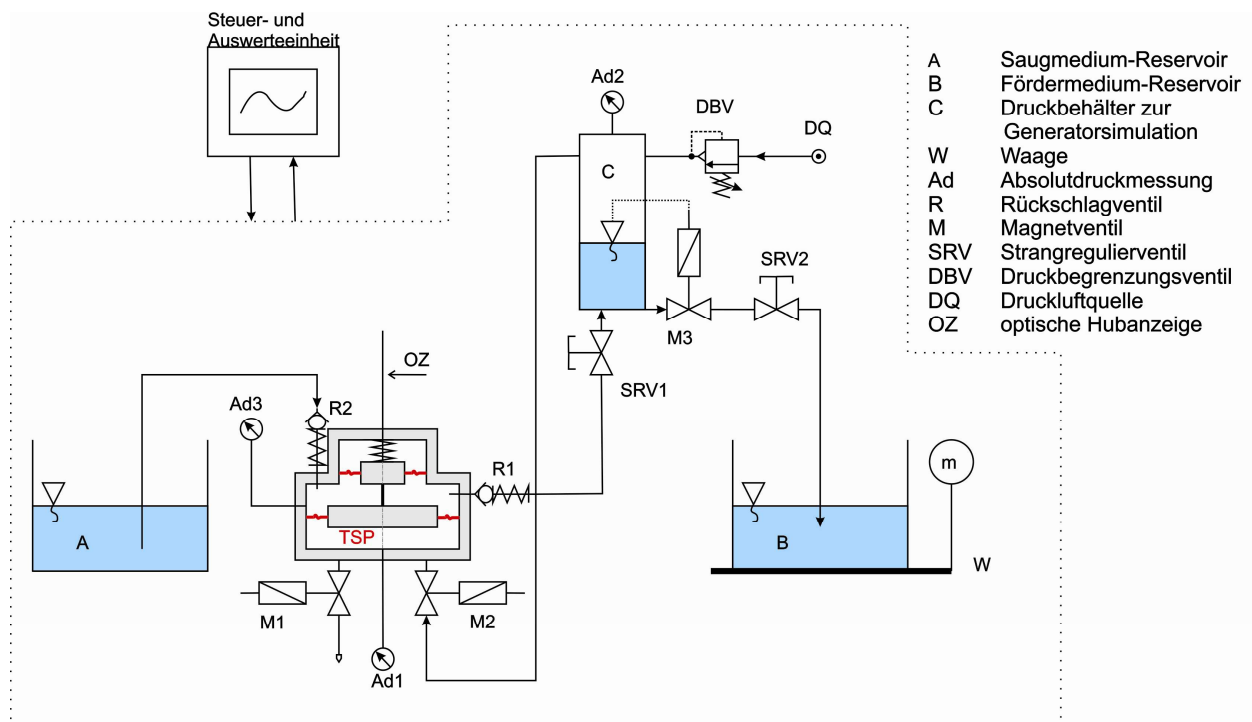


Abbildung 5-1: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaues zur Untersuchung der TSP

Messgeräte

Die Analyse der verwendeten Messgräte bzgl. Messgenauigkeit ist im Detail aus der Diplomarbeit Kotnig (2011) zu entnehmen.

Im aktuellen Versuchsaufbau wurden drei Drucktransmitter mit der Bezeichnung *Model 1151AP7E22 Alphasine Pressure Transmitter* vom Hersteller *Rosemount* für die Aufnahme der Druckverläufe verwendet. Die Genauigkeit dieser Drucktransmitter wird vom Hersteller mit $\pm 0,25\%$ des eingestellten Messbereichs angegeben. Bei der Kalibrierung der Drucktransmitter wurde ein Messbereich von 10 bar eingestellt, wonach sich eine Messunsicherheit von $\pm 0,025$ bar ergibt.

Für die gravimetrischen Messungen des geförderten Wassers wurde eine Waage mit der Bezeichnung *GX-6100 A&D* vom Hersteller *A&D* verwendet. Die Messunsicherheit dieser Waage ist laut Herstellerangabe über den gesamten Messbereich kleiner $\pm 0,15$ Gramm bei einer Auflösung des Messwertes von 1 Gramm.

5.2 Beschreibung der Versuchsdurchführung

In diesem Abschnitt werden die Ziele der Versuche erläutert und die Durchführung der Versuche beschrieben.

Die Hauptaufgabe der Versuchsdurchführung war das Kennenlernen des Verhaltens der TSP in verschiedenen Betriebsvarianten und in verschiedenen Betriebspunkten. Anzumerken ist an dieser Stelle, dass die absoluten Messwerte im Luft-Wasser-Betrieb nur bedingt Gültigkeit für den späteren Betrieb der Pumpe in der AWP haben werden. Somit war das primäre Ziel, durch Aufnahme verschiedener Kennlinien Trends zu erforschen, aus denen das Verhalten der Pumpe allgemein gültig beschrieben werden kann.

Folgende Einflüsse wurden im Zuge der experimentellen Untersuchungen versucht zu verstehen:

- Einfluss der Federvorspannkraft auf die Förderleistung bei unterschiedlichen Hochdruckniveaus;
- Einfluss der Federvorspannkraft auf die Entwicklung des Unterdrucks im Pumpenraum während des Saugens und auf die Entwicklung des Überdrucks im Pumpenraum während des Förderns;
- Einfluss der Federvorspannkraft auf die Startdruckdifferenz. Das heißt, bei welcher minimalen Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck beginnt die Pumpe zu fördern;
- Einfluss des Arbeitstaktintervalls auf das Förderverhalten der Pumpe;
- Entwicklung des Förderverhaltens bei steigendem druckseitigen Druckverlust;

Vor dem Beginn der Versuchsdurchführung wurde eine Versuchsmatrix erstellt. Diese Versuchsmatrix beinhaltet als Referenz den Dateinamen der einzelnen Messdaten-Dateien und andere spezifische Merkmale, die den einzelnen Versuch charakterisieren. Dem Dateinamen ist dabei folgender Code zugrunde gelegt:

a_bb_cc_dd_ee_ff

- **a**: Differenzdruck zwischen Hoch- und Niederdruck
- **bb**: Öffnungszeit des Magnetventils M2 zur Hochdruckquelle in zehntel Sekunden (20 ± 2 Sekunden)
- **cc**: Öffnungszeit des Magnetventils M1 zum Niederdruckanschluss in zehntel Sekunden (20 ± 2 Sekunden)
- **dd**: vv entspricht der maximalen Rückstellfeder-Vorspannkraft von 440 N; rv bzw. keine Angabe an dieser Stelle entspricht einer reduzierten Vorspannkraft von 220 N; kv bedeutet das keine Vorspannkraft eingestellt wurde.
- **ee**: Laufende Nummer ohne Bedeutung.

- **ff:** Die Kennzeichnung x bedeutet, dass es sich um eine Wiederholte Messung zur Reproduzierbarkeitsüberprüfung handelt. xx bedeutet, dass es sich um eine 2. Reproduzierbarkeitsmessung handelt.

Die Dateibezeichnung 7_25_20_01_rv_x bezeichnet somit folgenden Versuch: Druckdifferenz zwischen Hoch- und Niederdruck von 7 bar; eine eingestellte Förderzeit von 2,5 Sekunden; eine eingestellte Ansaugzeit von 2 Sekunden; Versuchsnummer 1; eine reduzierte Vorspannkraft von 220 N; es ist eine Messung zur Reproduzierbarkeitsprüfung

Insgesamt wurden 119 verschiedene Betriebspunkte untersucht, und zusätzlich 12 Referenzversuche zur Reproduzierbarkeitskontrolle durchgeführt.

Der Versuchsablauf gestaltete sich folgender Maßen: Jeder Betriebspunkt entspricht einer zehnmütigen Förderdauer der Pumpe. Zu jedem Betriebspunkt wurde dazu die geförderte Masse bestimmt, sowie die diversen Druckverläufe gemessen. Die Abtastrate der Druckmessung betrug dabei ca. 10 Hz. Die gewählte Abtastrate ergibt bei den kleinsten Arbeitstaktabschnitten von ca. 0,1 Sekunden einen ausreichend genauen Kurvenverlauf, jedoch kann das Verhalten der TSP im Schaltintervall der Magnetventile (25 Millisekunden) nicht im Detail aufgelöst werden. Aus Gründen der Messdatengröße wurde jedoch keine höhere Auflösung gewählt.

Wesentlich für die Versuchsergebnisse ist die Reproduzierbarkeit der Versuche. Um diese zu garantieren, wurden jeweils nach Beendigung einer Versuchsreihe und vor dem Start einer neuen Versuchsreihe Referenzversuche durchgeführt. Zusätzlich wurden auch während mancher Versuchsreihen nach auftreten etwaiger Unregelmäßigkeiten Referenzversuche durchgeführt. Die Referenzversuche wurden so durchgeführt, dass ein zeitferner Versuch mit gleichen Einstellungen wiederholt wurde, um die Abweichungen im Ergebnis analysieren zu können.

Die Reproduzierbarkeit der Versuche wird nachfolgend an Hand der Massenstrommessung betrachtet. Dazu sind in Tabelle 5-1 die durchgeführten Messungen aufgelistet. Es wurde jeweils von einer Referenzmessung ausgehend, die absolute Messwertabweichung zu einer Reproduzierbarkeitsmessung bestimmt. Beispielhaft wird nachstehend die absolute Abweichung $x(i)$ bzw. $x^*(i)$ der Reproduzierbarkeitsmessung Nr. 1 berechnet.

$$x(i) = |\dot{m}_{w\text{ Ref}} - \dot{m}_{w\text{ Rep}}| \quad \text{Gleichung 5-1}$$

$$x(1) = |179,78 - 178,39| = 1,39 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$x^*(i) = \frac{\dot{m}_{w\text{ Ref}} * 100}{\dot{m}_{w\text{ Rep}}} \quad \text{Gleichung 5-2}$$

$$x^*(1) = \frac{179,78 * 100}{178,39} = 0,8 \%$$

5 Inbetriebnahme und erste Versuchsergebnisse

Tabelle 5-1: Messergebnisse der Reproduzierbarkeitsversuche

Nr.	Dateiname der Referenzmessung	Dateiname der Reproduzierbarkeitsmessung	Massenstrom \dot{m}_w [kg/h]	absolute Abweichung $x(i)$ [kg/h]	absolute Abweichung $x^*(i)$ [%]
	5_20_20_02		179,78		
1		5_20_20_02_x	178,39	1,39	0,8
	5_20_20_02_kv		159,84		
2		5_20_20_02_kv_x	161,28	1,44	0,9
	5_30_30_01_kv		156,31		
3		5_30_30_01_kv_x	151,79	4,52	2,9
	5_15_10_03_vv		251,64		
4		5_15_10_03_vv_x	249,8	1,84	0,7
	7_25_25_00		294,27		
5		7_25_25_00_x	293,72	0,55	0,2
6		7_25_25_00_xx	295,32	1,05	0,4
	7_25_25_02		219,87		
7		7_25_25_02_x	218,32	1,55	0,7
	7_30_20_03		229,9		
8		7_30_20_03_x	224,04	5,86	2,5
9		7_30_20_03_xx	227,49	2,41	1,0
	7_20_10_03_vv		233,39		
10		7_20_10_03_vv_x	228,68	4,71	2,0
	7_10_05_06_vv		176,77		
11		7_10_05_06_vv_x	175,81	0,96	0,5
	7_25_20_02		279,01		
12		7_25_20_01_rv_x	274,48	4,53	1,6

Der Mittelwert (Gleichung 5-3) und die Standardabweichung (Gleichung 5-4) können wie folgt berechnet werden (Timischl 2002, S. 35f):

$$\bar{x} = \frac{1}{n} * \sum_{i=1}^n x_i \quad \text{Gleichung 5-3}$$

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} * \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad \text{Gleichung 5-4}$$

- $\bar{x}_{\text{rechnerisch}} = 2,57 \text{ kg/h}$
- $s_{\text{rechnerisch}} = 1,82 \text{ kg/h}$

Zusammenfassend ergibt die Auswertung, dass eine mittlere absolute Abweichung von ca. 2,6 kg/h bei Messgrößen von über 150 kg/h eine sehr gute Reproduzierbarkeit der Versuchsdurchführung bedeutet. Auch die Standardabweichung, die ein Maß dafür ist, wie sehr die Abweichungen um den Mittelwert streuen, befindet sich in einer akzeptablen Größenordnung. Die prozentuelle Angabe der Abweichungen aus Tabelle 5-1 zeigt ebenfalls, dass mit absoluten Abweichungen kleiner 3 % die Versuchsdurchführung reproduzierbar ist. Die auftretenden Abweichungen können durch die Messunsicherheit begründet werden.

5.3 Analyse der Messergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse aus der Versuchsdurchführung in Diagrammen dargestellt, und das Verhalten der TSP im Detail analysiert. Im Kapitel 5.2 wurde schon beschrieben, dass die Messergebnisse aus einer Versuchsdauer von ca. 10 Minuten ermittelt wurden. In der Auswertung der Messergebnisse konnte aus den Messdaten die genaue Versuchsdauer der einzelnen Versuche bestimmt werden. Da diese im Detail variieren, wurden die Messergebnisse, vor allem der Massenstrom, auf eine Basis von einer Stunde hochgerechnet. Damit sind die einzelnen Messergebnisse unter der Beachtung vergleichbar, dass etwaige Messunsicherheiten mithochgerechnet werden. Die Hochrechnung erfolgte nach folgender Beziehung:

$$\text{Massenstrom} \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] = \frac{\text{geförderte Masse} [\text{kg}]}{\text{Messzeit} [\text{s}]} * 3600 \left[\frac{\text{s}}{\text{h}} \right] \quad \text{Gleichung 5-5}$$

Den Ausgangspunkt zur Analyse des Pumpenverhaltens bilden die gemessenen Druckverläufe. Alle gemessenen Druckverläufe beziehen sich auf atmosphärischen Überdruck (ND=0 bar). In Abbildung 5-2 sind dazu drei typische Druckverläufe bei unterschiedlichen Schaltintervallen der Magnetventile M1 und M2 dargestellt. Die grün gestrichelte Linie zeigt den Druckverlauf im Druckbehälter³ C. Dieser Druckverlauf bildet somit das Antriebsenergiepotential der Pumpe. Öffnet nun das Magnetventil M2, und verbindet den Kraftraum mit dem Hochdruck im Druckbehälter, wird der Kraftraum mit Druckluft gefüllt. Daraus folgt, dass sich nach kurzer Zeit ein gleiches Druckniveau im Kraftraum und im Druckbehälter einstellt. Das Befüllen des Kraftraumes bewirkt auch einen kurzzeitigen Druckabfall im Druckbehälter. Dieser Druckeinbruch ist auch im Generator beim Betrieb der Pumpe in einer AWP zu erwarten, und könnte negative Einflüsse auf den Wärmepumpenprozess haben.

Solange sich der Druckverlauf des Kraftraumes auf dem gleichen Druckniveau wie der Druckverlauf im Druckbehälter befindet, ist die Pumpe im Förderzustand. Der Zeitanteil dieses Zustandes wird in den weiteren Betrachtungen mit HDt bezeichnet. Schließt nun das Magnetventil M2 zum Druckbehälter und öffnet das Magnetventil M1 zum Niederdruck bzw. zum Umgebungszustand, fällt der Druck im Kraftraum ab, und bildet das Druckniveau des Umgebungszustandes. Solange sich der Druck im Kraftraum auf dem Niederdruckniveau des Umgebungszustandes befindet, ist die Pumpe im Saugzustand. Der Zeitanteil dieses Zustandes wird in den weiteren Betrachtungen mit NDt bezeichnet. Damit sich nun eine Fördertätigkeit im Förderzustand einstellt, muss der Druck im Pumpenraum höher als der Druck im Druckbehälter sein. Die Druckdifferenz zwischen dem Druck im Pumpenraum und im Druckbehälter bildet somit im Förderzustand den aktuellen förderseitigen Druckverlust. Für die Saugtätigkeit muss der Druck im Pumpenraum unter dem Niederdruckniveau liegen, und den Saugseitigen Druckverlusten genügen.

³ Der Druckbehälter C (vgl. Abbildung 5-1) simuliert den Generator für die eigentliche Anwendung der Pumpe in einer AWP. Der bezeichnende Druckverlauf Generator in den Diagrammen entspricht daher dem Druckverlauf im Druckbehälter C.

Die drei dargestellten Druckverlauf-Profile ergeben von a nach c einen steigenden Massenstrom. Dies kann auch anhand der einzelnen Druckverlauf-Profile erklärt werden (vgl. hierzu auch Abbildung 4-25).

Im Profil a ist deutlich zu erkennen, dass der Zeitabschnitt des Saugens zu kurz gewählt wurde. Hier steigt der Druck im Krafraum schon an, obwohl im Pumpenraum noch Saugpotential vorhanden ist, weil sich der Druck im Pumpenraum noch unter Niederdruckniveau befindet. Des Weiteren ist in diesem Profil der Förderzeitabschnitt zu lange. Es ist zu sehen, dass sich der Druckverlauf im Pumpenraum in beinahe der Hälfte des Förderzeitabschnittes annähernd mit dem Druckverlauf im Krafraum deckt. Das bedeutet, dass in ca. der Hälfte des Förderzeitabschnittes kein ausreichendes Förderpotential gegeben ist.

Das Profil b zeigt im Vergleich einen zu langen Saugzeitabschnitt. Es wird in diesem Profil zwar das ganze Saugpotential ausgeschöpft, aber der Druckverlauf im Pumpenraum kommt über den Umgebungszustand, bevor die Pumpe in den Förderzustand wechselt. Dieser Zeitabschnitt von ca. 0,5 Sekunden ist somit eine Totzeit, in der die Pumpe weder saugt, noch fördert. Man erinnere sich dabei an die Simulationsergebnisse aus Kapitel 4.3.3, wonach eine Arbeitstaktverkürzung von etwa 0,5 Sekunden eine Fördermengenerhöhung von ca. 68 Liter pro Stunde ergab.

Das Druckprofil c kann bzgl. des Fördervermögens als optimal betrachtet werden. Die Förder- und Saugzeitabschnitte sind hier richtig gewählt, und das Potential der Pumpe kann voll genutzt werden.

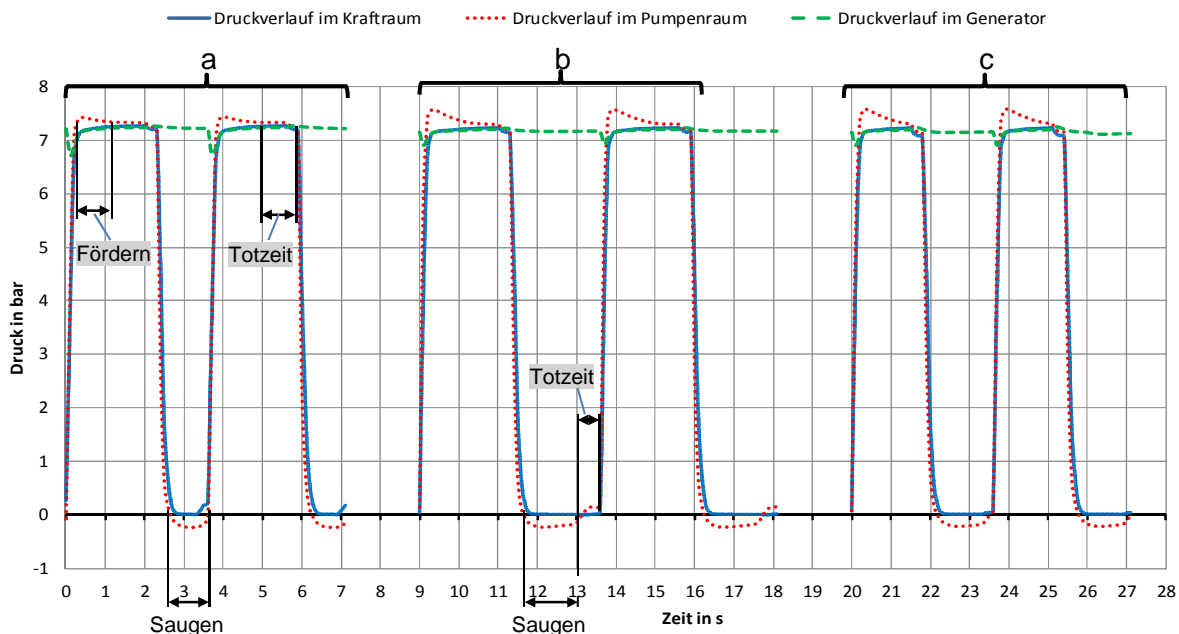


Abbildung 5-2: Druckverläufe bei unterschiedlichen Schaltintervallen A: HDt = 2 s, NDt = 1 s; B: HDt = 2 s, NDt = 2 s; C: HDt = 1,5 s, NDt = 1,5 s; maximaler Federvorspannung und $\Delta p_{HN} = 7,5$ bar

Im nachstehenden Versuchsergebnis ist die Entwicklung des Massenstroms bei steigendem förderseitigem Druckverlust dargestellt. Dazu wurden die Fördermengen bei verschiedenen Strangreguliertventilstellungen (vgl. Abbildung 5-1 SRV1) vermessen. In Abbildung 5-3 sind die Ergebnisse dieses Versuches für einen Antriebsluftdruck (Druckbehälterdruck) von 5 bar

dargestellt. In diesem Diagramm ist auf der Abszissenachse der Massenstrom aufgetragen und auf der Ordinatenachse die Druckdifferenz zwischen dem Druck im Druckbehälter C und dem Druck im Pumpenraum (vgl. Abbildung 5-1). Diese Druckdifferenz bildet im Förderhub den gesamten Druckverlust der Förderstrecke von der Pumpe bis zum Druckbehälter C. Da die resultierenden Druckverluste zeitlich nicht konstant sind, wurde der über die Förderhubanzahl eines Versuches gemittelte maximale Druckverlust für die Auswertung herangezogen. Durch diese Auswertung wird der Verlauf der Kurven nicht wesentlich beeinflusst, aber die Absolutwerte des Druckverlustes müssen unter Beachtung dieser Annahme betrachtet werden.

Die schwarze Volllinie zeigt dabei das Förderverhalten bei einer Arbeitstaktschaltung von 2 Sekunden Förderzeitabschnitt und 2 Sekunden Saugzeitabschnitt ($HDt=2$; $NDt=2$). Theoretisch würde der Verlauf dieser Kurve mit zunehmendem Druckverlust solange eine vertikale Linie ergeben, bis das Arbeitstaktintervall nicht mehr ausreicht, um den gesamten Hub auszuführen. Wird nun die schwarze Volllinie von rechts nach links betrachtet, ergibt sich ein Absenken der Fördermenge, weil mit zunehmendem Druckverlust nicht mehr der ganze Hub ausgenutzt wird. Bei weiter steigendem förderseitigem Druckverlust, gleichbleibenden saugseitigem Druckverlust und gleichbleibenden Schaltintervallen ergibt sich eine Situation, dass die Pumpe nun einen geringen Förderhub ausführt, und sich dadurch der nötige Saugzeitanteil verkürzt. Das heißt, die Membranen verharren am Ende des Ansaughubes im unteren Totpunkt. Aus diesem Grund wurden weitere Kennlinien mit verkürzten Saugzeitabschnitten durchgeführt. In der Abbildung sind jene Punkte mit einer schwarz gestrichelten Linie verbunden, die zur gleichen Strangreguliertventilstellung gehören (Linien 1 bis 3). Betrachtet man nun die Punkte mit der Ventilstellung 1, ergibt sich für die Kurve mit den Intervallen $HDt=2$; $NDt=2$ der größte Massenstrom. Bei steigendem Druckverlust, also bei der Ventilstellung 2 ergibt sich schon ein Vorteil aus einer Saugzeitverkürzung. Bei dieser Stellung weist die Kurve mit den Intervallen $HDt=2$; $NDt=1$ den größten Massenstrom auf. Bei der Ventilstellung 3 ergibt die Kurve mit den Intervallen $HDt=3$; $NDt=1$ den größten Massenstrom.

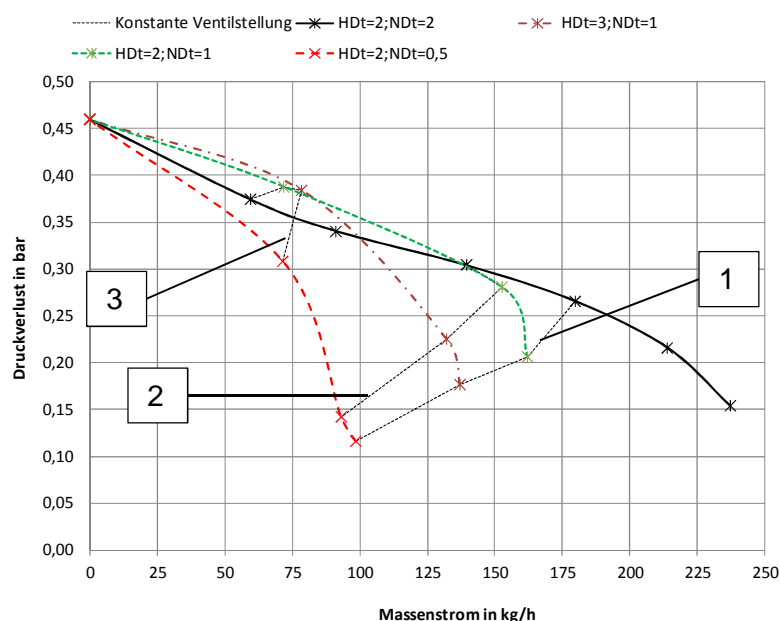


Abbildung 5-3: Pumpenkennlinien bei $\Delta p_{HN}=5$ bar, unterschiedlichen Schaltintervallen bzw. Saugzeitverkürzungen und einer Federvorspannkraft von 220 N

Abbildung 5-4 zeigt die gleichen Versuchsergebnisse wie jene, die zuvor beschrieben wurde. Der Unterschied in dieser Versuchsdurchführung zur vorherigen ist der höhere Antriebsluftdruck von ca. 7,5 bar. Das daraus resultierende höhere Antriebspotential ergibt somit auch einen höheren möglichen Massenstrom. Aus dem höheren Massenstrom resultieren höhere Strömungsgeschwindigkeiten und somit auch höhere Druckverluste.

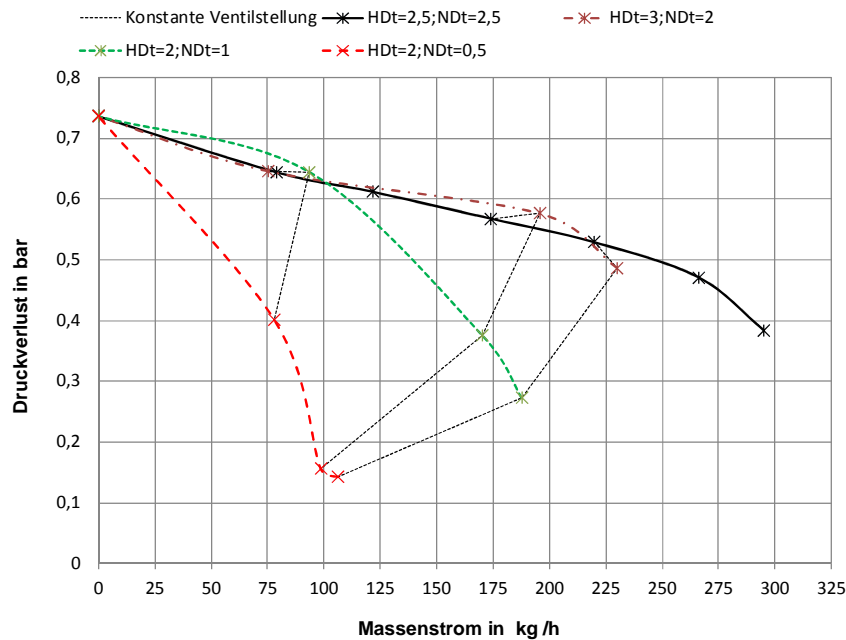


Abbildung 5-4: Pumpenkennlinien bei $\Delta p_{HN} = 7,5$ bar, unterschiedlichen Schaltintervallen bzw. Saugzeitverkürzungen und einer Federvorspannkraft von 220 N

In Abbildung 5-5 sind zwei Druckverlauf-Profile dargestellt, mit denen das mögliche Überdruckpotential (Förderpotential) und das mögliche Unterdruckpotential (Saugpotential) ermittelt wurde.

Das Profil a zeigt die Druckverläufe bei abgesperrter Förderseite. Die Membranen bzw. der Membranklemmkolben befand sich bei der Aufnahme dieser Druckverläufe im unteren Totpunkt, also bei unbelasteter Rückstellfeder (abgesehen von der Vorspannkraft). Aus den Verläufen lässt sich ein möglicher Überdruck von etwa 0,5 bar zwischen Druck im Pumpenraum und Druck im Druckbehälter ablesen. Dieser Überdruck bei gegebenem Hochdruckniveau von ca. 7,5 bar entspricht auch den Berechnungen aus der Auslegung (vgl. Abbildung 3-7). Das Überdruckpotential ist, wie in den Grundlagen schon erwähnt wurde, vom Flächenverhältnis abhängig. Bei gegebenem Flächenverhältnis ist es weiter nur noch vom Hochdruckniveau und von der Federvorspannung abhängig.

Das Profil b zeigt die Druckverläufe bei abgesperrter Saugseite. Die Membranen bzw. der Membranklemmkolben befand sich bei der Aufnahme dieser Druckverläufe im oberen Totpunkt, also bei gedrückter Rückstellfeder. Aus dem Diagramm kann ein Unterdruck bzw. Saugpotential von etwa -0,3 bar ermittelt werden. Im Unterschied zum Überdruckpotential ist das Unterdruckpotential nicht von der Höhe des Hochdruckniveaus abhängig. Das Unterdruckpotential ist im Wesentlichen von der Federvorspannung und von der Federsteifigkeit abhängig.

5 Inbetriebnahme und erste Versuchsergebnisse

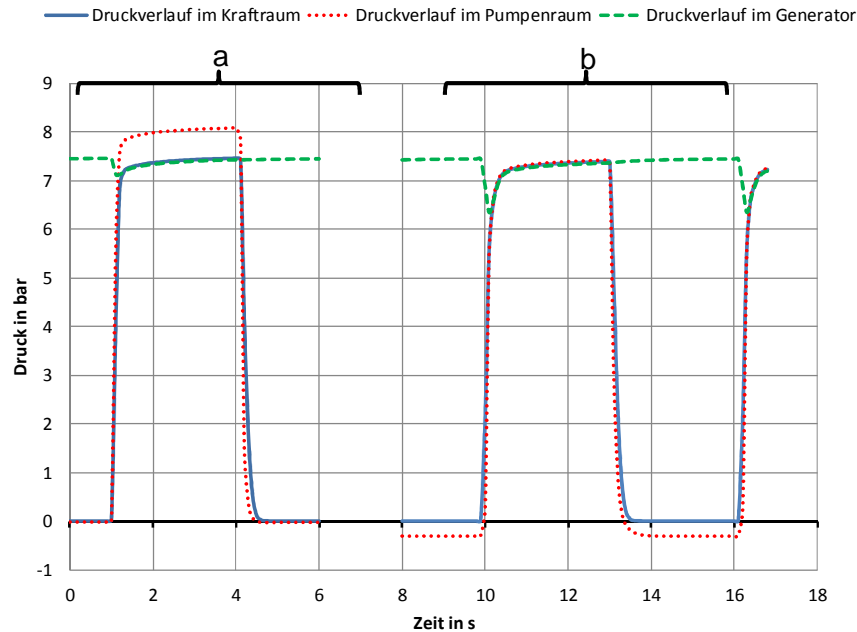


Abbildung 5-5: Druckverlauf bei abgesperrter Förderleitung und bei abgesperrter Saugleitung ($\Delta p_{HN}=7,5$ bar, Federvorspannkraft 440 N)

Die zuvor besprochenen Druckverlauf-Profile wurden für verschiedene Vorspannkraft der Rückstellfeder aufgenommen. Somit ergab sich die Entwicklung des Überdruckpotentials bzw. des Saugdruckpotentials in Abhängigkeit der Vorspannkraft. In Abbildung 5-6 ist diese Abhängigkeit dargestellt. Die schwarze Volllinie zeigt die Überdruckentwicklung. Wie zu erwarten war, sinkt der mögliche Überdruck mit steigender Federvorspannkraft, weil ein gewisses Maß an Überdruck der höheren Vorspannkraft genügen muss. Die rot strichpunktierte Linie zeigt, dass mit einer Erhöhung der Vorspannkraft der mögliche Unterdruck und somit das Saugpotential gesteigert werden kann. Auch diese Entwicklung war zu erwarten, weil eine höhere Vorspannkraft mehr Energie zur Kolbenrückstellung bereitstellt.

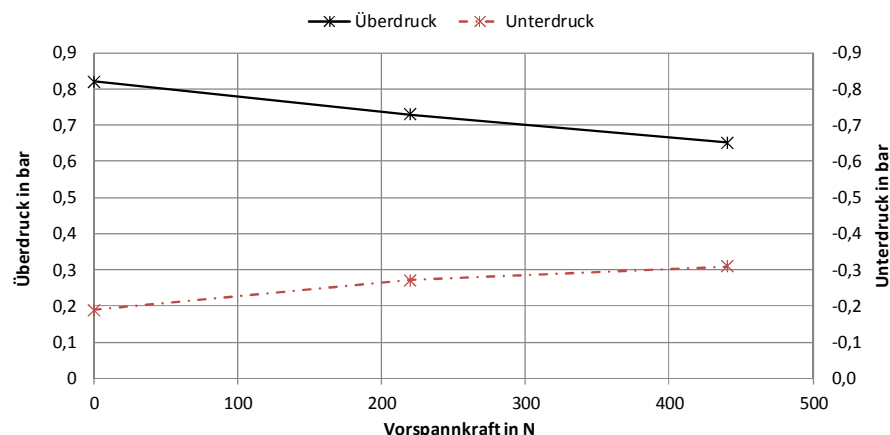


Abbildung 5-6: Maximal erreichbarer Über- bzw. Unterdruck in Abhängigkeit unterschiedlich hoher Federvorspannung bei $\Delta p_{HN}=7,5$ bar

In den folgenden zwei Abbildungen ist der Verlauf des Massenstroms, der Hubanzahl und der geförderten Masse pro Hub in Abhängigkeit der Arbeitstaktzahl dargestellt. Die Arbeitstaktzeit ergibt sich immer zu gleichen Zeitanteilen des Förder- bzw. Ansaughubes ($H_{Dt}=N_{Dt}$). Die Abbildung 5-7 zeigt diese Abhängigkeiten bei einem Hochdruckniveau von 5 bar und bei maximaler Federvorspannung. Bei diesen Bedingungen ergibt sich das Fördermaximum bei einer Arbeitstaktzeit von 2 Sekunden. Bei dieser Arbeitstaktzeit ist jedoch ersichtlich, dass das Hubpotential noch bei weitem nicht ausgenutzt ist, denn die maximal mögliche Masse pro Hub liegt etwa bei 520 Gramm. Des Weiteren ist ersichtlich, dass der Massenstrom bei steigender Arbeitstaktzeit und somit auch bei steigender Hubausnutzung sehr stark abfällt. Diese Tatsache ist aus Sicht der Effizienz ein großer Nachteil (vgl. Abbildung 4-8), weil das Volumenverhältnis λ bei nicht Ausnutzung des Hubes sehr stark abnimmt. Ein weiterer Nachteil aus der Verschiebung des Fördermaximums zu geringen Arbeitstaktzeiten bei nicht Ausnutzung des Hubes ist die hohe Belastung der Magnetventile. Diese müssen umso mehr Schaltzyklen aushalten, je niedriger die Arbeitstaktzeit ist.

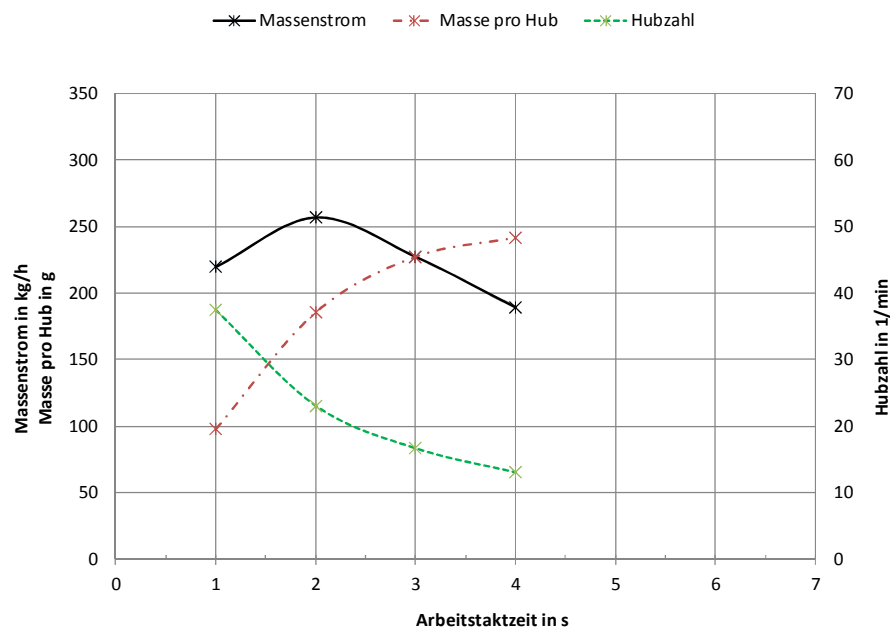


Abbildung 5-7: Zusammenhang zwischen Hubzahl, geförderter Masse pro Hub und Massenstrom in Abhängigkeit der Arbeitstaktzeit ($H_{Dt}=N_{Dt}$) bei maximaler Federvorspannung (440 N) und $\Delta p_{HN}=5$ bar

Die Abbildung 5-8 zeigt die gleichen Zusammenhänge wie zuvor, aber bei einem Hochdruckniveau von ca. 7,5 bar und bei reduzierter Federvorspannung (220 N). In dieser Abbildung ergibt sich für eine Arbeitstaktzeit von 6 Sekunden eine geförderte Masse pro Hub von mehr als 500 Gramm. Das bedeutet, dass in diesem Betriebspunkt die ganze Hublänge der Pumpe ausgenutzt wird. Eine andere Auffälligkeit in diesem Diagramm ist die Verschiebung des Fördermaximums zu höheren Arbeitstaktzeiten, und dass sich die Massenstromkurve im Vergleich zur vorherigen Abbildung sehr flach ausbildet. Das bedeutet, dass sich eine Änderung der Arbeitstaktzeit nur geringfügig auf den Massenstrom auswirkt.

5 Inbetriebnahme und erste Versuchsergebnisse

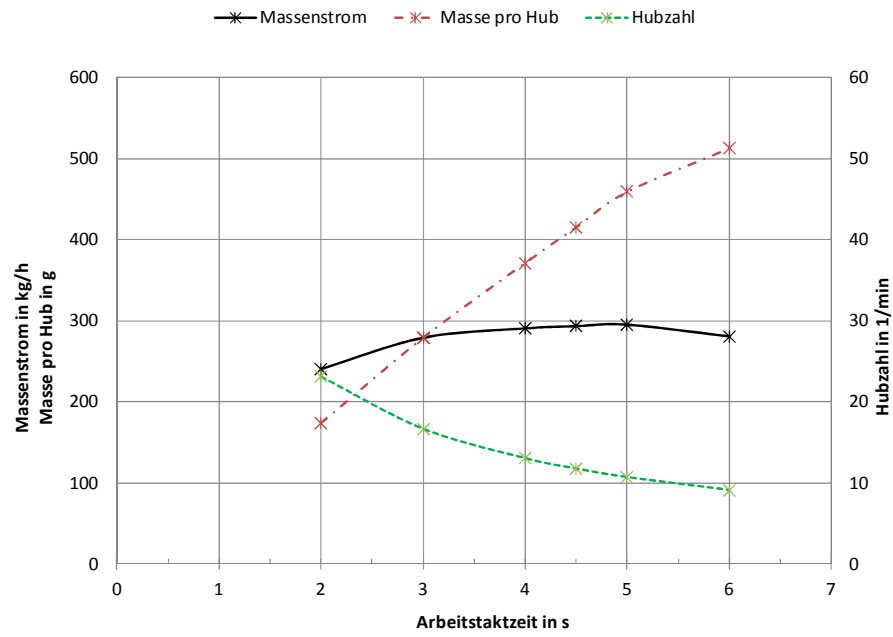


Abbildung 5-8: Zusammenhang zwischen Hub Zahl, geförderter Masse pro Hub und Massenstrom in Abhängigkeit der Arbeitstaktzeit ($HDt=NDt$) bei reduzierter Federvorspannung (220N) und $\Delta p_{HN}=7,5$ bar

In Abbildung 5-9 sind die Verläufe des Massenstroms bei einem Hochdruckniveau von 5 bar und bei unterschiedlichen Federvorspannkraften dargestellt. Die grün gepunktete Linie ist dabei die gleiche, die auch schon in Abbildung 5-7 als Massenstromlinie gezeigt wurde (dort schwarze Volllinie). In der Abbildung 5-9 ist zu sehen, dass eine Verringerung der Federvorspannkraft von 440 N (maximale Vorspannkraft) auf 220 N (reduzierte Vorspannkraft) keinen wesentlichen Unterschied im Fördermaximum bedeutet. Ein Wegfall der Vorspannkraft ergibt aber sehr wohl einen merklichen Rückgang in der maximalen Fördermenge. Weiter ist zu erkennen, dass sich das Fördermaximum mit sinkender Federvorspannkraft zu höheren Arbeitstaktzeiten verschiebt. Zusätzlich wird auch die Steigung nach dem Fördermaximum der einzelnen Kurven mit abnehmender Federvorspannkraft geringer. Als ideale Vorspannkraft kann, unter Beachtung des Massenstroms, der Effizienz und der Schalzhäufigkeit der Magnetventile, in diesem Anwendungsfall die reduzierte Vorspannkraft angesehen werden.

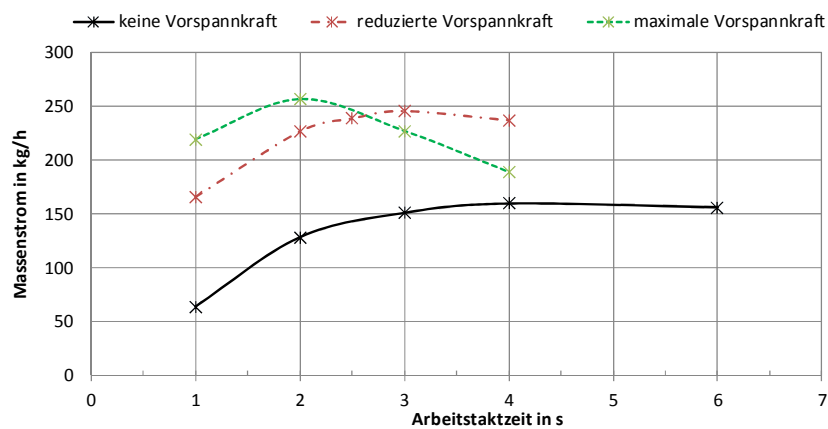


Abbildung 5-9: Förderverhalten bei unterschiedlichen Arbeitstaktzeiten ($HDt=NDt$) und unterschiedlichen Federvorspannkraften bei einem $\Delta p_{HN}=5$ bar

5 Inbetriebnahme und erste Versuchsergebnisse

Die nachstehend gezeigte Abbildung 5-10 soll den Einfluss der Intervalllage zeigen. In dieser Abbildung sind die Messwerte, die eine zentrale Lage im Arbeitstaktintervall aufweisen, mit der rot strichpunktierten Linie verbunden. Diese entspricht auch der rot strichpunktierten Linie aus der zuvor besprochenen Abbildung 5-9 (Linie bei reduzierter Vorspannkraft). Eine zentrale Lage im Arbeitstaktintervall bedeutet, dass der Saugzeitanteil NDt und der Förderzeitanteil HDt gleich sind. Die Auswirkung einer Intervallverschiebung ist bei der Arbeitstaktzeit von 2,5 Sekunden dargestellt. Hier weist der mit 1 gekennzeichnete Messpunkt eine deutliche Reduktion im Massenstrom auf, weil der Saugzeitanteil auf 0,75 Sekunden verkürzt und dem entsprechend der Förderzeitanteil auf 1,75 Sekunden verlängert wurde. Insgesamt ändert sich die Arbeitstaktzeit somit nicht, aber das Intervall verschiebt sich zu einem längeren Förderzeitanteil. Eine Verschiebung des Intervalls zu einem längeren Saugzeitanteil, wie im Messpunkt 2 dargestellt ist, lässt eine Erhöhung des Massenstroms erkennen. Der Effekt der Intervalllage trat bei den Untersuchungen je nach Betriebspunkt unterschiedlich stark auf. Wesentlichen Einfluss auf dieses Verhalten hat die realisierte Rückstellkraft, und auch die Druckverluste (vgl. Abbildung 5-3 und Abbildung 5-4). In den meisten Untersuchungen konnte aber mit einer zentralen Intervalllage das beste Ergebnis bzgl. maximalen Förderstroms erzielt werden.

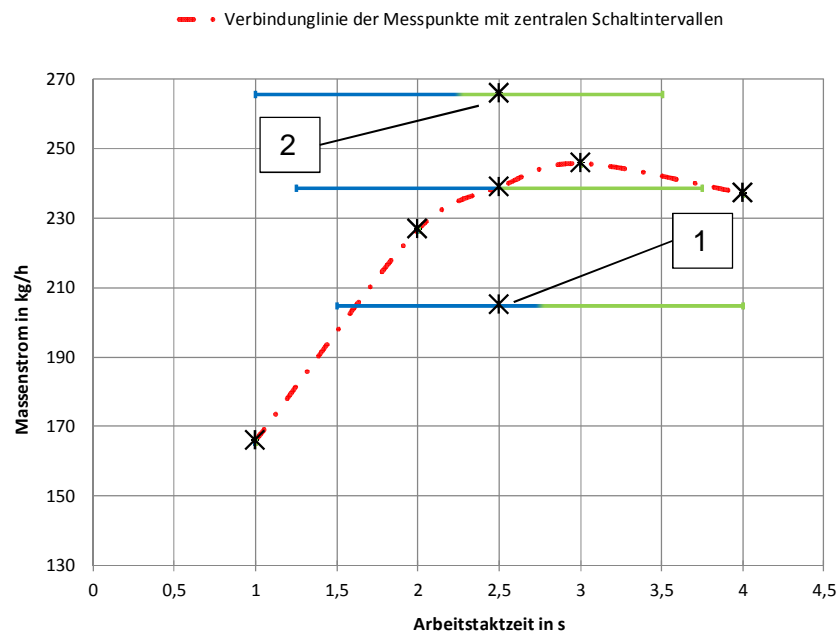


Abbildung 5-10: Förderverhalten bei unterschiedlichen Arbeitstaktzeiten und Intervalllagen bei reduzierter Vorspannkraft (220 N) und bei einem $\Delta p_{HN}=5$ bar

Die Abbildung 5-11 zeigt die Entwicklung der maximal möglichen Massenströme bei steigendem Hochdruckniveau und mit verschiedenen Federvorspannkraften. Ein wesentliches Ergebnis dieser Versuchsreihe ist die Entwicklung der Startdruckdifferenz. Die Startdruckdifferenz ist jene Differenz zwischen Hoch- und Niederdruck, bei der die Pumpe zu fördern beginnt. Erwartungsgemäß müsste die Startdruckdifferenz mit Erhöhung der Federvorspannung steigen. Aus den Versuchen ging aber hervor, dass die Startdruckdifferenz mit maximaler Federvorspannung zwar am höchsten ist, aber die Startdruckdifferenz bei reduzierter Federvorspannung geringer als bei keiner Federvorspannung war. Diese Tatsache konnte mit den bisherigen Untersuchungen nicht begründet werden. Am vorteilhaftesten für den

späteren Betrieb der Pumpe in einer AWP ist jene Federvorspannung, die eine niedrige Startdruckdifferenz aufweist. Da der Kurvenverlauf ohne Federvorspannung sowohl eine höhere Startdruckdifferenz, als auch in allen Bereichen einen niedrigeren Massenstrom aufweist, kann diese Betriebsart als nicht sinnvoll ausgeschlossen werden. Die Betriebsart mit maximaler Federvorspannung weist ab einer Druckdifferenz von etwa 4,3 bar zwar den höchsten Massenstrom auf, die Startdruckdifferenz von etwa 2,8 bar ist aber sehr hoch. Bei dieser Betriebsart ist zu prüfen, ob eine Startdruckdifferenz in dieser Höhe in der AWP-Anwendung realisiert werden kann. Die Betriebsart mit reduzierter Federvorspannung ergibt die niedrigste Startdruckdifferenz und in dem Druckdifferenzbereich bis 4,3 bar auch den höchsten Massenstrom. Ideal wäre somit eine variierende Federvorspannkraft je nach Druckdifferenz. Aus wirtschaftlicher Sicht ist eine variable Federvorspannung nicht realistisch, aber die Möglichkeit einer Vorspannkraftabsenkung im Anfahrzustand wäre denkbar.

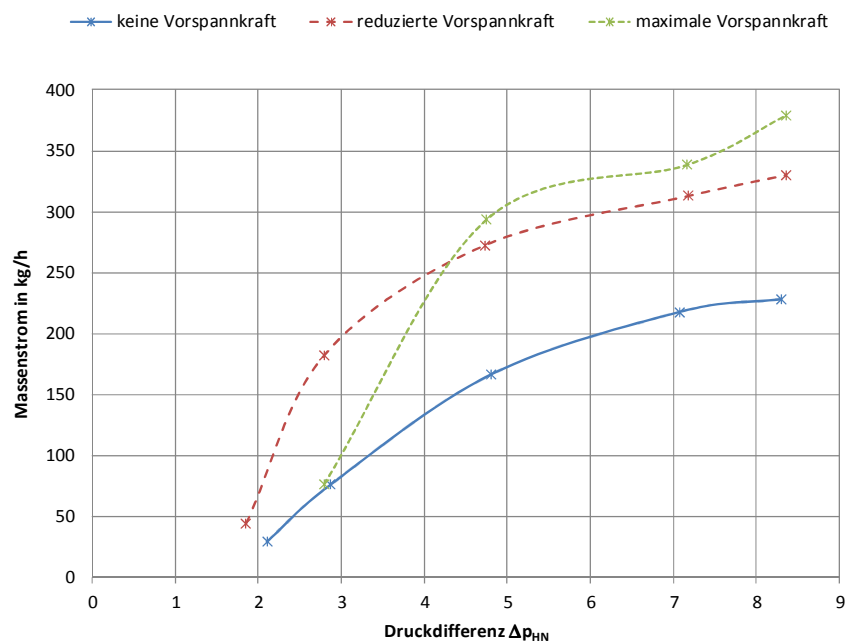


Abbildung 5-11: Förderverhalten in Abhängigkeit der Druckdifferenz Δp_{HN} und unterschiedlichen Federvorspannkraften

Zusammenfassend haben die Ergebnisse der Versuche zwar das erwartete Verhalten bestätigt, aber bzgl. Fördervermögen konnten die Erwartungen nicht erreicht werden. So wurde im Wasser-Luft-Betrieb ein maximaler Förderstrom von etwa 380 kg/h Wasser bei einer Druckdifferenz von etwa 8,5 bar realisiert. Der Auslegung lag jedoch ein Massenstrom von 615 kg/h Wasser bei einer Druckdifferenz von 9,2 bar zu Grunde. Schätzt man nun das Fördervermögen der Pumpe bei einer Druckdifferenz von 9,2 bar ab, würde sich ein Fördervermögen von ca. 65% der geforderten Fördermenge ergeben. Möglichkeiten, mit denen sich das Fördervermögen erhöhen lässt, werden in der Schlussfolgerung beschrieben (vgl. Kapitel 6).

5.4 Vergleich der Messergebnisse mit der Simulation

In diesem Abschnitt werden Simulationsergebnisse an einem Betriebspunkt ($H_{Dt} = 1,5 \text{ s}$, $N_{Dt} = 1,5 \text{ s}$, maximaler Federvorspannung und $\Delta p_{HN} = 7,5 \text{ bar}$) mit Messergebnissen verglichen. Es wird der Druckverlauf im Kraftraum und im Pumpenraum, sowie die Druckverluste auf der Saug- und Förderseite betrachtet. An dieser Stelle ist anzumerken, dass die folgend diskutierten Simulationsergebnisse noch keine Parameteroptimierungen auf Grund von Messergebnissen bzw. ersten Versuchserfahrungen enthalten.

In Abbildung 5-12 sind die simulierten Druckverläufe im Kraftraum und im Pumpenraum dargestellt. Die gemessenen Druckverläufe sind in Abbildung 5-13 dargestellt. Beim Vergleichen der Ergebnisse ist darauf zu achten, dass der Förderhub in der Simulation erst nach etwa einer Sekunde beginnt. Die Zeitachse darf daher nicht absolut betrachtet werden. Des Weiteren sind in der Simulation der Niederdruck auf 1 bar und der Hochdruck auf 8,5 bar eingestellt. Somit dürfen auch auf der Druckachse nur relative Vergleiche angestellt werden.

Vergleicht man nun die Druckverläufe während des Förderhubes (Kennzeichnung A), sind deutliche Unterschiede erkennbar. Im Messergebnis fällt der „Überdruck“ im Pumpenraum allmählich bis zum Ende des Förderhubes ab. Im Simulationsergebnis fällt der Überdruck sprunghaft nach dem halben Förderintervall ab. Daraus lässt sich ableiten, dass der Förderhub in der Simulation schneller ausgeführt wird, als in der realen Anwendung. Aus diesem Vergleich ergibt sich die Notwendigkeit, dass jene Parameter, die den förderseitigen Druckverlust beschreiben, zu optimieren sind. Betrachtet man die Druckverläufe während des Saugens (Kennzeichnung B), erkennt man eine sehr gute Übereinstimmung.

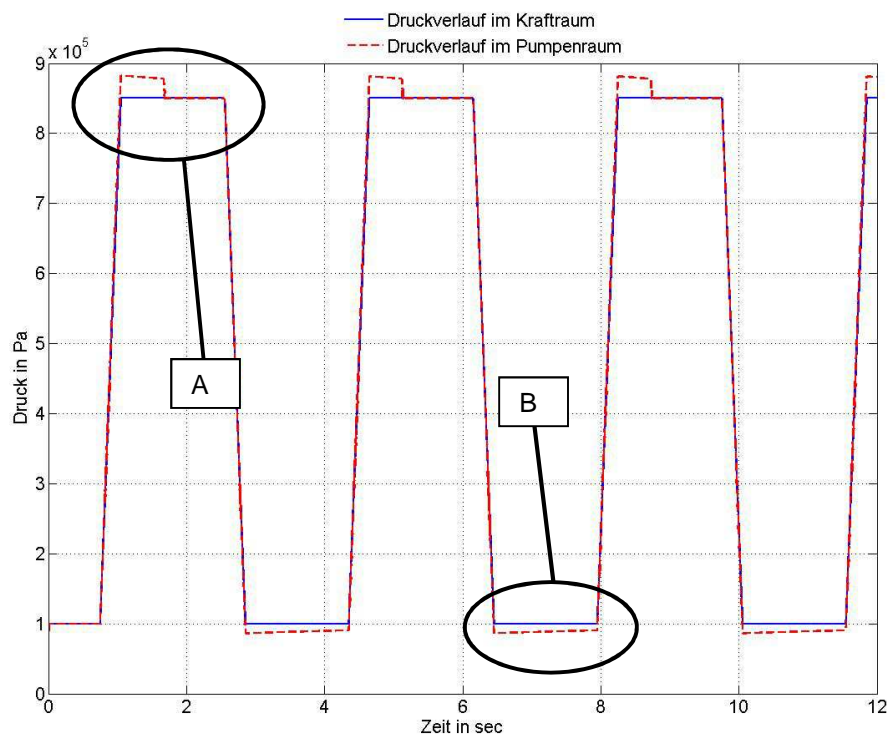


Abbildung 5-12: Simulierte Druckverläufe bei einem Schaltintervall von $H_{Dt} = 1,5 \text{ s}$, $N_{Dt} = 1,5 \text{ s}$, maximaler Federvorspannung und $\Delta p_{HN} = 7,5 \text{ bar}$

5 Inbetriebnahme und erste Versuchsergebnisse

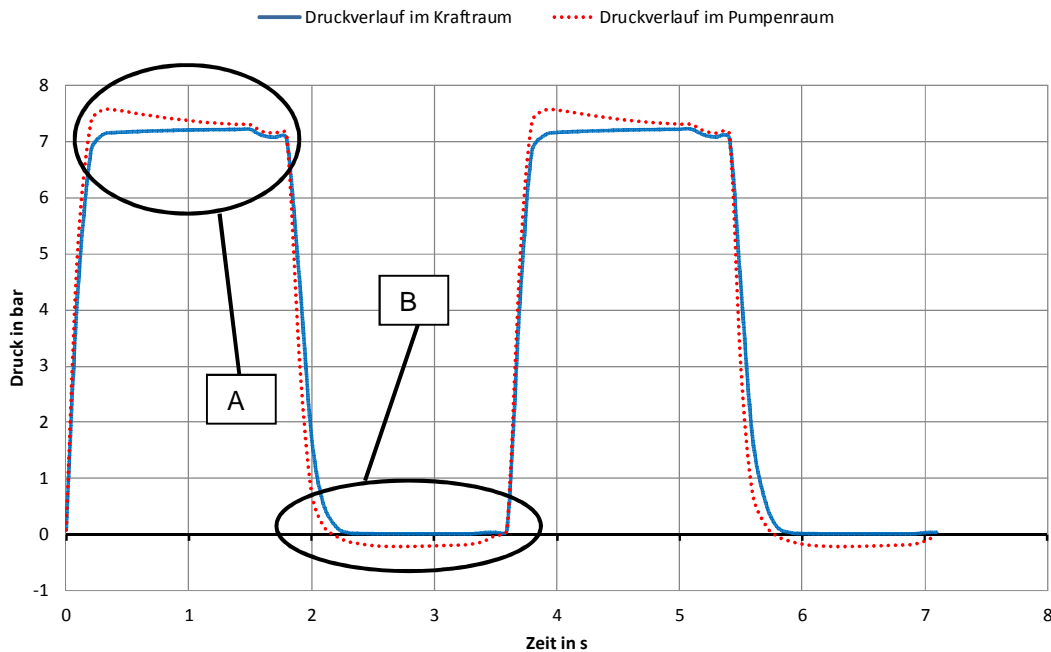


Abbildung 5-13: Gemessene Druckverläufe bei einem Schaltintervall von $Hd_t = 1,5$ s, $Nd_t = 1,5$ s, maximaler Federvorspannung und $\Delta p_{HN} = 7,5$ bar

In der Abbildung 5-14 sind die Simulationsergebnisse der Druckverluste an der Saugseite und der Förderseite dargestellt. In Abbildung 5-15 sind die entsprechenden Messergebnisse dargestellt. Für den Vergleich dieser beiden Abbildungen gilt ebenfalls, dass für die Zeitachse nur relative Betrachtungen zulässig sind. Die Werte auf der Druckachse können aber absolut verglichen werden. Betrachtet man den Verlauf der Druckverluste während des Förderns, ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung. Die Höhe des Druckverlustes unterscheidet sich im Förderabschnitt aber wesentlich.

Auf der Saugseite unterscheidet sich sowohl der Verlauf des Druckverlustes, als auch die Höhe des Druckverlustes. In diesem Fall könnten Effekte auftreten, die nicht im Modell abgebildet sind.

5 Inbetriebnahme und erste Versuchsergebnisse

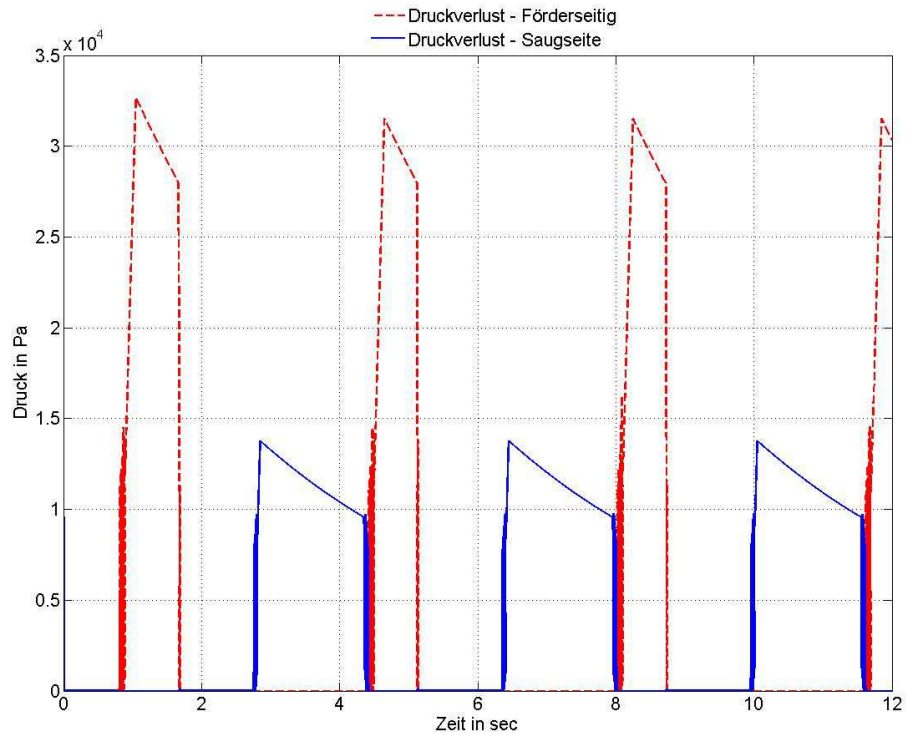


Abbildung 5-14: Gemessene Druckverluste bei einem Schaltintervall von $H_{Dt} = 1,5$ s, $N_{Dt} = 1,5$ s, maximaler Federvorspannung und $\Delta p_{HN} = 7,5$ bar

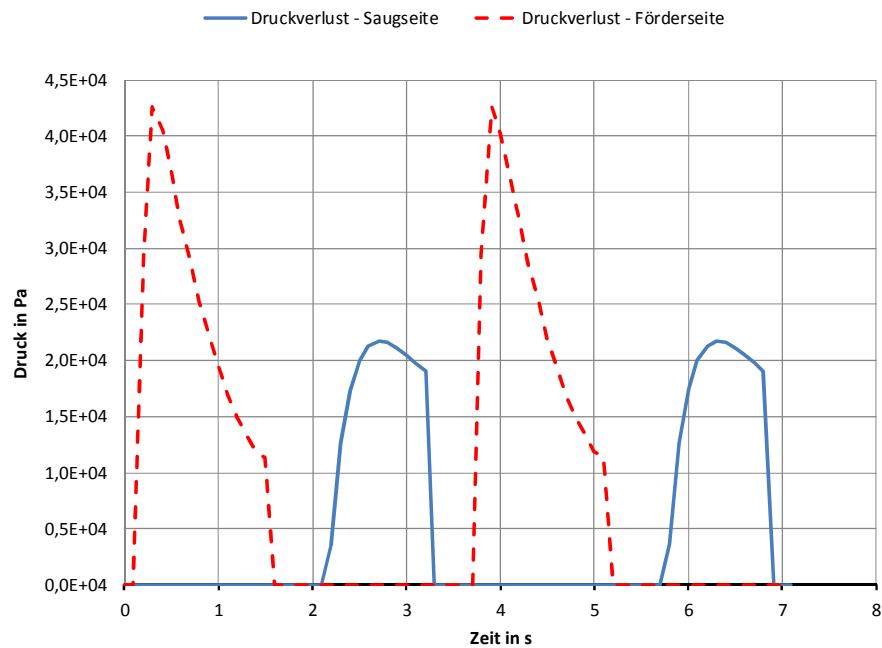


Abbildung 5-15: Gemessene Druckverluste bei einem Schaltintervall von $H_{Dt} = 1,5$ s, $N_{Dt} = 1,5$ s, maximaler Federvorspannung und $\Delta p_{HN} = 7,5$ bar

6 ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSFOLGERUNG

Inhalt der Arbeit:

Anstoß dieser Arbeit war zum einen ein wirtschaftliches Interesse, und zum anderen ein ökologisches Interesse. Das wirtschaftliche Ziel lag darin, dass eine bestehende teure Anlagenkomponente einer AWP durch ein neu entwickeltes Konzept billiger realisierbar wird. Das ökologische Ziel war die Verschiebung der Antriebsenergie einer AWP von elektrischem Strom zu thermischer Energie.

Dazu wurde in dieser Arbeit ein Konzept umgesetzt, das den ausschließlich thermischen Antrieb einer AWP mit der Stoffpaarung Ammoniak/Wasser erlaubt. Das Konzept nutzt abgezapften Kältemitteldampf aus dem Generator einer AWP als Antriebsenergie. Diese thermische Energie wird dazu genutzt, um den Förderhub einer Membranpumpe zu bewerkstelligen. Zusätzlich wird mit dieser Energie auch eine Druckfeder gespannt, die in weiterer Folge den Ansaughub der Pumpe realisiert.

Ein Schwerpunkt dieser Arbeit lag auf der Auslegung, Konstruktion und Fertigung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe. Da es sich um ein Funktionsmuster handelte, mussten die Grundlagen zur Auslegung erst erarbeitet werden. Dazu war es beispielsweise nötig, Membranwerkstoffe zu qualifizieren und deren Verhalten unter Belastung abzuschätzen. Ein weiterer wesentlicher Teil des Auslegungsprozesses war eine maschinendynamische Simulation des Membranklemmkolbens. Aus dem Bewegungsverhalten dieses Kolbens wurde das Pumpverhalten der Lösungsmittelpumpe abgeleitet, und es konnten somit Auslegungsparameter definiert werden. Die eigentliche Konstruktion der Pumpe sollte kostengünstig sein, und diverse Manipulationen für die Untersuchung der Pumpe am Prüfstand und in der Anlage erlauben.

Im Verlauf der Arbeit entstand eine Lösungsmittelpumpe, die anschließend in einem Prüfstand untersucht und bewertet wurde. Die Untersuchungen der Pumpe auf einen Prüfstand mit Luft als Antriebs- und Wasser als Fördermedium wurden zum einen aus Sicherheitsgründen durchgeführt, und zum anderen um das Verhalten der Pumpe in verschiedenen Betriebsbereichen testen zu können. Die Versuchsdurchführung und dessen Ergebnisse sind auch Inhalt dieser Arbeit.

Aufbauend auf dieser Arbeit sollen Untersuchungen der Pumpe in einer AWP durchgeführt werden. Dazu wurde von der Firma Pink GmbH eine adaptierte Anlage zur Verfügung gestellt, die es erlaubt, die Pumpe im realen Betrieb zu testen.

Ergebnisse:

Die Ergebnisse dieser Arbeit können in zwei Kategorien eingeteilt werden. Zum einen ergaben sich aus dem Kapitel 4 die Grundlagen zur Auslegung der TSP, zum anderen enthält das Kapitel 5 die Evaluierung dieser Grundlagen.

Ein wichtiges Ergebnis im Kapitel 4 sind die Auslegungsdiagramme, die den Einfluss der einzelnen Geometrieparameter der TSP beschreiben. Diese Diagramme erlauben eine schnelle und übersichtliche qualitative und auch quantitative Analyse der Auslegungsparameter. Die „Effizienz“ der Pumpe hängt dabei, einen bestimmten Betriebspunkt einer AWP betrachtend, ausschließlich vom Geometrieverhältnis Λ ab (vgl. Gleichung 4-17). Λ erreicht dabei im theoretischen Maximum den Wert 1, und weist im Auslegungspunkt den Wert 0,825 auf.

$$\Lambda = f(D_{1i}, D_{1a}, D_{3i}, D_{3a}, h, DN, L, st)$$

Je kleiner nun das Verhältnis Λ wird, desto größer wird der spezifische Lösungsmittelumlauf (f_{TSP}). Ein großer f_{TSP} führt nach Gleichung 2-7 zu einer hohen spezifischen Pumpenarbeit. Der f_{TSP} kann in der Auslegung der TSP nur durch das Verhältnis Λ beeinflusst werden. Wesentlichen Einfluss auf f_{TSP} hat natürlich auch der Betriebspunkt der AWP. Der Betriebspunkt der AWP wirkt sich über den erforderlichen Massenstrom wiederum auf die Geometrie der Pumpe aus, und somit indirekt auf Λ . Aus der Abbildung 4-2 a) und b) folgt dazu, dass die Entgasungsbreite nicht unter 10 % sinken sollte, weil bei kleineren Entgasungsbreiten f_{TSP} sehr stark ansteigt, und die daraus erforderliche Fördermenge durch die TSP nicht mehr realisiert werden kann.

$$f_{TSP} = f(\Lambda)$$

Einen ungünstigen Einfluss auf die Auslegung stellte die Forderung dar, dass die Pumpe sowohl für die Kälte- als auch der Wärmeanwendung verwendbar ist. Da die Drucklagen dieser beiden Anwendungen sehr unterschiedlich sind, ist es nicht möglich, die Pumpe optimal bzgl. des Flächenverhältnisses auszulegen. Für die Kälteanwendung wäre auf Grund des niedrigeren Hochdruckes ein kleineres Flächenverhältnis erforderlich. Ein kleineres Flächenverhältnis hätte zwar negative Auswirkungen auf Λ , aber das höhere Antriebspotential würde die Hubausnutzung, sowie die Steigerung der Arbeitstaktzahl sehr positiv beeinflussen. Des Weiteren ist die Pumpe für die Kälteanwendung auf Grund der hohen Drucklagen für die Wärmeanwendung überdimensioniert. Daraus ergibt sich keine kostenoptimale Auslegung für die Kälteanwendung.

In Kapitel 4.3 wurde eine Simulation in Matlab-Simulink durchgeführt, die das Förderverhalten der TSP im Auslegungspunkt detailliert beschreibt. Das Förderverhalten, dass sich aus den Simulationsergebnissen ergab, stimmte mit den Beobachtungen in der Versuchsdurchführung überein. Die Fördermenge, die aus der Simulation resultierte, konnte in den Versuchen aber nicht erreicht werden. Gründe dafür sind, dass die Fördermenge der Pumpe auf Grund des großen Flächenverhältnisses sehr stark durch die dynamischen Druckverluste beeinflusst wird. In der Simulation konnten viele Parameter, die diese dynamischen Druckverluste beschreiben nur geschätzt werden, und müssten für eine genaue Analyse messtechnisch ermittelt werden.

Des Weiteren wird die Auswirkung der dynamischen Druckverluste durch die vereinfachte Annahme des Verdrängungsquerschnittes nach Abbildung 4-19 noch verstärkt.

Wie schon erwähnt, ergaben die Versuchsdurchführungen, dass die erforderliche Fördermenge im Auslegungspunkt am Wasser/Luft-Prüfstand nicht erreicht wurde. Es wurden nur ca. 65 % der geforderten Menge erreicht. Aus dieser Tatsache ergibt sich der Schritt zurück zur Simulation. Es ist erforderlich, die Parameter zur Beschreibung der Druckverluste genau zu bestimmen, um in Folge andere Geometrieparameter analysieren zu können. Eine einfache Vergrößerung der Pumpe bei gleichem Flächenverhältnis wird die Fördermenge nicht wesentlich erhöhen, weil die größere Fördermenge pro Hub höhere Strömungsgeschwindigkeiten, und daraus folgend, höhere dynamische Druckverluste ergeben wird. Das würde wiederum dazu führen, dass die Pumpe bei gleichem Arbeitstaktintervall einen geringeren Hub ausführt. Eine einfache Möglichkeit das Fördervermögen zu steigern, ist das Weglassen der Federraumentlüftung. Daraus folgt, auf Grund der höheren Druckdifferenzen zwischen Kraft- und Federraum, ein größeres Antriebskraftpotential. Zusätzlich ergibt sich eine (geringe) Kompressionswirkung im Federraum, und dadurch eine Unterstützung der Rückstellfeder. In dieser Konfiguration wird die TSP im Anschluss dieser Arbeit in der AWP betrieben und analysiert.

Potential und Ausblick:

Obwohl die geforderte Fördermenge nicht erreicht wurde, ist es mit der TSP möglich, ein höheres Druckniveau zu erzeugen, als zum Antrieb der Pumpe nötig ist. Diese Tatsache eröffnet auch andere Anwendungsmöglichkeiten abgesehen von einer AWP. Die Pumpe könnte wie im Vorversuch mit Druckluft betrieben werden. Weiteres ist auch ein Antrieb mit anderen Medien denkbar. Die geringen Herstellkosten einer solchen Pumpe von ca. 4000 Euro sind jedenfalls vorteilhaft.

Auf Grund der mäßigen Fördermenge entstand im Zuge dieser Arbeit auch eine andere Konzeptvariante. In Abbildung 6-1 ist dazu ein doppelflutiges Konzept dargestellt. Mit diesem Konzept kann der Förder- und Ansaughub gleichzeitig ausgeführt werden. Das theoretische Ergebnis daraus wäre eine Verdoppelung des Fördervermögens. Zusätzlich wäre diese Variante auch effizienter, weil keine Energie in eine Rückstellfeder fließen müsste. Ein weiterer Vorteil dieses Konzeptes wäre die Realisierung von zwei verschiedenen Flächenverhältnissen. Würde man zum Beispiel den Durchmesser D1.2 kleiner als den Durchmesser D1.1 ausführen (siehe Abbildung), könnte die Startdruckdifferenz gesenkt werden. Für die Anwendung in einer AWP wäre dazu auch denkbar, dass ein Kraftraum wie in der TSP mit Kältemitteldampf beaufschlagt wird, und der zweite Kraftraum mit der armen Lösung auf Hochdruckniveau versorgt wird. Diese Betriebsart könnte den spezifischen Lösungsmittelumlauf stark senken, und somit kleinere Entgasungsbreiten ($< 10\%$) ermöglichen. Ein wesentlicher Nachteil an diesem Konzept ist die doppelte Anzahl an Magnetventilen. Es wären vier Magnetventile nötig, diese sind mit ca. 500 €/STK aber auch die größten Kostenträger.

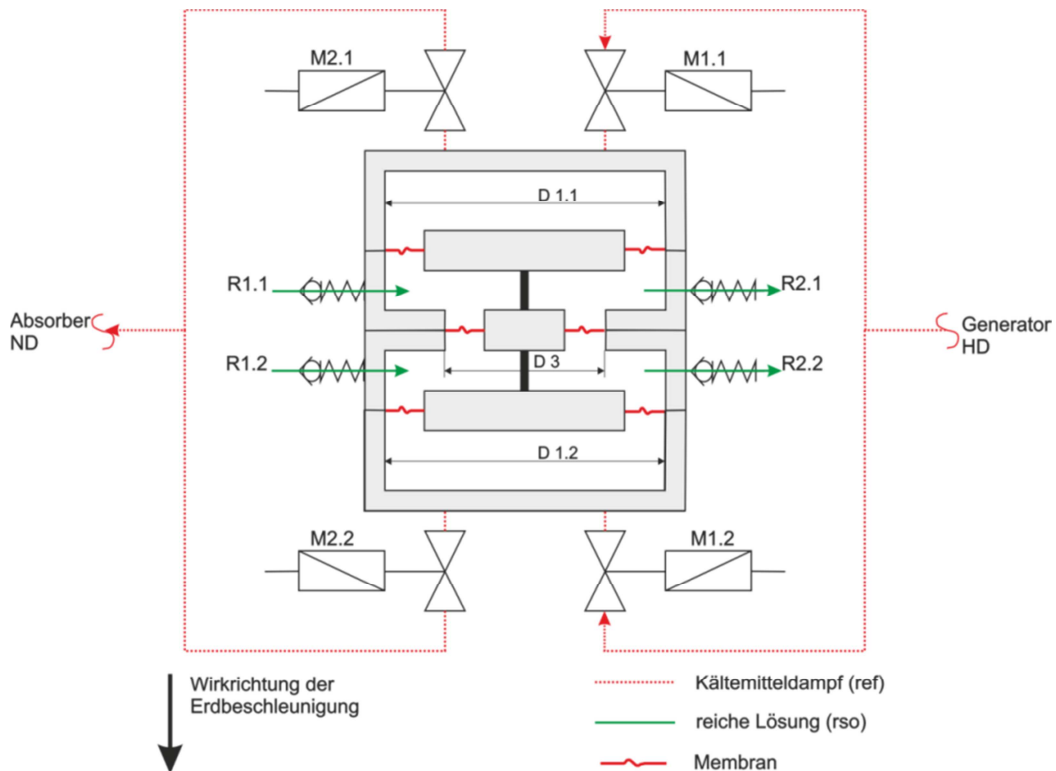


Abbildung 6-1: Doppelflutiges Konzept der TSP

Persönliches Resümee

Abschließend betrachtet umfasste die Abschlussarbeit meines Studiums beinahe alle technischen Disziplinen, die im Maschinenbaustudium an der TU Graz mit dem Schwerpunkt Energietechnik und Produktionstechnik einhergehen.

Das umgesetzte theoretische Wissen führte letztendlich zur Entwicklung einer thermisch angetriebenen Lösungsmittelpumpe, die sowohl ökologisches wie auch wirtschaftliches Potential besitzt.

7 LITERATURVERZEICHNIS

- AD Merkblatt B0:** AD 2000-Merkblatt. (2008). B0 Berechnung von Druckbehältern. *Berechnung von Druckbehältern*. Beuth Verlag GbmH.
- AD Merkblatt B1:** AD 2000-Merkblatt. (2000). B1 Zylinder- und Kugelschalen unter innerem Überdruck. *Berechnung von Druckbehältern*. Beuth Verlag GmbH.
- AD Merkblatt B3:** AD 2000-Merkblatt. (2011). B3 Gewölbte Böden unter innerem und äußerem Überdruck. *Berechnung von Druckbehältern*. Beuth Verlag GmbH.
- AD Merkblatt B8:** AD 2000-Merkblatt. (2003). B8 Flansche. *Berechnung von Druckbehältern*. Beuth Verlag GmbH.
- AD Merkblatt B9:** AD 2000-Merkblatt. (2010). B9 Ausschnitte in Zylindern, Kegeln und Kugeln. *Berechnung von Druckbehältern*. Beuth Verlag GmbH.
- Altenkirch 1954:** Altenkirch, E. (1954). *Absorptionskältemaschinen*. Berlin: VEB Verlag Technik.
- Bosnjakovic 1960:** Bosnjakovic, F. (1960). *Technische Thermodynamik 2. Teil, Wärmelehre und Wärmewirtschaft in Einzeldarstellung*. Leipzig, Dresden: Verlag Theodor Steinkopff.
- Cube 1997:** Cube, H., Steimle, F., Lotz, H., & Kunis, J. (Hrsg.). (1997). *Lehrbuch der Kältetechnik* (Bd. 1). Heidelberg: C.F. Müller Verlag, Hüthig GmbH.
- CoolPack:** Department of Mechanical Engineering (MEK) Section of Energy Engineering (ET). (2012). CoolPack version 1.49. *Berechnungsprogramm*. Technical University of Denmark.
- Dawoud 2005:** Dawoud, B., & Imroz Sohel, M. (2005). *Dynamic modelling and simulation of a gravity-assisted solution pump of a novel ammonia-water absorption refrigeration unit*. Applied Thermal Engineering (26) 2006: 688-699.
- Eichlseder 2007:** Eichlseder, H., & Pischinger, R. (2007). THERMODYNAMIK. *Skriptum zur Vorlesung 313.100*. Technische Universität Graz: Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik.
- Kahn 1995:** Kahn, R. (1995). *Forschungsbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 51 - EIN AMMONIAK-WASSER ABSORPTIONSKREISLAUF FÜR HOHE TEMPERATURHUB*. Stuttgart: Deutscher Kälte- und Klimatechnische Verein e. V. (DKV).
- Kotnig 2011:** Kotnig, C. (2011). *Thermisch angetriebene Lösungsmittelpumpe - Auslegung, Konstruktion und Vorversuche*. Technische Universität Graz: Institut für Wärmetechnik.
- Matlab-Simulink:** The MathWorks. (R2010b). MATLAB-Simulink. *Berechnungsprogramm*.
- M. CONDE 1992:** M. CONDE ENGINEERING (*Innovation in Air Conditioning*). (1992). Abgerufen am 24. März 2012 von <http://www.mrc-eng.com/Downloads/NH3H2O%20PTX.pdf>

- Niebergall 1981:** Niebergall, W. (1981). *Sorptionskältemaschinen, Handbuch der Kältetechnik* (Bd. 7). (R. Plank, Hrsg.) Berlin, Heidelberg, New York: Springer-Verlag.
- Pohlmann 2010:** Bock, W., Dworschak, T., Gottfried, E., Hainbach, C., Handschuh, R., Hincke, H., et al. (2010). *Pohlmann, Taschenbuch der Kältetechnik, Grundlagen, Anwendungen, Arbeitstabellen und Vorschriften*. (C. Hainbach, & N. Krug, Hrsg.) Berlin: VDE Verlag GmbH.
- Rieberer 2010:** Rieberer, R., Kottenko, O., Moser, H., Heinz Andreas, Kalkgruber, J., & Ganster, S. (2010). *Feasibility Study innovative Absorptions-Wärmepump-Prozesse (InnovAP)*. Technische Universität Graz: Institut für Wärmetechnik.
- Rieberer 2011(a):** Rieberer, R., & Moser, H. (2011). 5.1.1 Absorptions-Wärmepump-Anlagen (Grundlagen, Einführung). *Vorlesungsunterlagen*. Technische Universität Graz: Institut für Wärmetechnik.
- Rieberer 2011(b):** Rieberer, R., Moser, H., & Halozan, H. (2011). *Wärmepumpentechnik. Skriptum zur Vorlesung 307.052*. Technische Universität Graz: Institut für Wärmetechnik.
- Roloff 2007:** Muhs, D., Wittel, H., Jannasch, D., & Voßiek, J. (2007). *Roloff / Matek Maschinenelemente Normung, Berechnung, Gestaltung*. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag / GWV Fachverlage GmbH.
- Timischl 2002:** Timischl, W. (2002). *Qualitätssicherung Statistische Methoden*. München Wien: Carl Hanser Verlag.
- Vinz 1986:** Vinz, P. (1986). New Design of an Ammonia-Water Absorption Cooling Process and Its Potential Applications for Heat Engineering. *Newsletter of the IEA Heat Pump Center, Vol. 4, Nr. 4, December: 26-34p*.
- Werdin 2003:** Werdin, S. (2003). *Technische Universität Dresden Institut für Festkörpermechanik (Wahrscheinlichkeitsnetz Nr.500)*. Abgerufen am 8. Juli 2012 von [http://public.beuth-hochschule.de/~prolab/dl/Wahrscheinlichkeitspapier%20\(sehr%20gut\).pdf](http://public.beuth-hochschule.de/~prolab/dl/Wahrscheinlichkeitspapier%20(sehr%20gut).pdf)
- Ziegler 1997:** Ziegler, F. (1997). *Forschungsbericht des Deutschen Kälte- und Klimatechnischen Vereins Nr. 57 - Sorptionswärmepumpen*. Stuttgart: Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein (DKV).
- Zotter 2010(a):** Zotter, G. (2010). *Bericht zum Projektmeeting "Thermo Pump"*. Technische Universität Graz: Institut für Wärmetechnik.
- Zotter 2010(b):** Zotter, G. (2010). *EES-Simulationen (thermo pump)*. IWT Technische Universität Graz.
- Zotter 2011:** Zotter, G., Moser, H., & Rieberer, R. (2011). *THERMODYNAMIC ANALYSIS OF DIFFERENT CONCEPTS FOR "THERMALLY DRIVEN" SOLUTION PUMPS SUITABLE FOR AMMONIA/WATER ABSORPTION HEAT PUMPING SYSTEMS*. Graz University of Technology: Institute of Thermal Engineering.

ANHANG A

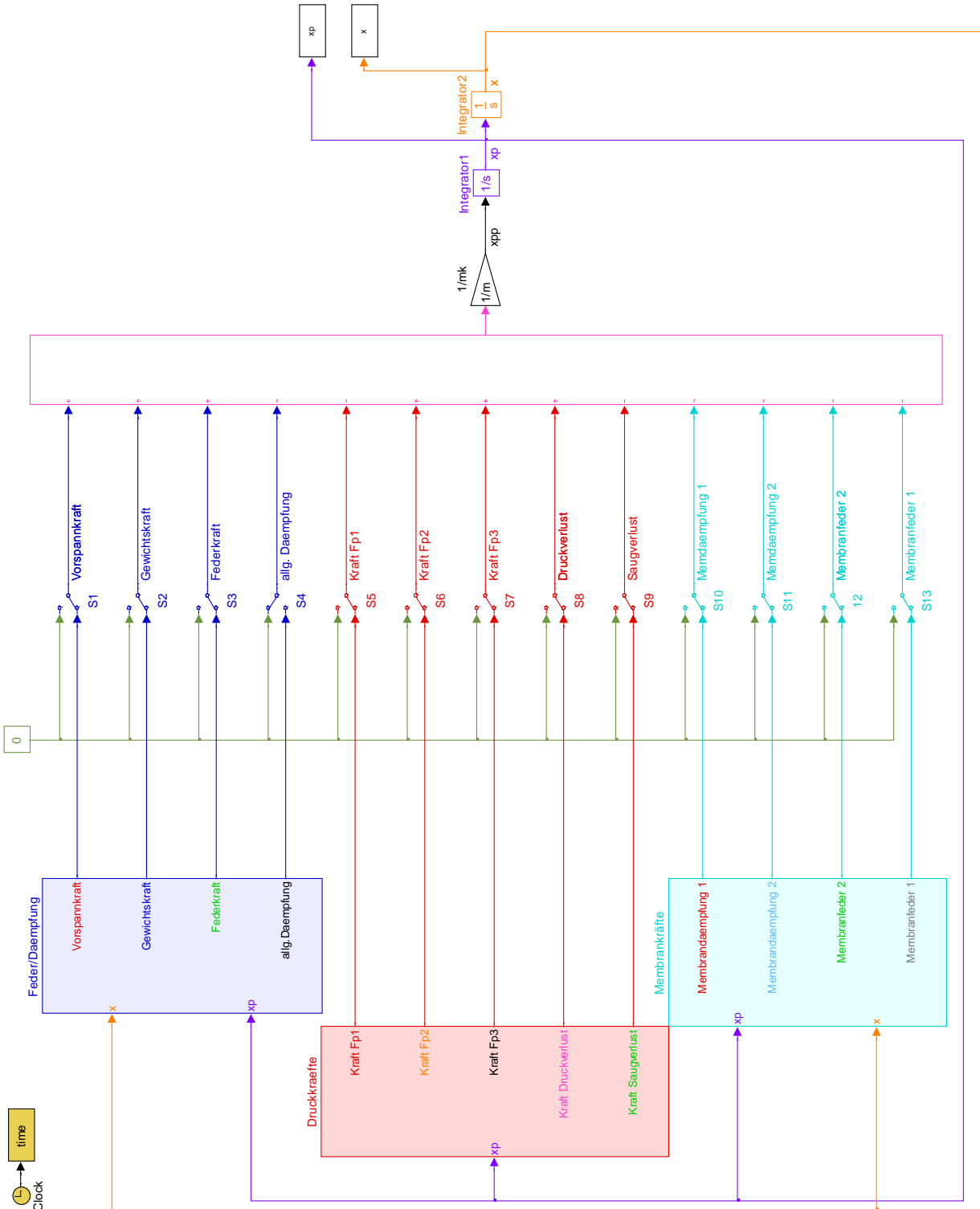


Abbildung 7-1: Darstellung der Bewegungsgleichung in Matlab-Simulink

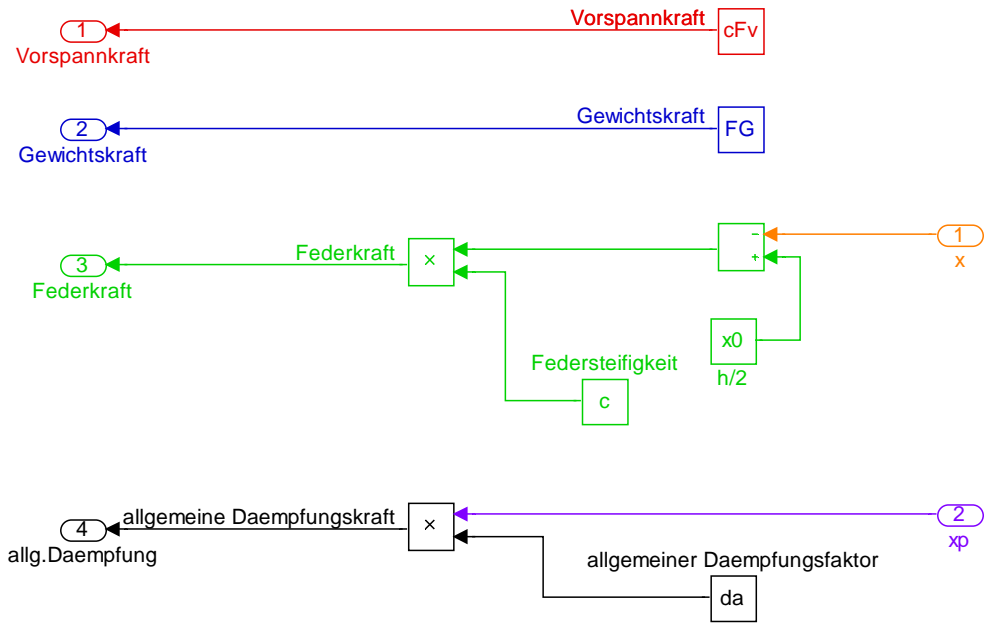


Abbildung 7-2: Unterprogramm Feder/Dämpfung

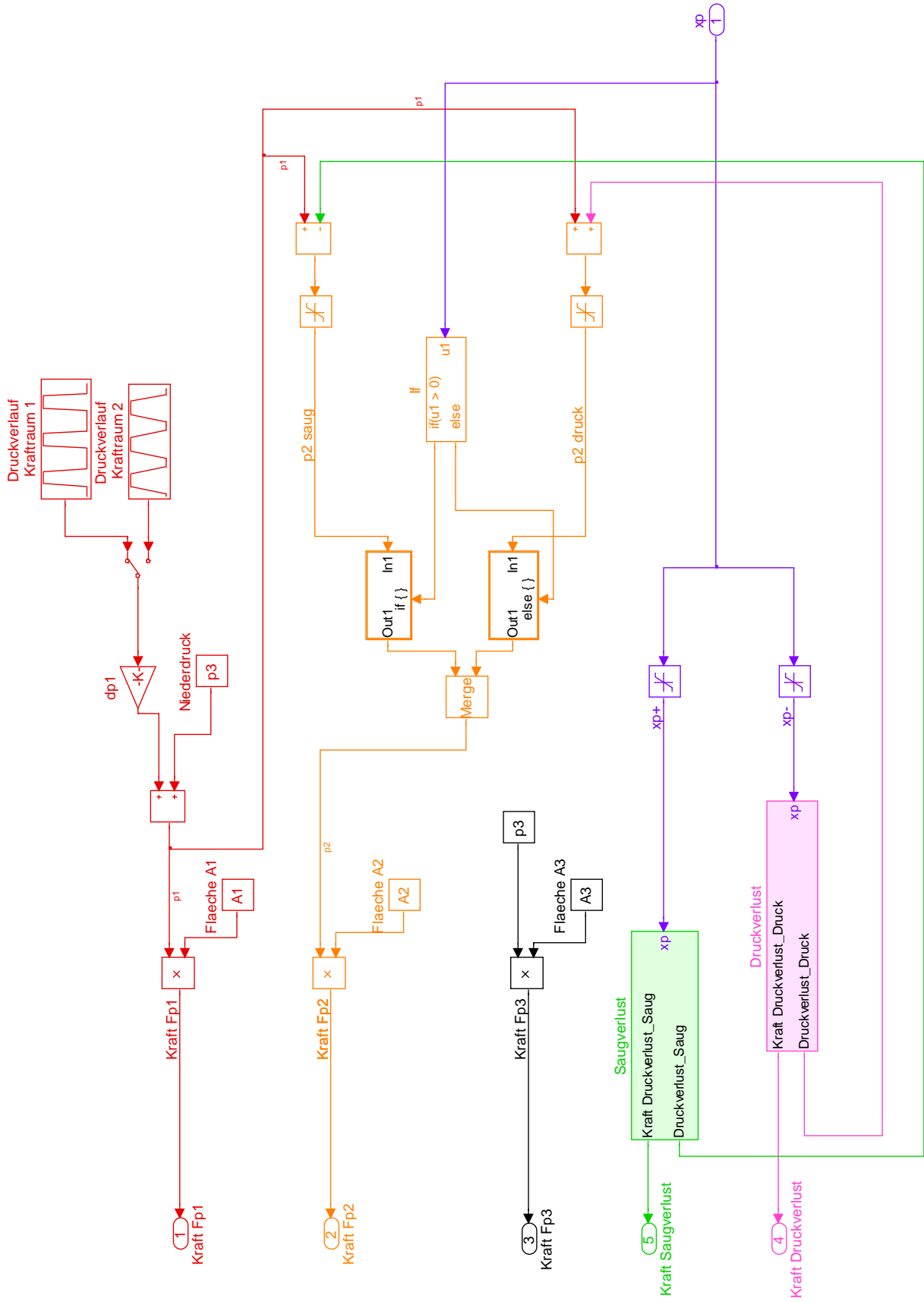


Abbildung 7-3: Unterprogramm Druckkräfte

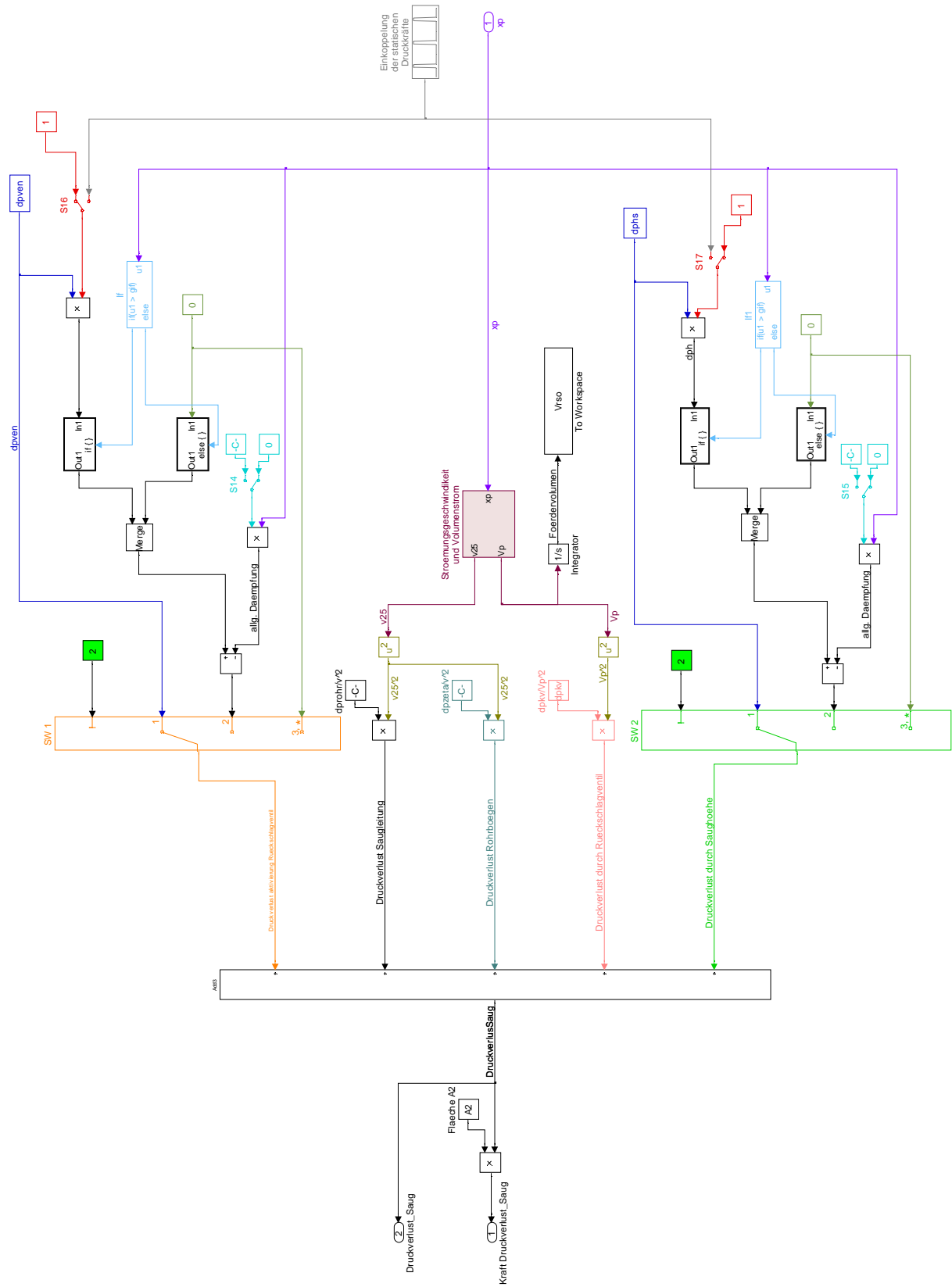


Abbildung 7-4: Unterprogramm Saugverlust

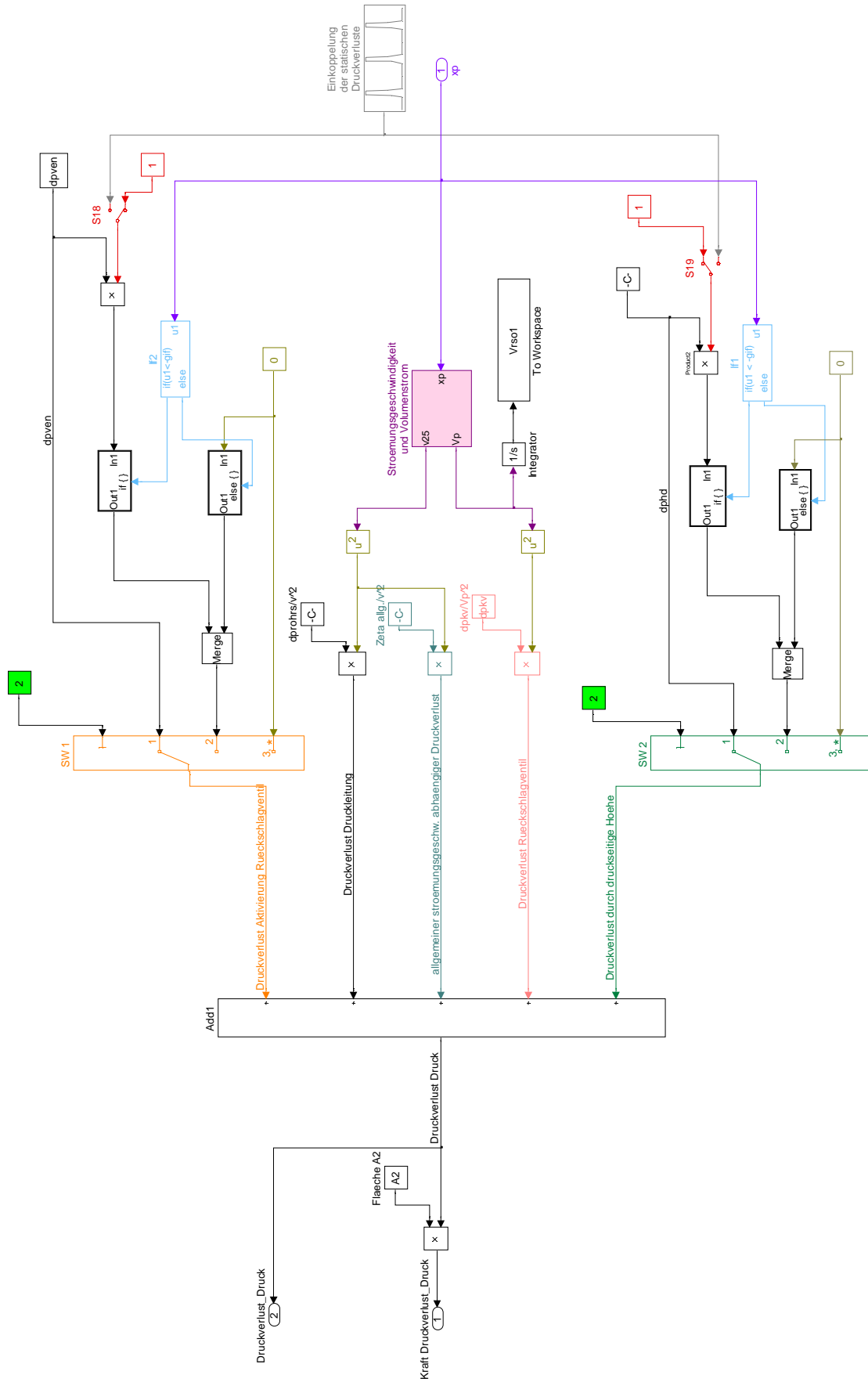


Abbildung 7-5: Unterprogramm Druckverlust

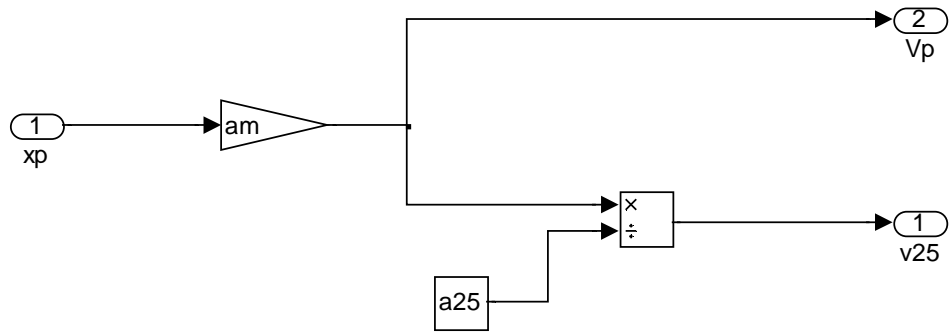


Abbildung 7-6: Strömungsgeschwindigkeit und Volumenstrom

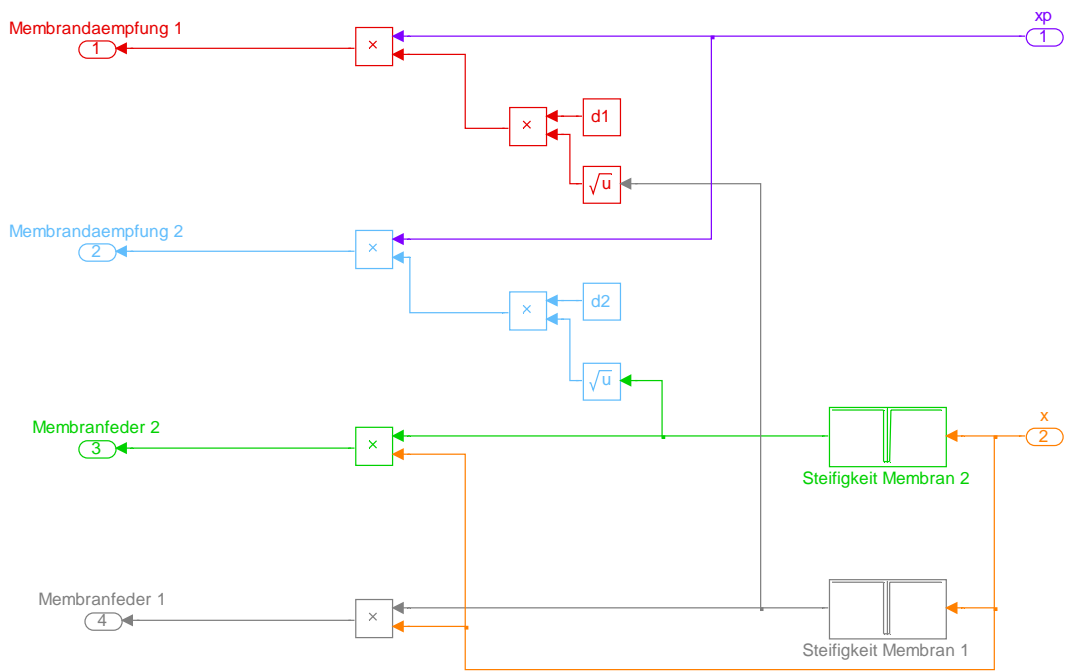


Abbildung 7-7: Unterprogramm Membrankräfte

ANHANG C

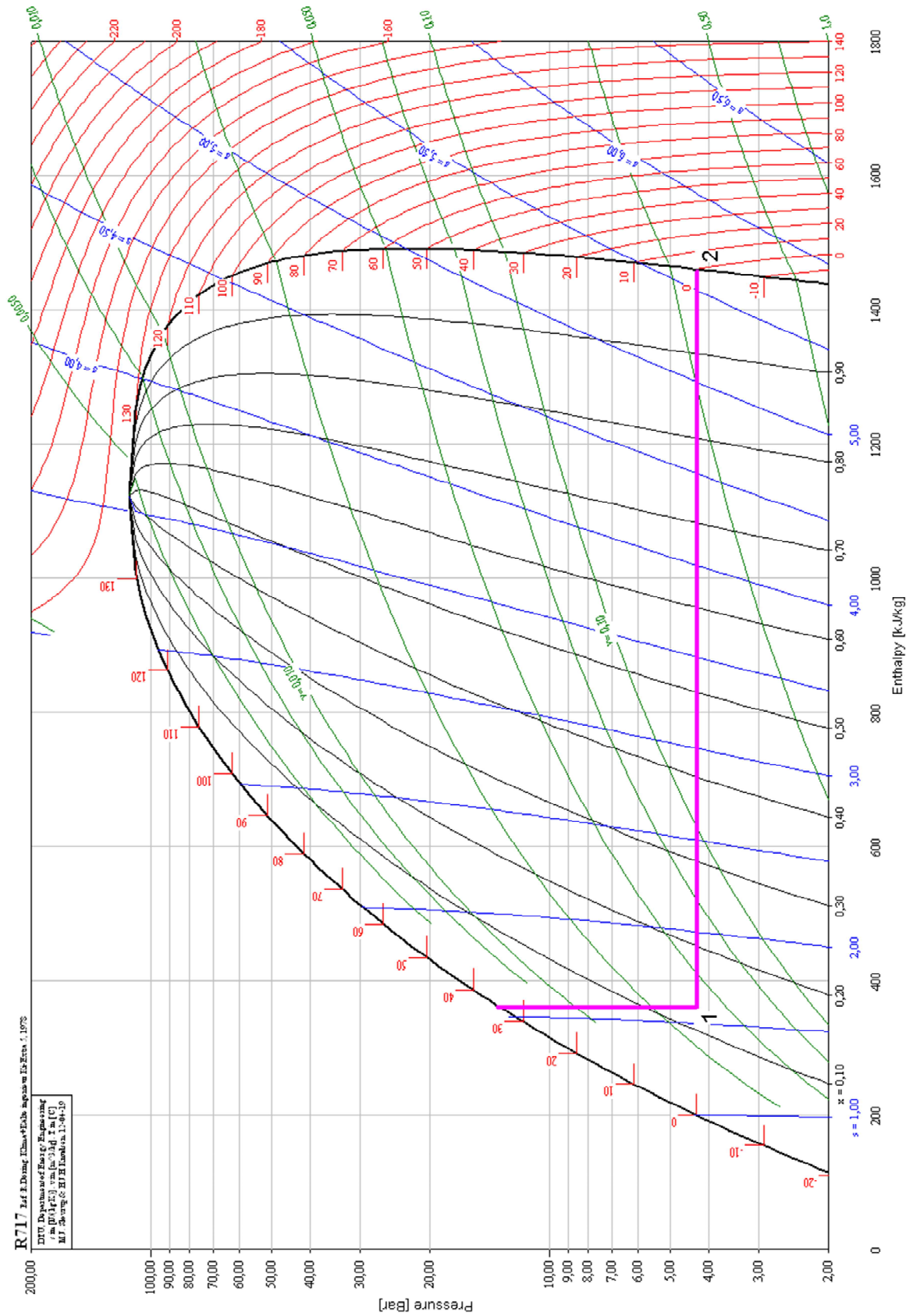


Abbildung 7-8: Darstellung der Zustandsänderung in der Kältemitteldrossel und im Verdampfer in einem log(p)/h – Diagramm für NH3 (Quelle Coolback)