



Hochschule Anhalt (FH)
Hochschule für angewandte Wissenschaften

Fachbereich Lebensmitteltechnologie /
Biotechnologie / Verfahrens- und Umwelttechnik

**„Planung, Aufbau und Konstruktion einer Druckgasspeicheranlage mit anschließender
Funktionsprüfung und Optimierung des Arbeitsregimes“**

Diplomarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplomingenieur (FH)

von: Ulrike Olm
geboren am 23.04.1980

Studiengang: Verfahrens- und Umwelttechnik

Vertiefungsrichtung: Verfahrens- und Energietechnik

Gutachter: Prof. Dr. Rüdiger Malingriaux
Prof. Dr. Klaus Hertwig

Roßlau im Mai 2004

Erklärung

Ich versichere, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel verwendet habe.

Roßlau im Mai 2004

Ulrike Olm

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei denen bedanken, die mich während aber auch vor allem in der letzten Phase meiner Diplomarbeit unterstützt haben.

Mein Dank geht an die Mitarbeiter der rosseta Technik GmbH, im Besonderen an Herrn Dr. Täubner, die mir bei technischen und fachspezifischen Problemen immer zur Seite standen.

Weiterhin möchte ich mich bei den Professoren meines Fachbereiches, insbesondere Herrn Prof. Hertwig und Herrn Prof. Malingriaux für ihre Anregungen und Hilfe bei der Bearbeitung meines Diplomthemas bedanken.

I Inhaltsverzeichnis

I	Inhaltsverzeichnis	4
II	Abkürzungsverzeichnis	6
III	Symbolverzeichnis	7
1	Einleitung	10
1.1	Schwerpunkte der Arbeit / Aufgabenstellung	10
2	Entwicklung und Beschreibung der Anlagenstruktur	11
2.1	Übersicht Energiespeicher.....	11
2.2	Bisher entwickelte Druckgasspeicher	14
2.3	Ausgangspunkt	15
2.4	Entwurf der Druckgasspeicheranlage	17
3	Detailplanung	19
3.1	Berechnungsmodell zur Speicherdimensionierung	19
3.2	Dimensionierung der Anlage.....	29
4	Versuche	33
4.1	Beschreibung des Versuchsstandes	33
4.2	Versuchsdurchführung	35
4.3	Vorversuche.....	36
4.3.1	Leckstrom der Pumpe.....	36
4.3.2	Strömungsversuche	39
4.3.3	Leerlaufleistung des Motors	41
4.4	Hauptversuche	43
4.5	Anwendbarkeit des Berechnungsmodells	49

5	Wirtschaftlichkeitsrechnung	52
5.1	Betrachtung der Einsatzfelder	52
5.2	Kostenvergleich verschiedener Speicher	53
6	Zusammenfassung	56
6.1	Ausblick	56
7	Anhang	58
IV	Abbildungsverzeichnis.....	64
V	Tabellenverzeichnis	65
VI	Literaturverzeichnis	66

II Abkürzungsverzeichnis

ab	-	abgeführt	St	-	Stahl
Abb.	-	Abbildung	Stk.	-	Stück
allg.	-	allgemein	theo.	-	Theoretisch
bzw.	-	beziehungsweise	U _m	-	Umdrehung
ca.	-	cirka	USV	-	unterbrechungsfreie Stromversorgung
CAES	-	<i>engl.</i> Compressed Air Energy Storage	VR	-	Versuchsreihe
const.	-	konstant	WR	-	Wechselrichter
ct	-	Cent	zu	-	zugeführt
d.h.	-	das heißt			
DIN	-	Deutsches Institut für Normung e.V.			
DN	-	Nenndurchmesser			
EEG	-	Erneuerbare-Energien-Gesetz			
EL	-	leichtes Heizöl			
gem.	-	gemessen			
ges.	-	gesamt			
Gl.	-	Gleichung			
Koeff.	-	Koeffizient			
L	-	Liter			
LS	-	Leckstrom			
M	-	Motor			
max.	-	maximal			
MG	-	Messgerät			
Min.	-	Minute			
min.	-	minimal			
ÖB	-	Ölbehälter			
S	-	schweres Heizöl			
Sch	-	Schaltung			
spez.	-	spezifisch			
SPS	-	speicherprogrammierbare Steuerung			

III Symbolverzeichnis

A	-	Fläche	m^2
$A_{Beh.}$	-	Grundfläche Vorratsbehälter	m^2
$A_{\ddot{O}l}$	-	Ölfläche	m^2
A^{St}	-	Stahlfläche	m^2
$c_{\ddot{O}l}$	-	spez. Wärmekapazität Öl	$J/kg \cdot K$
c_{St}	-	spez. Wärmekapazität Stahl	$J/kg \cdot K$
c_{vN_2}	-	spez. Wärmekapazität N_2	$J/kg \cdot K$
d	-	Durchmesser	m
d_a	-	Außendurchmesser	m
d_i	-	Innendurchmesser	m
$d_{\ddot{O}B}$	-	Durchmesser Ölbehälter	m
d_S	-	Speicherdurchmesser	m
€	-	Euro	
F	-	Berechnungskonstante	
f	-	Frequenz	Hz
g	-	Fallbeschleunigung	m/s^2
Gr	-	Grassov-Zahl	
h	-	Höhe	m
I_N	-	Nennstrom	A
K	-	Berechnungskonstante	
l	-	Anströmlänge	m
M_{N_2}	-	molare Masse Stickstoff	$kg/kmol$
m_{N_2}	-	Masse Stickstoff	kg
$m^{\ddot{O}l}$	-	Masse Öl	kg
m_{St}	-	Masse Stahlflasche	kg
n	-	Drehzahl	min^{-1}
n_{min}	-	minimale Drehzahl	min^{-1}
n_{max}	-	maximale Drehzahl	min^{-1}
N_2	-	Stickstoff	

Nu	-	Nusselt-Zahl	
p	-	Druck	<i>bar</i>
p_1	-	Anfangsdruck	<i>bar</i>
p_2	-	Enddruck	<i>bar</i>
p_B	-	zulässiger Betriebsdruck	<i>bar</i>
P	-	Leistung	<i>W</i>
$P_{ges.}$	-	Gesamtleistung	<i>W</i>
P_M	-	Motorleistung	<i>W</i>
P_N	-	Nennleistung	<i>W</i>
Pr	-	Prandl-Zahl	
Q	-	Wärme	<i>J</i>
R	-	allgemeine molare Gaskonstante	<i>J/kmol · K</i>
Ra	-	Raleigh-Zahl	
s	-	Wandstärke	<i>m</i>
T	-	Temperatur	<i>°C</i>
T_1	-	Speichertemperatur	<i>°C</i>
T_2	-	Umgebungstemperatur	<i>°C</i>
T_B	-	zulässige Betriebstemperatur	<i>°C</i>
T_{W1}	-	Wandinnentemperatur	<i>°C</i>
T_{W2}	-	Wandaußentemperatur	<i>°C</i>
t	-	Zeit	<i>s</i>
Δt	-	Zeitintervall	<i>s</i>
U	-	Spannung	<i>V</i>
U_A	-	Umfang der Projektionsfläche	<i>m</i>
V	-	Volumen	<i>m³</i>
\dot{V}	-	Volumenstrom	<i>m³/s</i>
\dot{V}_{max}	-	maximaler Volumenstrom	<i>L/min</i>
V_{Gas}	-	gelöstes Gasvolumen	<i>cm³</i>
$V_{gem.}$	-	gemessenes Volumen	<i>m³</i>
V_{LS}	-	Volumen des Leckstroms	<i>m³</i>

V_N	-	Nennvolumen	cm^3/U_m
$V_{\text{ÖL}}$	-	Ölvolumen	m^3
V_{St}	-	Volumen der Stahlflasche	m^3
$V_{theo.}$	-	theoretisches Volumen	m^3
W	-	Energie	Wh
W_{zu}	-	zugeführte Energie	Wh
W_{ab}	-	abgegebene Energie	Wh
w	-	Strömungsgeschwindigkeit	m/s
x	-	Anzahl der Gasflaschen	$Stk.$
α_1	-	Wärmeübergangskoeffizient Stickstoff – Öl	$W/m^2 \cdot K$
α_2	-	Wärmeübergangskoeffizient Stickstoff – Stahl	$W/m^2 \cdot K$
α_v	-	Bunsen-Koeffizient	
β	-	Wärmeausdehnungskoeffizient Gas	K^{-1}
δ	-	Wandstärke	m
η	-	Wirkungsgrad	
κ	-	Adiabatexponent	
λ	-	Wärmeleitfähigkeitskoeffizient Gas	$W/m \cdot K$
ν	-	kinematische Viskosität	mm^2/s
$\rho_{\text{Öl}}$	-	Dichte des Öls	kg/m^3
$\Delta\vartheta$	-	Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und Fluid	K
ϑ_m	-	mittlere Temperatur	K
ϑ_0	-	Temperatur Oberfläche	K
ϑ_∞	-	Temperatur Fluid	K

1 Einleitung

Der ständig steigende Bedarf an elektrischer Energie bei gleichzeitiger Verknappung der Rohstoffe erfordert immer neuere Technologien zu deren Erzeugung und Speicherung. Auf der Suche nach technisch, ökonomisch und ökologisch effizienten Technologien wird deutlich, dass zur Zeit ein Übergang von flüssigen zu gasförmigen Energieträgern stattfindet. Eine weiter in die Zukunft reichende Perspektive zeigt, dass vor allem im Bereich der Energiespeicherung die, in vielfältigen technischen Anwendungen seit über einen Jahrhundert angewendete, Drucklufttechnik unerwartet breit gefächerte Einsatzmöglichkeiten liefert. Die bemerkenswerten Entwicklungspotentiale und wettbewerbsfähigen Einsatzmöglichkeiten werden hierbei auch durch die rasante Entwicklung neuer Materialien und Werkstoffe ermöglicht. [1]

Im folgenden soll gezeigt werden, dass Energiespeicherung mit Druckluft eine Option ist, die bisher wohl deutlich unterschätzt wurde.

1.1 Schwerpunkte der Arbeit / Aufgabenstellung

Ziel der Diplomarbeit ist der Aufbau einer Versuchsanlage eines Energiespeichers auf der Basis von Druckgas. Dieses System soll im Vergleich zu Bleibatterien eine wesentlich längere Lebensdauer aufweisen und vor allem in der Photovoltaik aber auch bei USV-Anlagen zum Einsatz kommen.

Hierbei ist von dem einfachen System der Komprimierung von Stickstoff mittels einer Flüssigkeit auszugehen. Die Aufgaben erstrecken sich hierbei auf die Entwicklung eines Berechnungsmodells, die Berechnung der Speichergröße, die Auswahl der zu verwendenden Medien und Bauteile, die Konstruktion und den Aufbau der Anlage und Versuche zur Ermittlung der speicher- und nutzbaren Energiemenge. Dabei sollen unterschiedliche Komponenten zur Erprobung kommen.

Der Aufbau der Versuchsanlage dient dem Kennenlernen der auftretenden Probleme und der Suche nach ersten Lösungsansätzen. Weiterhin soll das Problem der Blasenbildung, das sich schon bei anderen Versuchsanlagen gezeigt hat, genauer untersucht und nach Möglichkeit beseitigt werden.

2 Entwicklung und Beschreibung der Anlagenstruktur

2.1 Übersicht Energiespeicher

Die Speicherung von Energie, erzeugt aus der Überkapazität in Zeiten niedriger Belastung und nachfolgendem Einsatz bei hoher Belastung, führt zu einer Verbesserung der Auslastung und Rentabilität von Energie-Umsetzsystemen.

Hierdurch kann das zu installierende Vermögen bis auf ca. den Durchschnitt von niedrigster und höchster Belastung verringert werden. Es lassen sich Kapitalkosten für Spitzenleistungen bei konventionellen Energieproduktions- und Distributionssystemen und für ergänzende Produktionskapazitäten bei Wind- und Sonnenenergiesystemen einsparen. Weiterhin erhält man einen Schutz des elektrischen Netzes gegen Instabilität in Spannung und Frequenz. [2]

Die Speicherung von Elektrizität kann auf verschiedene Weise erfolgen. Es können folgende physikalische oder chemische Prinzipien zur Speicherung ausgenutzt werden:

Speicherung von Elektrizität

- Elektrische Speicherung in Kondensatoren
- Elektrochemische Speicherung (Batterien, Brennstoffzellen)
- Mechanische Speicherung in Schwungrädern
- Mechanische Speicherung in Pumpspeicherwerken
- Druckgas

Jedes Prinzip hat spezifische Vor- und Nachteile. So sind Kondensatoren nur für geringe Energiemengen geeignet, die jedoch innerhalb kürzester Zeit mit sehr hohen Strömen verfügbar sind. In elektrischen Schaltungen werden diese breit angewendet. Es gibt Bemühungen mit Hochleistungskondensatoren Speicher für Fahrzeugantriebe und Bremsenergiezwischenlagerung aufzubauen. Problematisch ist dabei die eingeschränkte Lebensdauer von etwa 5 Jahren.

Elektrochemische Speicher sind in Form der Bleiakkumulatoren die eingeführten Energiespeicher schlechthin. Sie sind nicht für hohe Ströme und viele Entladungen geeignet. Auch wirken sich Temperaturen über 20°C oder unter 0°C negativ auf die Lebensdauer und Leistungsfähigkeit aus.

Schwungradspeicher stehen in den Eigenschaften zwischen Kondensatoren und Akkumulatoren. Sie haben darüber hinaus den Vorteil einer nahezu unbegrenzten Lebensdauer. Daher sind sie für Speicher im mittleren Zeitbereich (1 bis 10 Min.) besonders gut geeignet. Sie erreichen bisher als einzige Speicher eine gute Ökonomie, das heißt, dass die Kosten der Speicherung einer kWh mit 0,01 bis 0,02 € wesentlich unter dem Bezugspreis im Stromnetz liegen. [3]

Pumpwasserspeicher arbeiten ebenfalls nach mechanischen Prinzipien, sind jedoch nur als große Anlage in entsprechender Umgebung sinnvoll. Sie haben Zeitkonstanten über Stunden.

Die Druckgasspeicher kommen als neue Speicherart hinzu und können vielleicht Bleiakkumulatoren bei der Langzeitspeicherung ersetzen. Ihre Attraktivität als Energiespeicher ergibt sich im wesentlichen durch folgende Punkte:

- Druckgastechnik beruht auf physikalischen Prinzipien, d.h. im Energiesystem laufen keine chemischen Stoffumwandlungen ab. Daher sollte es möglich sein, wesentlich größere Lebensdauern im Vergleich zum Bleiakkumulator zu erreichen.
- Druckgasspeicher sind für die Langzeitspeicherung besonders gut geeignet, da sie keine Selbstentladung haben. Durch ein geeignetes Ventil bleibt der Gasdruck beliebig lange erhalten.
- Es lassen sich sehr große Energiemengen nur durch entsprechend große Behälter speichern. Die Leistung der Speicher ist jedoch nicht nur von der Behältergröße abhängig, sondern wird auch maßgeblich von der Größe der Pumpeneinheit bestimmt.

- Auch unter extremen klimatischen Bedingungen können die Speicherung und der Transport von Druckgas gefahrlos und günstig erfolgen.
- Druckgasspeicher können mit relativ einfachen technischen Mitteln aufgebaut werden. Die Erfindung neuer Prozesse und Technologien ist nicht erforderlich.

Es ist jedoch nicht möglich, die bisher im Druckluft- oder Hydraulikbereich benutzten Speicher für Druckluft oder Öldruck für die Energiespeicherung einzusetzen, da der Wirkungsgrad derzeit nur bei Werten um 20 % liegt. [1]

Einsatzziel	Speicher	Besonderheiten
Reserven für Ausfall der Energieversorgung	USV-Anlagen Notbeleuchtung	<ul style="list-style-type: none"> • Speicher voll aufgeladen, relativ wenige Entladungen • Bleiakkus gut geeignet • bei hohen Leistungen sind Schwungräder besser
Pufferung von Netzen	Pumpspeicherwerk	<ul style="list-style-type: none"> • günstig bei 24-stündigem Speicherzyklus
Speicherung der Bremsenergie von Fahrzeugen	Schwungradspeicher	<ul style="list-style-type: none"> • Lebensdauer 20 Jahre • Selbstentladung ca. 50 % innerhalb 2-4 Stunden
Start von beweglichen Anlagen	Starterbatterie	<ul style="list-style-type: none"> • geringe Lebensdauer (temperaturabhängig)
Speicherung von Solarenergie	Solarbatterien	<ul style="list-style-type: none"> • spezielle Bleiakkus (Lebensdauer 1-2 Jahre) • Speicherzyklus 24 h
	Druckgasspeicher	<ul style="list-style-type: none"> • noch in der Entwicklung

Tabelle 2-1: Übersicht bestehender Speicherarten

2.2 Bisher entwickelte Druckgasspeicher

Die Energiespeicherung mittels komprimierter Luft ist eine alte Technologie, so wurde der hydropneumatische Akkumulator schon 1812 erwähnt. Dieser wurde für Maschinen wie Pressen oder Dockkrane verwendet. Um 1850 verwendete man mit Hydraulikflüssigkeit betriebene Druckgefäße als Geschützkontrolle auf Kanonenbooten. Dies kann als der Beginn der mobilen Anwendung von Hydraulikspeichern betrachtet werden.

Die ersten Fahrzeuge (um 1860) die Druckluftspeicher als Antrieb nutzten waren Grubenloks. Ab 1876 wurden diese Systeme auch in Straßenbahnen in Nantes und Paris und ab Ende des 19. Jahrhunderts auch in Bern eingesetzt. Diese Systeme wurden im Bergbau noch relativ lange benutzt, da ein Explosionsschutz hierbei einfach gegeben ist.

Speicher mit einem wesentlich größeren Speicherinhalt (290 MW Abgabeleistung über 4 h) konnten erstmals 1978 in Huntorf / Norddeutschland durch das sogenannte CAES-System (*engl. Compressed Air Energy Storage*) realisiert werden.

Dieses System liefert bei Spitzenstrombedarf ein Fluid bzw. Druckluft für eine Turbine, die einen Generator antreibt. Die Füllung des Speichers, in der Regel Kavernen oder poröse Gesteinsschichten, erfolgt durch einen Verdichter bei Niedriglast im Stromnetz. Bei Spitzenlastbedarf wird die Druckluft aus dem Speicher entnommen, in einer Brennkammer aufgeheizt und einer Turbine zugeführt. Die Anlage entspricht einer konventionellen Gasturbinenanlage wobei der Verdichter jedoch elektrisch betrieben und nicht starr über eine Welle mit der Turbine verbunden ist. Im Gegensatz zu konventionellen Anlagen bei denen 2/3 der Turbinenleistung für den Antrieb des Verdichters benötigt werden, kann bei dem Druckspeicher die komplette Turbinenleistung für den Generator genutzt werden. [2]

Entsprechende Anlagen arbeiten ähnlich den Pumpspeicherkraftwerken und wurden zur Abdeckung von Spitzenlastzeiten im Bereich mehrerer Stunden in letzter Zeit auf Konferenzen wiederholt vorgeschlagen (Alstom).

2.3 Ausgangspunkt

Ausgangspunkt für den zu entwickelnden Speicher sind vorhandene Entwicklungskonzepte bzw. Versuchsanlagen. Hierbei wird speziell von zwei verschiedenen Technologien (TYP A und B) ausgegangen. [2]

Als TYP A wird das Flüssigkolbensystem bezeichnet. Dieses System ist die direkte Erweiterung des Hydraulik-Akkumulatoren-Prinzips, welches in der einfachsten Version mit einer hoch effizienten Verdrängerpumpe / -motor (1) mit konstanter Drehzahl, die durch ein 4-Wege-Magnetventil (2) kontrolliert wird, geliefert wird. Das System arbeitet mit einem Schwungrad (3) welches zur Unterstützung einer geringen Wellengeschwindigkeit für den Motor/Generator (4) konstruiert wurde.

Das Gasvolumen (6) in den Behältern (5) ist entsprechend dem Energieinhalt des Systems ausgelegt. Der Druck variiert gewöhnlich zwischen 100 (als leer bezeichnet) und 250 bar (mehr als 50% der Behälter sind mit Flüssigkeit (7) gefüllt). Dies ermöglicht die Nutzung von Standarddruckgasflaschen und -sortimenten von Ventilen, Druckschaltern und anderen Kontrollgeräten. Selbstverständlich muss das Ölvolumen während der Expansion in einem Tank bzw. einer Gummiblase (8) auf der drucklosen Seite gespeichert werden.

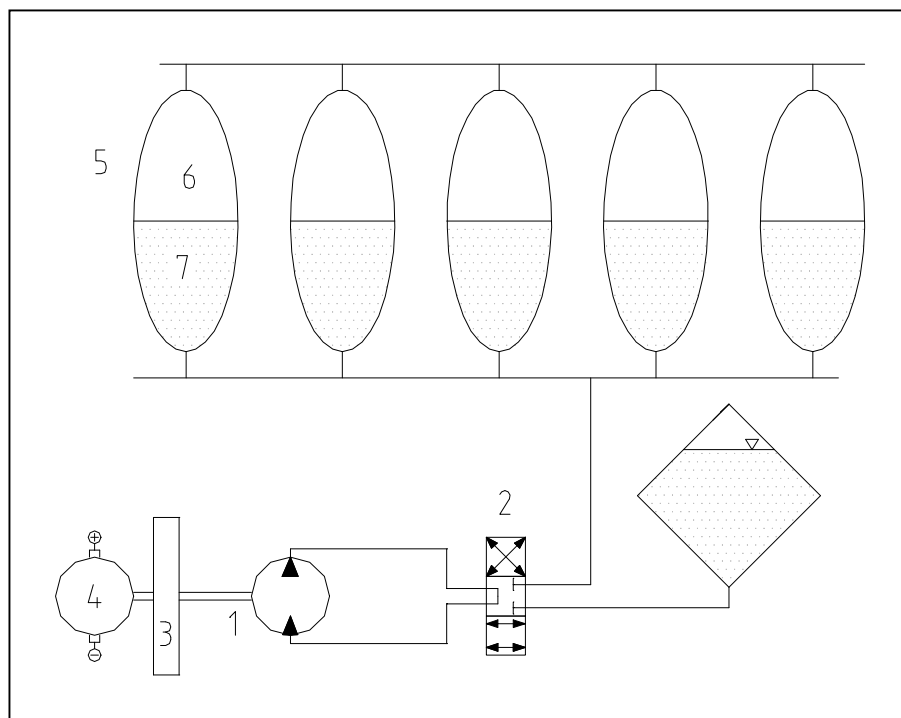


Abb. 2-1: Skizze des Flüssigkolbenprinzips

Bei Versuchen wurde jedoch festgestellt, dass dieses Prinzip so nicht funktioniert, da Blasen im Öl entstehen (unklar ist, woher). Wenn das System laufen soll, dann ist dies nur mittels Modifizierung durch:

- eine andere Gas-Flüssigkeit-Kombination,
- eine Blase
- oder eine Sperrschicht aus einer anderer Flüssigkeit möglich.

Als zweites ist das Luft-Öl-Interface-System, der sogenannte TYP B, zu nennen. Bei dieser Lösung ist das Behältervolumen nur mit Luft gefüllt, so dass das benötigte Zylindervolumen für die gleiche Speicherkapazität ca. 10 mal kleiner ist als bei Typ A. Um diese Verbesserung einzuführen mussten zu den schon beschriebenen Elementen 1-5 ein Interface (9) mit einem Sicherheitsventil (10) und einem Wärmetauscher (11) zugefügt werden. Der Wärmetauscher ermöglicht einen isothermen Prozess während der Kompression und Expansion. Die Temperatur im Interface (Schnittstelle/Grenzfläche) wird durch den Kreislauf zwischen Pumpe und Wärmetauscher zur Umgebungstemperatur aufrecht erhalten. Da an dieser Stelle Luft aus der Umgebung entnommen (Kompression) bzw. ausgestoßen wird (Expansion), wird ein Schalldämpfer/Filtersystem (12) benötigt. Das System ist jedoch zur Zeit nur ein Konzept. Eine Versuchsanlage die die Funktionalität beweisen würde existiert noch nicht.

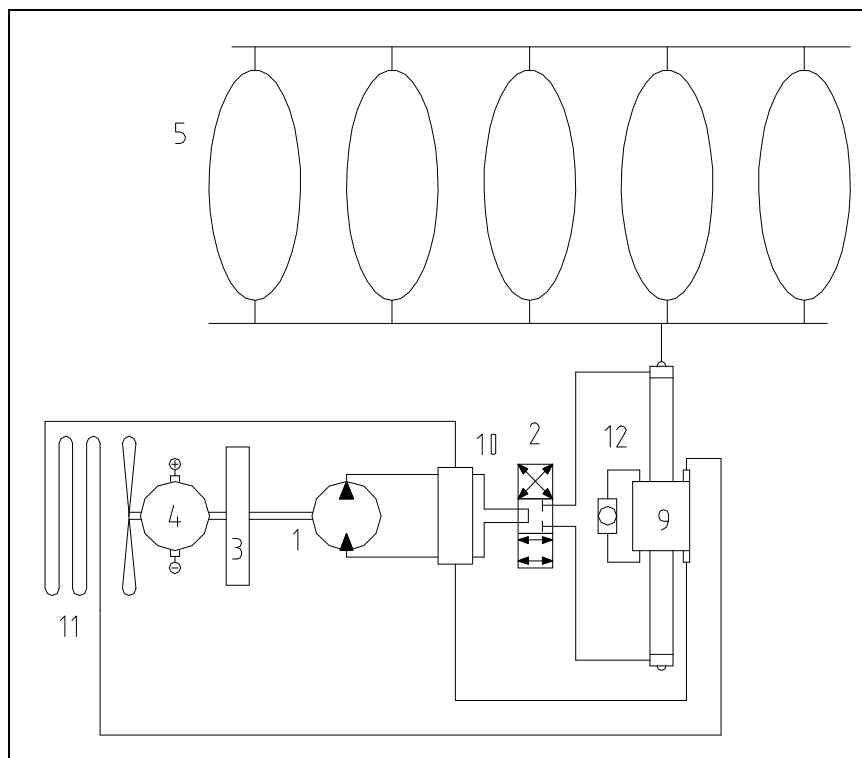


Abb. 2-2: Skizze des Öl-Interface-Systems

Im Vergleich zum Typ A verliert man beim Typ B an Wirkungsgrad, der Antikorrosionseffekt und die Möglichkeit des Einsatzes von Standardteilen gehen verloren.

Ein neues Element, genannt Interface muss entwickelt werden, was den Preis der Hydraulik verdoppelt und die Entwicklung zu einer langwierigen Angelegenheit macht. Andererseits befreit man sich von dem Ölreservoir und reduziert das Speichervolumen und die folgenden Kosten.

2.4 Entwurf der Druckgasspeicheranlage

Aufgrund der einfachen Technologie und der kostengünstigen Standardbauteile wird zunächst der Typ A als Grundlage für die Weiterentwicklung des Druckgasspeichers ausgewählt. Hierbei entfällt jedoch das Schwungrad (3) und an Stelle des 4-Wege-Magnetventils wird ein 2-Wege-Magnetventil (2) eingesetzt. Die Motor-Pumpen-Einheit (1, 4) wird in drehzahlvariabler Fahrweise betrieben und somit der anfallenden bzw. abgeforderten Leistung angepasst.

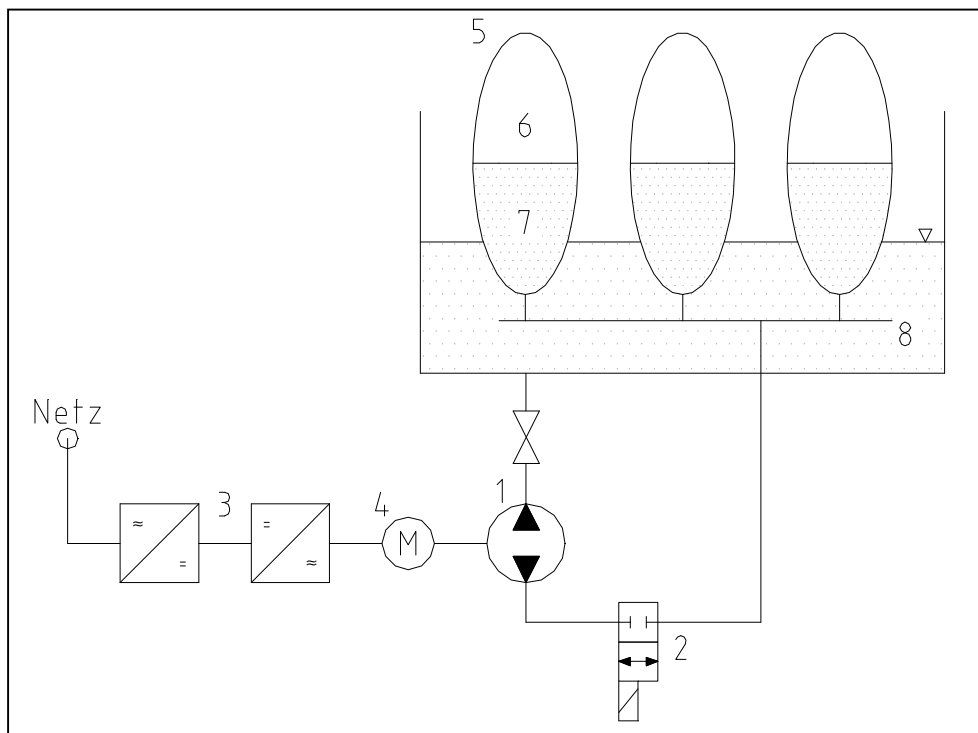


Abb. 2-3: Anlagenskizze des geplanten Druckgasspeichers

Pumpe und Motor werden durch einen Wechselrichter (9/1) angesteuert und ein zweiter Wechselrichter (9/2) dient der Wandlung und Rückspeisung der erzeugten Energie ins Netz. Der Tank (8) zur Speicherung des Ölvolumens während der Expansion wird nicht mehr extern angebracht, sondern soll gleichzeitig als Standbehälter der Druckflaschen (5) dienen. Diese sind Standarddruckgasflaschen ohne Trennschicht zwischen Gas und Flüssigkeit.

Die wesentlichen Bestandteile des geplanten Druckspeichers sind:

Pumpe (Außenzahnrad- oder Axialkolbenpumpe),
Magnetventil,
Wechselrichter,
Asynchronmotor,
Druckgasflaschen (in variabler Anzahl),
Vorratsbehälter,
eine Überdruck-Notabschaltung (Sicherheitsventil),
Schwimmerschalter zur Niveauregelung
und eine elektronische Steuerung (evtl. mittels SPS)

Vorteile dieser Anlage sind deren kompakte Anordnung und die Möglichkeit der Fahrweise im automatischen Betrieb. Weiterhin ist dieses System im Aufbau einfacher und preiswerter als die vorher beschriebenen Systeme, da Standardbauteile verwendet werden können und der Einsatz teurer Baueile, wie dem Schwungrad oder speziell gefertigter Kolben, entfällt.

3 Detailplanung

Für die Beschreibung und Auswahl einer Druckgasspeicheranlage ist zunächst ein Rechenmodell zu entwickeln, das Aussagen über Größe, Zustandsänderungen und Energieinhalt des Speichers ermöglicht. Nachdem mittels Rechenmodell eine Speichergröße ausgewählt wurde sind die einzelnen Aggregate der Anlage auszuwählen und zu dimensionieren.

3.1 Berechnungsmodell zur Speicherdimensionierung

Eine allgemeine Darstellung des zu erwartenden Speicherinhaltes kann durch die Volumenänderungsarbeit erfolgen. Die Zustandsänderung im System wird hierbei als isotherm betrachtet.

verdichtetes Gasvolumen bei 250 bar:

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{p_1}{p_2} \quad \text{Gl. 3-1}$$

zur Verdichtung benötigtes Ölvolumen:

$$V_{\text{öl}} = V_1 - V_2 \quad \text{Gl. 3-2}$$

gespeicherte Energie bei isothermer Verdichtung:

$$W = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \quad \text{Gl. 3-3}$$

Somit ergeben für verschiedenen Speichervolumina und unterschiedliche Anfangsdrücke folgende Speicherinhalte:

p ₁ [bar]	Energie W [kWh]		
	V ₁ = 0,05 m ³ (1 Flasche)	V ₁ = 0,6 m ³ (12 Flaschen)	V ₁ = 1,5 m ³ (30 Flaschen)
0	0	0	0
25	0,08	0,959	2,3985
50	0,1118	1,3412	3,3530
75	0,1254	1,5050	3,7624
100	0,1273	1,5272	3,8179
125	0,1203	1,4441	3,6101
150	0,1064	1,2771	3,1927
175	0,0867	1,0403	2,6008
200	0,0620	0,7438	1,8595
225	0,0329	0,3951	0,9878
250	0	0	

Tabelle 3-1: berechnete Speicherinhalte bei unterschiedlichem Speichervolumen und Anfangsdruck und konstantem Enddruck von 250 bar

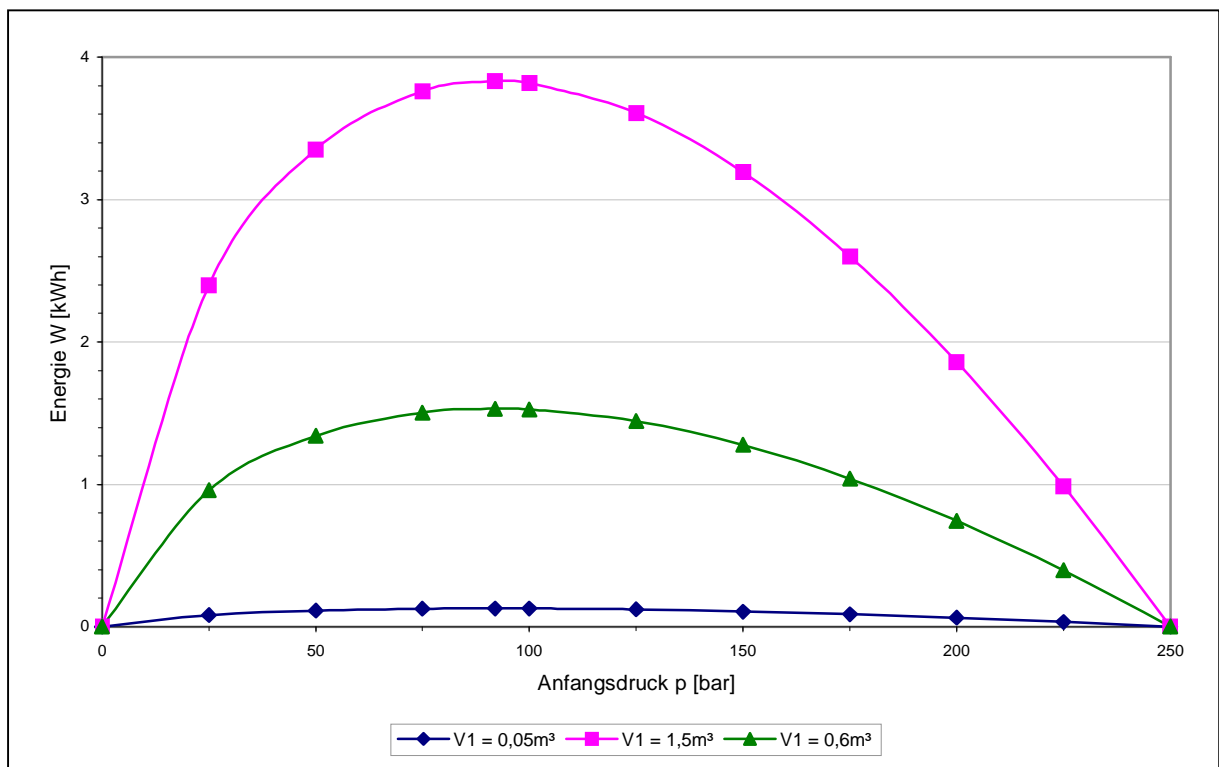


Abb. 3-1: Speicherinhalte bei unterschiedlichem Speichervolumen und Anfangsdruck und konstantem Enddruck von 250 bar

Um das System jedoch genauer zu beschreiben muß auch die Temperaturabhängigkeit der einzelnen Prozesse mit in die Berechnungen einbezogen werden.

Eine exakte Beschreibung ist jedoch nur für zwei Grenzfälle möglich, die adiabatische oder die isotherme Zustandsänderung.

Lösung für die adiabatische Zustandsänderung:

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\kappa \quad \text{Gl. 3-4}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\kappa-1} \quad \text{Gl. 3-5}$$

$$W = \frac{1}{\kappa - 1} \cdot (p_1 \cdot V_1 - p_2 \cdot V_2) \quad \text{Gl. 3-6}$$

Lösung für die isotherme Zustandsänderung:

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{V_1}{V_2} \quad \text{Gl. 3-7}$$

$$W = p_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{V_1}{V_2} \quad \text{Gl. 3-8}$$

Da die Zustandsänderungen weder isotherm noch adiabatisch ablaufen, soll ein Modell aufgestellt werden, das die realen Bedingungen besser berücksichtigt. Dazu wird der Vorgang in genügend kleinen Zeitintervallen iterativ beschrieben.

Der eigentlich kontinuierlich verlaufende Vorgang in einem solchen kleinen Zeitintervall wird in zwei Teilschritte aufgesplittet. Das ist erstens eine adiabatische Zustandsänderung, die zu Beginn des Zeitintervalls sofort stattfindet (in einer unendlich kurzen Zeit). Und zweitens ein isochorer Wärmeaustausch, der sich daran anschließt und über das ganze Zeitintervall erfolgt.

Der Wärmeaustausch vollzieht sich hauptsächlich zum Öl, dessen Menge und Wärmekapazität auch noch ständig durch neues kaltes Öl vergrößert wird. Da sich der Stahlbehälter in direktem Kontakt mit dem Öl befindet, wurde angenommen, dass das Öl und der Stahlbehälter die gleiche Temperatur haben. Im folgenden wird die Wärmeflussgleichung für das System Stickstoff-Öl / Stahlflasche unter Berücksichtigung der sich ständig ändernden Flächen und Volumina gelöst.

Als erstes müssen Anfangsdaten festgelegt bzw. aus den gegebenen Daten berechnet werden.

Grenzfläche $A_{\dot{O}l}$ zwischen Stickstoff und Öl:

$$A_{\dot{O}l} = x \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_s^2 \quad \text{Gl. 3-9}$$

Grenzfläche A^{St} zwischen Stickstoff und Stahl:

$$A_0^{St} = x \cdot \left(\frac{V_{St}}{A_{\dot{O}l}} \cdot \pi \cdot d_s + 2 \cdot A_{\dot{O}l} \right) \quad \text{Gl. 3-10}$$

Masse m_{N_2} des Stickstoff:

$$m_{N_2} = x \cdot \frac{p_0 \cdot V_{St} \cdot M_{N_2}}{R \cdot T_0} \quad \text{Gl. 3-11}$$

Als nächstes sind Prozessdaten vorzugeben, die sich aus der Geometrie des verwendeten Speichers bzw. der Größe der Pumpe ergeben, d.h. Volumenstrom der Pumpe und Masse und Volumen der Stahlflasche sind zu ermitteln bzw. festzulegen. Weiterhin ist ein Zeitintervall, das den Iterationsschritt bestimmt, anzugeben.

Gasvolumen V_i in der Stahlflasche:

$$V_0 = x \cdot V_{St} \quad \text{Gl. 3-12}$$

$$V_{i+1} = V_i - \Delta t \cdot \dot{V} \quad \text{Gl. 3-13}$$

Grenzfläche A_i^{St} zwischen Stickstoff und Stahl:

$$A_{i+1}^{St} = A_i^{St} - \frac{4 \cdot \dot{V} \cdot \Delta t}{x \cdot d_s} \quad \text{Gl. 3-14}$$

Druck p_i^a im Speicher nach adiabatischer Zustandsänderung:

$$p_{i+1}^a = p_i^n \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^\kappa \quad \text{Gl. 3-15}$$

Temperatur $T_i^{N_2,a}$ des Stickstoffs nach adiabatischer Zustandsänderung:

$$T_{i+1}^{N_2,a} = T_i^{N_2,n} \cdot \left(\frac{V_i}{V_{i+1}} \right)^{\kappa-1} \quad \text{Gl. 3-16}$$

Masse $m_i^{\ddot{o}l}$ des Hydrauliköls in der Stahlflasche:

$$m_{i+1}^{\ddot{o}l} = m_i^{\ddot{o}l} + \dot{V} \cdot \Delta t \cdot \rho_{\ddot{o}l} \quad \text{Gl. 3-17}$$

Temperatur $T_i^{\ddot{o}l/St,a}$ in Öl/Stahl nach adiabatischer Zustandsänderung:

$$T_{i+1}^{\ddot{o}l/St,a} = \frac{v \cdot \Delta t \cdot \rho_{\ddot{o}l} \cdot c_{\ddot{o}l} \cdot T_0 + (m_i^{\ddot{o}l} \cdot c_{\ddot{o}l} + m_{St} \cdot c_{St}) \cdot T_i^{\ddot{o}l/St,n}}{(m_{i+1}^{\ddot{o}l} \cdot c_{\ddot{o}l} + m_{St} \cdot c_{St})} \quad \text{Gl. 3-18}$$

Wärmeflussmenge im Speicher (Die Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten erfolgte gemäß Anhang Seite 58ff)

$$m_{N_2} \cdot c_{vN_2} \cdot dT^{N_2} = -(\alpha_1 \cdot A_{\ddot{o}l} + \alpha_2 \cdot A_i^{St}) \cdot (T^{N_2} - T^{\ddot{o}l/St}) \cdot dt \quad \text{Gl. 3-19}$$

durch das Gas abgegebene Wärmemenge:

$$m_{N_2} \cdot c_{vN_2} \cdot dT^{N_2} = -(m_i^{\ddot{o}l} \cdot c_{\ddot{o}l} + m_{St} \cdot c_{St}) \cdot dT^{\ddot{o}l/St} \quad \text{Gl. 3-20}$$

zur Vereinfachung der Berechnung von Gleichung 3-19 eingeführte Konstante F_i :

$$F_i = \frac{dT^{N_2}}{(T^{N_2} - T^{\ddot{o}l/St}) \cdot dt} = - \frac{(\alpha_1 \cdot A_{\ddot{o}l} + \alpha_2 \cdot A_i^{St})}{m_{N_2} \cdot c_{vN_2}} \quad \text{Gl. 3-21}$$

zur Vereinfachung der Berechnung von Gleichung 3-20 eingeführte Konstante K_i :

$$K_i = \frac{dT^{\ddot{o}l/St}}{dT^{N_2}} = - \frac{m_{N_2} \cdot c_{vN_2}}{m_i^{\ddot{o}l} \cdot c_{\ddot{o}l} + m_{St} \cdot c_{St}} \quad \text{Gl. 3-22}$$

daraus ergibt sich nach Integration eine weitere Konstante $T_{i,const.}$:

$$T_{i,const.} = T_i^{\ddot{o}l/St,a} - K_i \cdot T_i^{N_2,a} \quad \text{Gl. 3-23}$$

nach Integration von Gl. 3-19 ergibt sich die Temperatur $T_i^{N_2,n}$ des Stickstoffs

nach isochorem Ausgleich:

$$T_i^{N_2,n} = \frac{e^{F_i \Delta t (1-K_i)} \cdot [(1-K_i) \cdot T_i^{N_2,a} - T_{i,const.}] + T_{i,const.}}{(1-K_i)} \quad \text{Gl. 3-24}$$

Temperatur $T_i^{\text{Öl/St},n}$ von Öl/Stahl nach isochorem Ausgleich:

$$T_i^{\text{Öl/St},n} = K_i \cdot T_i^{N_2,n} + T_{i,const.} \quad \text{Gl. 3-25}$$

Druck p_i^n im Speicher nach isochorem Ausgleich:

$$p_{i+1}^n = p_{i+1}^a \cdot \left(\frac{T_{i+1}^{N_2,n}}{T_{i+1}^{N_2,a}} \right) \quad \text{Gl. 3-26}$$

zur Komprimierung benötigte Energie W_i^{zu} berechnet für das ganze Intervall:

$$W_{i+1}^{zu} = \frac{p_i^n + p_{i+1}^n}{2} \cdot (V_i - V_{i+1}) \quad \text{Gl. 3-27}$$

$$W_{ges.}^{zu} = \sum W_i^{zu} \quad \text{Gl. 3-28}$$

zur Komprimierung aufzubringende Leistung P_i^{zu} :

$$P_i^{zu} = \frac{W_i^{zu}}{\Delta t} \quad \text{Gl. 3-29}$$

Für die Expansion gelten die selben Gleichungen jedoch kehren sich bei der Berechnung des Gasvolumens und der Grenzfläche Stickstoff – Stahl die Vorzeichen um.

Im Ruhezustand des Speichers, also zwischen den Prozessen Kompression und Expansion, erfolgt ebenfalls eine isochore Zustandsänderung mit der Umgebung. Dies bewirkt einen Temperatur- und Druckabfall im System und somit eine Verschlechterung der Energieausbeute.

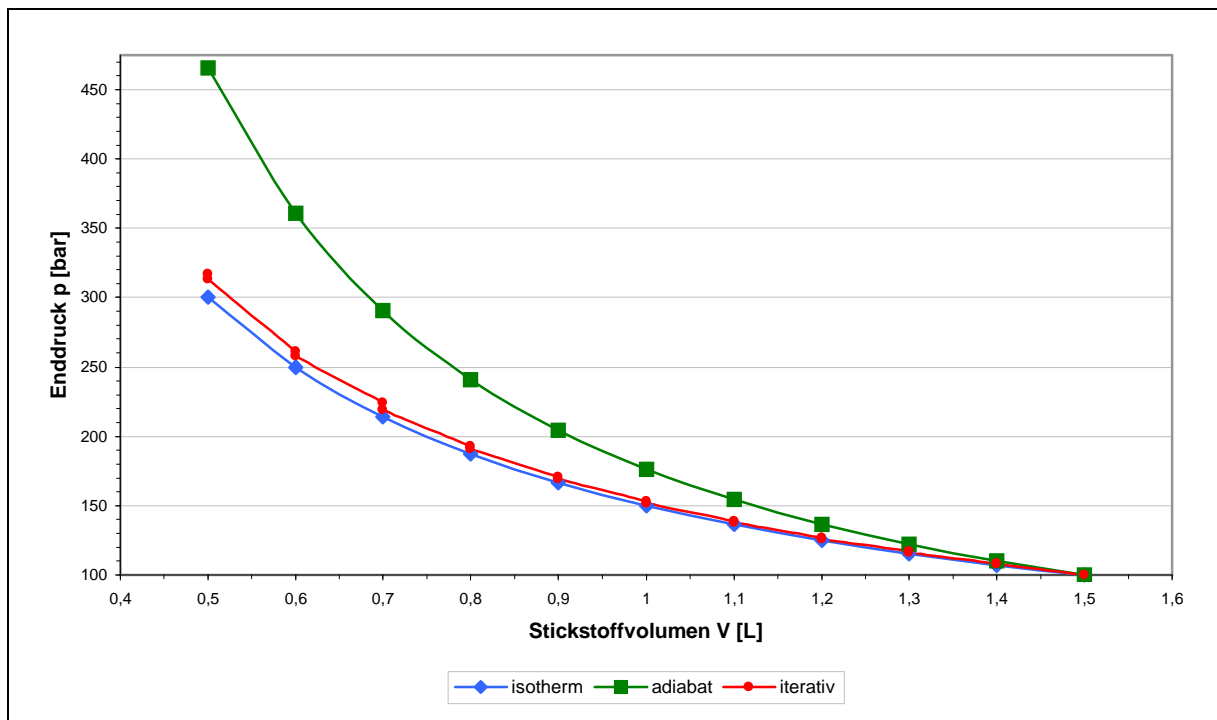


Abb. 3-2: Vergleich der Druckentwicklung im Speicher anhand der unterschiedlichen Berechnungsmodelle

In Abbildung 3-2 ist die Druckentwicklung im Speicher anhand der unterschiedlichen Berechnungen dargestellt. Hierbei ist erkennbar, dass die nach dem erstellten iterativen Modell berechnete Zustandsänderung zwischen isothermem und adiabatischem Verlauf liegt, was die Funktionalität des Berechnungsmodells belegt.

In den folgenden Abbildungen 3-3 und 3-4 sind jeweils Stickstoffvolumen und -temperatur, Druck und Energie für die Kompression mit einem Startdruck von 100 bar in zeitlicher Abhängigkeit dargestellt. Ermittelt wurden die Werte mit dem iterativen Berechnungsmodell, wobei ein konstantes Endvolumen von $V = 0,5 \text{ m}^3$ und ein Iterationsintervall von $\Delta t = 10 \text{ s}$ eingesetzt wurden.

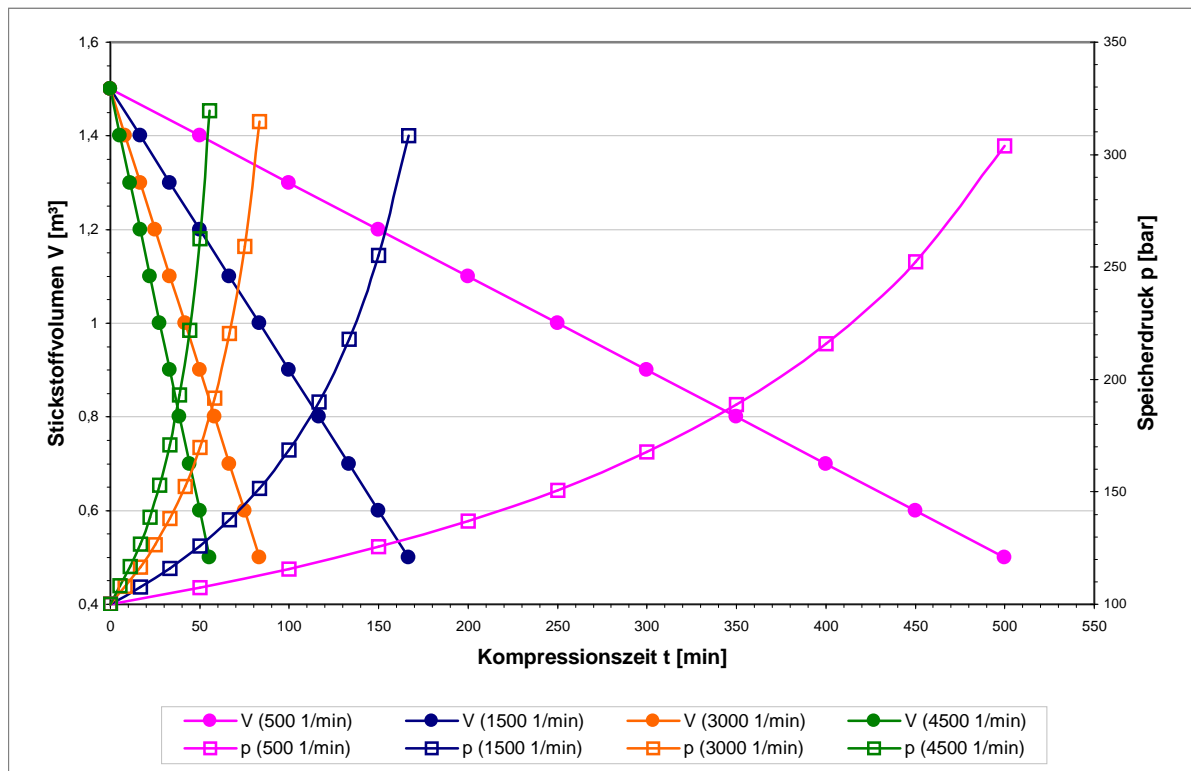


Abb. 3-3: Entwicklung des Stickstoffvolumens und des Speicherdrucks in Abhängigkeit der Kompressionszeit

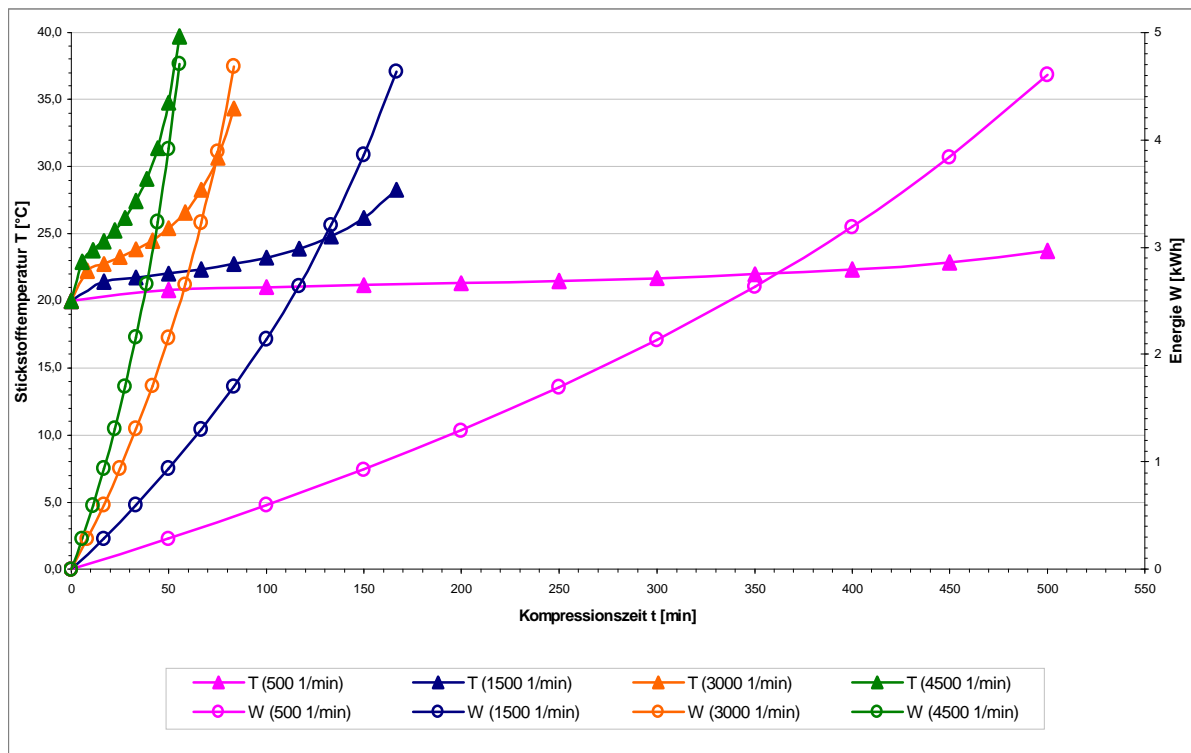


Abb. 3-4: Darstellung der eingetragenen Energie und Stickstofftemperatur im Speicher in Abhängigkeit der Kompressionszeit

Die Bewertung der Speichergüte erfolgt anhand dessen Effektivität, die über den thermischen Wirkungsgrad ermittelt wird. Dieser ergibt sich als Quotient aus ab- und zugeführter Energie des Systems. Die abgeführte Energie ist in diese Fall die max. mögliche Energie, die das System nach Temperaturengleich mit der Umgebung abgeben kann.

$$\eta_{therm.} = \frac{W_{ab}}{W_{zu}} \quad \text{Gl. 3-30}$$

Zum Vergleich der Effektivität werden zwei Speicher mit unterschiedlichem Volumen ausgewählt und mit der gleichen Fördergeschwindigkeit beladen. Der erste Speicher hat ein Startvolumen des Stickstoffs von 0,15 m³ das im Verlaufe der Kompression auf 0,05 m³ verdichtet wird, dies entspricht etwa einer speicherbaren Energie von 0,4 kWh. Das zweite System weist die 10-fache Speichergöße auf.

Wie in Tabelle 3-2 und Abbildung 3-5 dargestellt ist hierbei sehr deutlich der Temperatureinfluss auf den Wirkungsgrad erkennbar. Je größer der Speicher, desto geringer die Erwärmung des Systems bzw. effektiver der Temperaturengleich. Somit ergibt sich, bei gleicher Fördergeschwindigkeit des Hydrauliköls, für große Speichervolumina ein besserer thermischer Wirkungsgrad als bei kleinen Speichern.

V = 1,5 m³				
t [s]	T ₂ [° C]	W _{zu} [kWh]	W _{ab} [kWh]	η _{therm.} [%]
30	49,19	4,7873	4,3963	91,83
37,5	44,68	4,7537	4,4254	93,09
50	39,71	4,7089	4,4495	94,49
75	34,36	4,6793	4,4926	96,01
150	28,28	4,6376	4,5321	97,73
450	23,72	4,6076	4,5616	99

V = 0,15 m³				
t [s]	T ₂ [° C]	W _{zu} [kWh]	W _{ab} [kWh]	η _{therm.} [%]
3	123,24	0,5381	0,3948	73,37
3,75	113,92	0,5319	0,3991	75,03
5	101,6	0,5253	0,4065	77,38
7,5	93,44	0,5102	0,4144	81,22
15	57,83	0,4901	0,4297	87,68
45	34,97	0,4707	0,4462	94,79

Tabelle 3-2: Vergleich der Daten für Druck und Temperatur nach der Kompression, Energie und Wirkungsgrad bei unterschiedlich großem Speichervolumen

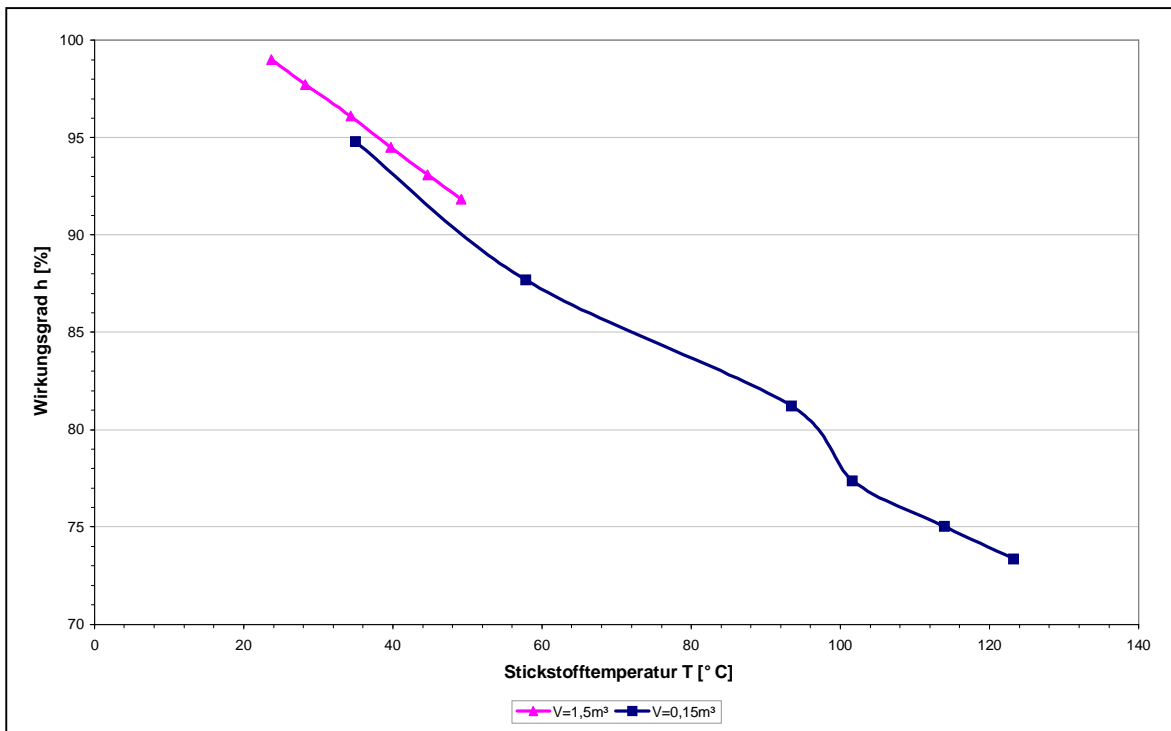


Abb. 3-5: Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Speichertemperatur

In der folgenden Abbildung 3-4 ist der Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Speicherzeit aufgetragen. Als Speicherzeit wird die Zeitdauer einer vollständigen Entladung bezeichnet. Da sich die Speicherzeit als Quotient aus Energie und Leistung berechnet, ist diese Beziehung unabhängig von der konkreten Größe des Speichers. Es zeigt sich, dass zur Erreichung eines thermodynamischen Wirkungsgrades über 90 % die Speicherzeit größer etwa 30 min gewählt werden muss. Das bedeutet ein Druckgasspeicher der Größe von beispielsweise 2 kWh sollte nur mit einer Leistung bis 4 kW entladen oder aufgeladen werden, da sonst die thermodynamischen Verluste stark ansteigen und das Gas sich zu stark erhitzt.

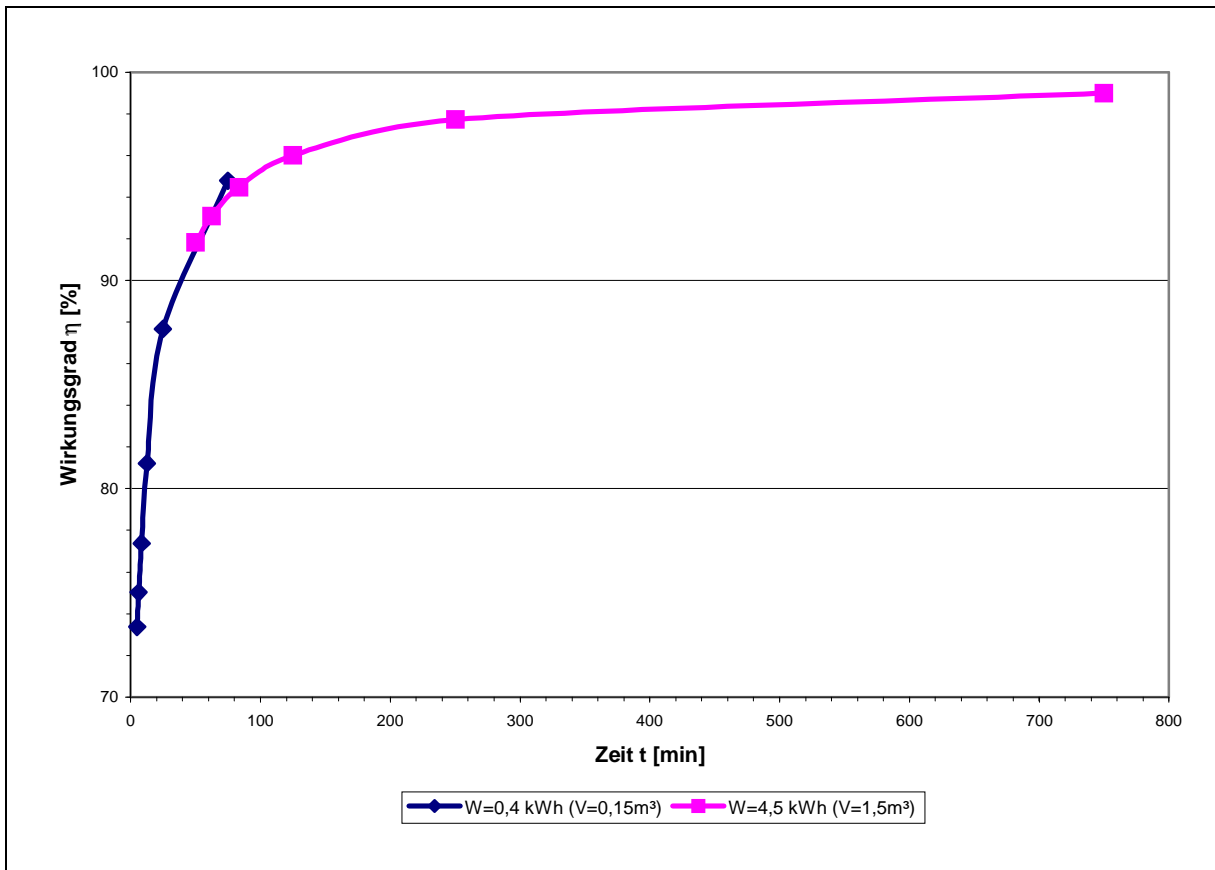


Abb. 3-6: Abhängigkeit des Wirkungsgrads von der Speicherzeit

3.2 Dimensionierung der Anlage

Zu Beginn der Dimensionierung sind Motor und Wechselrichter schon bestellt. Diese sind für die ausgewählte Versuchsanlage überdimensioniert, da zum Zeitpunkt der Bestellung noch keine Angaben über die Größe der Versuchsanlage vorlagen bzw. der Wechselrichter auch für andere Anwendungsfälle mit Leistungen bis 25 kW eingesetzt werden soll. Alle anderen Aggregate und Bauteile müssen noch ausgewählt und dimensioniert werden.

Ausgangspunkt der Berechnungen und Dimensionierung der Anlage sind zunächst Standarddruckgasflaschen. Diese weisen ein Volumen von 50 Liter auf und können bis zu einem Druck von 300 bar betrieben werden. Entsprechend den Berechnungen im Kapitel 3.1 werden der Anfangsdruck des Gases auf 100 bar und der Enddruck auf 250 bar festgelegt. Die Umgebungstemperatur von ca. 20°C wird als Starttemperatur vorgegeben. Als Speichermedien werden Stickstoff und Hydrauliköl ausgewählt.

Stickstoff wird auf Grund seiner Eigenschaften (explosionshemmend, nicht entflammbar, nicht korrodierend) gewählt. Die erforderliche Menge an Stickstoff lässt sich nach Gleichung 3-11 berechnen. Bei einem Druck von 100 bar und einem Speichervolumen von 50 Litern benötigt man 5,75 kg Stickstoff.

Das Hydrauliköl wird ebenfalls wegen seiner antikorrosiven Wirkung und seiner guten Fördermöglichkeit eingesetzt. Das ausgewählte Hydrauliköl hat die Bezeichnung HLP 32. Es wird auf Mineralölbasis hergestellt und zeichnet sich durch eine hohe Lebensdauer aus. Das Öl weist eine Dichte von 869 kg/m^3 und eine kinematische Viskosität von $\nu = 5 - 420 \text{ mm}^2/\text{s}$ auf.

Der Vorratsbehälter für das Hydrauliköl ist entsprechend der erforderlichen Ölmenge auszulegen. Für einen Speicher mit einem Volumen von 50 Litern benötigt man zur Komprimierung des Stickstoff von 100 auf 250 bar, ein Ölvolumen von 30 Liter.

Anhand der Liefergrößen der Hersteller von Hydrauliköl wurde der Vorratsbehälter für die Versuchsanlage mit einem Speichervolumen von 60 Litern ausgelegt, d.h. der Speicher hat eine Länge von 2000 mm und einen Innendurchmesser von 194 mm.

Als Förderaggregat wird eine Außenzahnradpumpe gewählt. Diese ist sowohl rechts- als auch linksdrehend und ermöglicht somit eine Förderung des Hydrauliköls in 2 Richtungen. Weiterhin kann sie auch geringe Volumenströme bei hohem Gegendruck fördern, hat eine große Lebensdauer und geringe Anschaffungskosten. Der Nachteil dieser Pumpe besteht jedoch in einem weniger guten Wirkungsgrad.

Ausgewählt wird eine Pumpe mit einem Nennvolumen von $V_N = 4 \text{ cm}^3$ pro Umdrehung. Der Drehzahlbereich liegt zwischen 500 und 5000 min^{-1} . Somit ergibt sich ein Fördervolumenstrom der Pumpe von 0,03 – 0,3 L/s.

Als Motor wurde ein zweipoliger Asynchron-Elektromotor ausgewählt, der mit zwei Wechselrichtern der Firma Control Techniques angesteuert wird. Der erste Wechselrichter erzeugt aus dem Drei-Phasen-Netz einen Gleichstromzwischenkreis mit einer Spannung von 700 V. Der zweite Wechselrichter erzeugt aus dem Gleichstrom eine beliebige Wechselspannung zur Ansteuerung des Motors entsprechend der vorgewählten Drehzahl. Das System kann in beiden Richtungen betrieben werden. Der Asynchronmotor arbeitet in der entgegengesetzten Drehrichtung als Generator und die Energie wird wieder in das Netz zurückgespeist. In jedem Fall wurde die Ansteuerung so gewählt, dass die Drehzahl konstant gehalten wird und der erforderliche Strom sich danach einstellt.

Es gab die Möglichkeit, den Strom, die Spannung, die Leistung und die Energie sowohl zwischen erstem Wechselrichter und Netzschalter als auch zwischen dem zweitem Wechselrichter und dem Motor zu messen. Daraus kann der Wirkungsgrad der Leistungselektronik bestimmt werden.

Zur Berechnung der erforderlichen Rohrquerschnitte ist ein Normwert für die Strömungsgeschwindigkeit von Hydraulikölen erforderlich. Da für Hydrauliköle jedoch kein Wert zu finden war, wurde mit Literaturwerten für Heizöle der Sorte EL bzw. S gerechnet. [7]

Sorte EL $w = 0,5 \text{ bis } 1,2 \text{ m/s}$

Sorte S $w = 1 \text{ bis } 2 \text{ m/s}$

$$\dot{m}^{\dot{o}l} = \rho_{\dot{o}l} \cdot \dot{V} \quad \text{Gl. 3-31}$$

$$A_{\dot{o}l} = \frac{\dot{m}^{\dot{o}l}}{w \cdot \rho_{\dot{o}l}} \quad \text{Gl. 3-32}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{\dot{o}l}}{\pi}} \quad \text{Gl. 3-33}$$

Die Gleichungen 3-31 und 3-32 werden für alle angegebenen Strömungsgeschwindigkeiten berechnet. Aus den berechneten Werten der Durchmesser wird zum Schluss der Mittelwert bestimmt und als erforderlicher Rohrdurchmesser angenommen.

W [m/s]	A [m ²]	d [m]
0,5	0,00040	0,02257
1	0,00020	0,01596
1,2	0,00017	0,01457
2	0,00010	0,01128

0,01609	Mittelwert
----------------	-------------------

Tabelle 3-3: Querschnittsfläche und Durchmesser von Rohren für unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten

Aus der DIN für nahtlose Stahlrohre ergibt sich somit ein Rohrdurchmesser DN15. [8]

Folgende Werte wurden für das Rohr aus der DIN ermittelt:

$d_i = 17,3 \text{ mm}$ $d_a = 21,3 \text{ mm}$ $s = 2,0 \text{ mm}$ Gewinde: ½ Zoll

Nach Ermittlung aller benötigten Bauteile und deren erforderlicher Größe wurden Angebote eingeholt und entsprechend diesen die Bestellungen ausgelöst. Nach Lieferung aller Einzelteile wurde eine Versuchsanlage aufgebaut, die im folgenden Kapitel 4.1 näher beschrieben wird.

Bauteil	Daten
Druckspeicher [Blasenspeicher]	$V = 50 \text{ L}$ $T_B = -10 \text{ bis } +80^\circ\text{C}$ $p_B = 330 \text{ bar}$
Ölbehälter [Acrylrohr mit angeschweißtem Schlauchstutzen (DN16) im Boden]	$V = 59,11 \text{ L}$ $l = 2000 \text{ mm}$ $d_i = 194 \text{ mm}$ $d_a = 200 \text{ mm}$
Hydraulikwegesitzventil	$V_{\max} = 40 \text{ L/min}$ $p_{B\max} = 350 \text{ bar}$ $U = 24 \text{ V}$ Viskositätsbereich $\nu = 2,8 \text{ bis } 500 \text{ mm}^2/\text{s}$ Schalthäufigkeit 15000 Sch/h
Pumpe [Außenzahnradpumpe]	$V_N = 4 \text{ cm}^3$ $p = 275 \text{ bar}$ $n_{\min} = 1200 \text{ min}^{-1}$ $n_{\max} = 5000 \text{ min}^{-1}$ Viskositätsbereich $\nu = 10 \text{ bis } 300 \text{ mm}^2/\text{s}$
Motor [Asynchronmotor]	$f = 50 \text{ Hz}$ $P = 7,5 \text{ kW}$ $U = 400 \text{ V}$ $n = 2910 \text{ min}^{-1}$
Wechselrichter UNIDRIVE	$f = 48 \text{ bis } 62 \text{ Hz}$ $P_N = 25 \text{ kW}$ $I_N = 46 \text{ A}$ $U = 380 \text{ bis } 480 \text{ V}$
Stickstoff	$V = 50 \text{ L}$ $p = 200 \text{ bar}$
Hydrauliköl HLP 32	$\rho = 869 \text{ kg/m}^3$ $\nu = 5 \text{ bis } 420 \text{ mm}^2/\text{s}$
Drucksensor SML-10.0	Messbereich: 0-400 bar Betriebsspannung: 12 bis 32 V Ausgangssignal: 4 bis 20 mA
Mantelthermoelement NiCr-Ni	Fühlerdurchmesser: 3,0 mm Fühlerlänge: 250 mm
Leitungen	Schlauchleitung DN16 (drucklose Seite) Rohrleitung $d_a = 12 \text{ mm}$, $d_i = 8 \text{ mm}$

Tabelle 3-4: Datenblatt der Bauteile des Druckgasspeichers

4 Versuche

4.1 Beschreibung des Versuchsstandes

Zur Überprüfung der Theorie und Berechnungen für einen Druckgasspeicher wird eine Versuchsanlage aufgebaut, die auf Basis von Stickstoff und Hydrauliköl arbeitet.

Hierbei wird das Öl (7) in einem Tank (8) mit Füllstandsmessung (Messskala) aufbewahrt. Über eine Außenzahnpumpe (1), die durch einen Asynchronmotor (4) angetrieben wird, erfolgt die Förderung des Öls von und zum Speicher (5). Im Speicher, mit einem Volumen von 50 Litern, befindet sich Stickstoff (6) der durch eine Gummiblase (10) vom Öl getrennt ist. Der Stickstoff ist im Idealfall auf einen Druck von 100 bar komprimiert und wird im Zuge der Versuche bis auf 250 bar verdichtet. Der Zufluss wird durch ein Magnetventil (2) kontrolliert, welches durch zwei Wechselrichter (9/1 und 9/2) angesteuert wird. Die Wechselrichter steuern ebenso die Drehzahl von Pumpe und Motor und speisen die durch das System erzeugte Energie ins Netz zurück.

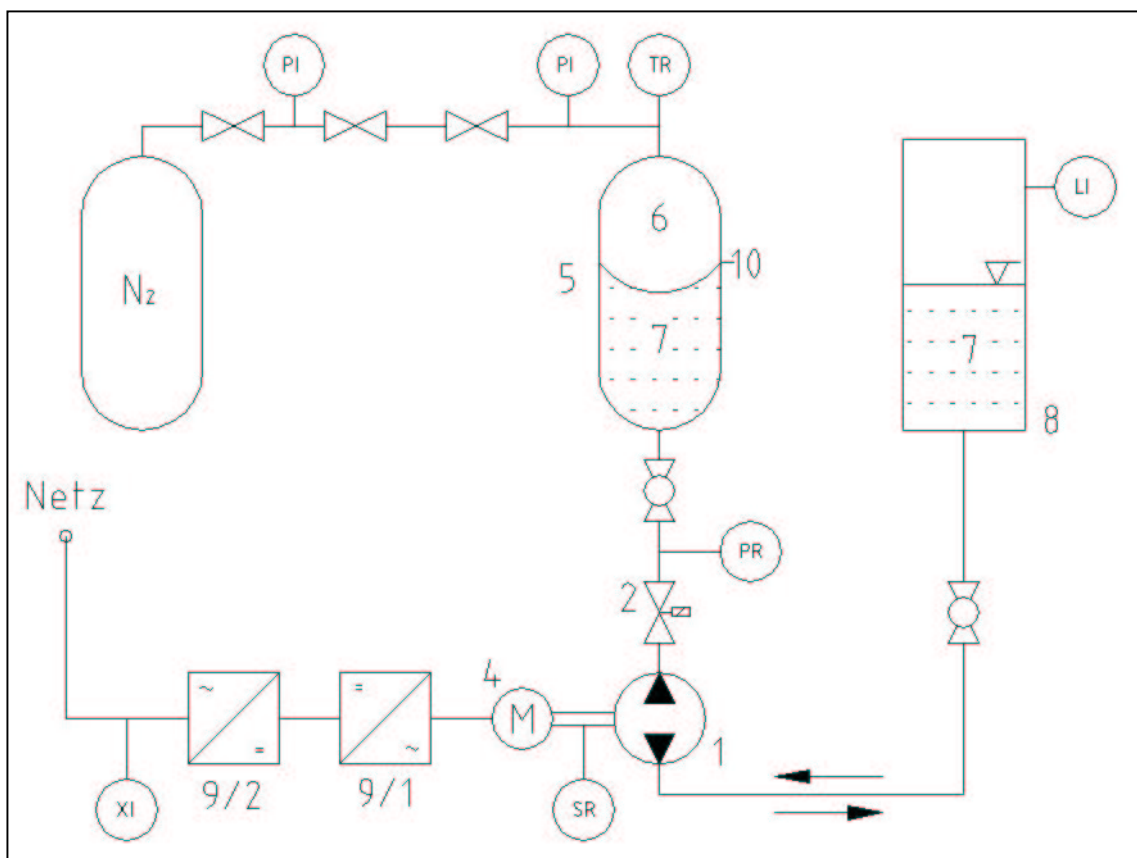


Abb. 4-1: Schema der aufgebauten Versuchsanlage

Weiterhin sind noch diverse Messstellen im System integriert. Am Speicher werden die Temperatur des Stickstoffs und der Druck mittels Sensor erfasst. An der Kupplung von Pumpe und Motor wird die Drehzahl und direkt am Wechselrichter die Leistung gemessen. Die Daten für Druck, Drehzahl und Temperatur werden mittels Rechner erfasst und gespeichert. Alle anderen Daten sind manuell zu erfassen und zur Ermittlung der speicherbaren Energie, Verluste, Wirkungsgrade und der Wirtschaftlichkeit der Anlage zu verwenden.



Abb. 4-2: Versuchsanlage Druckgasspeicher

4.2 Versuchsdurchführung

Nach Installation aller Komponenten der Anlage wurde der Ölbehälter mit 56 Liter Hydrauliköl der Sorte HLP 32 befüllt, wobei ein Füllstand von 1895 mm erreicht wurde.

Als nächstes erfolgte die Befüllung des Speichers mit Stickstoff – für Vorversuche bis zu 10 bar und im Anschluss für die Hauptversuche bis auf 95 bar. Hierzu wurde das Ventil der Stickstoffflasche und anschließend das Druckminderventil langsam geöffnet, so daß der Stickstoff in den Speicher strömen konnte. Von Zeit zu Zeit wurde der Füllvorgang unterbrochen um den erreichten Fülldruck am Manometer abzulesen. Nach Temperatenausgleich mit der Umgebung erfolgte eine erneute Druckprüfung und Korrektur. Druckminderventil und Flaschenventil wurden nach Einstellung des gewünschten Fülldrucks geschlossen.

Vor und nach jedem Versuch waren die Kugelhähne am Speicher und Ölbehälter zu öffnen bzw. zu schließen. Die Werte am Leistungsmessgerät und für Füllstand und Druck wurden abgelesen und aufgezeichnet. Nachdem die gewünschte Drehzahl am Wechselrichter eingestellt war konnte der Versuch gestartet werden. Über eine Freigabe mittels Schalter erfolgte das Öffnen bzw. Schließen des Magnetventils und der Start bzw. Stopp des Motors.

Bei der Kompression wurde das Öl bis zum Erreichen des gewünschten Enddrucks (im Idealfall 250 bar) in den Speicher gepumpt. Hierbei musste immer die Temperatur des Stickstoffs beachtet werden, da der Blasenspeicher nur für Betriebstemperaturen zwischen -10 und $+80^{\circ}\text{C}$ ausgelegt ist. Nach Erreichen des Enddrucks wurde die Freigabe aufgehoben und der Speicher verblieb in Ruhezustand.

Die Expansion erfolgte nach dem gleichen Prinzip, jedoch in umgekehrter Förderrichtung des Öls, bis der ursprüngliche Startdruck wieder erreicht war.

4.3 Vorversuche

Zur genaueren Darstellung der Speichereigenschaften wurden im Vorfeld Versuche zur Ermittlung des Leckstroms der Pumpe, der Leerlaufleistung des Motors und der Strömungscharakteristik des Hydrauliköls bzw. der Blasenbildung im Speicher durchgeführt.

4.3.1 Leckstrom der Pumpe

Um den Leckstrom, d.h. den Verluststrom der Pumpe, zu ermitteln wurden zwei Versuche durchgeführt.

Als erstes wurde die Drehzahl des Motors auf Null gesetzt und anschließend das Magnetventil geöffnet. Durch den Druckausgleich der Flüssigkeitssäule wurden 0,68 Liter Öl verdrängt, dies ergibt einen Volumenstrom von 0,27 L/min. Der Versuch erfolgte unter Luftdruck – der Speicher war noch nicht mit Stickstoff befüllt.

Im Anschluss wurde das theoretische Fördervolumen der Pumpe berechnet und mit dem tatsächlich gemessenen Volumen verglichen. Dies erfolgte für Kompression und Expansion bei jeweils zwei Druckbereichen und in Abhängigkeit der Drehzahl. Zum besseren Vergleich der Zahlenwerte wurde das theoretische Fördervolumen auf 20 Liter normiert und das gemessene Volumen entsprechend umgerechnet.

theoretische Förderleistung der Pumpe:

$$V_{theo.} = \frac{V_N \cdot n \cdot t}{60} \quad \text{Gl. 4-1}$$

tatsächlich gefördertes Volumen:

$$V_{gem.} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{OB}^2 \cdot (h_1 - h_2) \quad \text{Gl. 4-2}$$

Leckstrom der Pumpe:

$$V_{LS} = V_{theo.} - V_{gem.} \quad \text{Gl. 4-3}$$

p = 50 - 75 bar				
n [min⁻¹]	t [s]	V_{gem.} [L]	LS [L]	LS [%]
-599	355,2	17,12	2,88	14,42
596	360,6	23,65	-3,65	-18,23
-1187	169,7	18,76	1,24	6,22
1169	159,7	22,02	-2,02	-10,12
-1782	103,3	19,13	0,87	4,34
1736	110,5	21,25	-1,25	-6,26
-2340	80,0	19,52	0,48	2,39
2234	75,0	24,18	-4,18	-20,91
-2865	58,5	19,84	0,16	0,80
2766	63,4	20,45	-0,45	-2,23
-3398	52,7	19,90	0,10	0,49
3218	54,8	20,28	-0,28	-1,40
-4036	43,6	20,30	-0,30	-1,48
3719	46,8	19,91	0,09	0,46
-4488	36,0	20,00	0,00	0,00
4099	36,2	19,58	0,42	2,12

Tabelle 4-1: normierte Messdaten zur Ermittlung des Leckstroms der Pumpe für den Druckbereich von 50 - 75 bar

p = 100 - 200 bar				
n [min⁻¹]	t [s]	V_{gem.} [L]	LS [L]	LS [%]
-1189	117,8	15,92	4,08	20,40
593	228,6	28,05	-8,05	-40,27
-1185	111,1	15,76	4,24	21,21
1164	109,3	24,29	-4,29	-21,43
-1179	110,3	15,87	4,13	20,67
1695	74,8	22,68	-2,68	-13,39
-1177	103,8	15,84	4,16	20,78
2172	55,7	21,42	-1,42	-7,09
-1183	101,3	15,46	4,54	22,69
2672	46,0	20,46	-0,46	-2,29
-1183	102,6	15,43	4,57	22,84
3026	43,7	19,85	0,15	0,73
-1178	110,5	15,35	4,65	23,26
3307	37,8	19,37	0,63	3,16
-1185	107,3	15,44	4,56	22,82
3923	39,9	19,00	1,00	4,98

Tabelle 4-2: normierte Messdaten zur Ermittlung des Leckstroms der Pumpe für den Druckbereich von 100 – 200bar

Die negativen Drehzahlen stellen die Förderung in den Speicher, also bei Kompression dar. Die Expansion ist durch positive Drehzahlen gekennzeichnet.

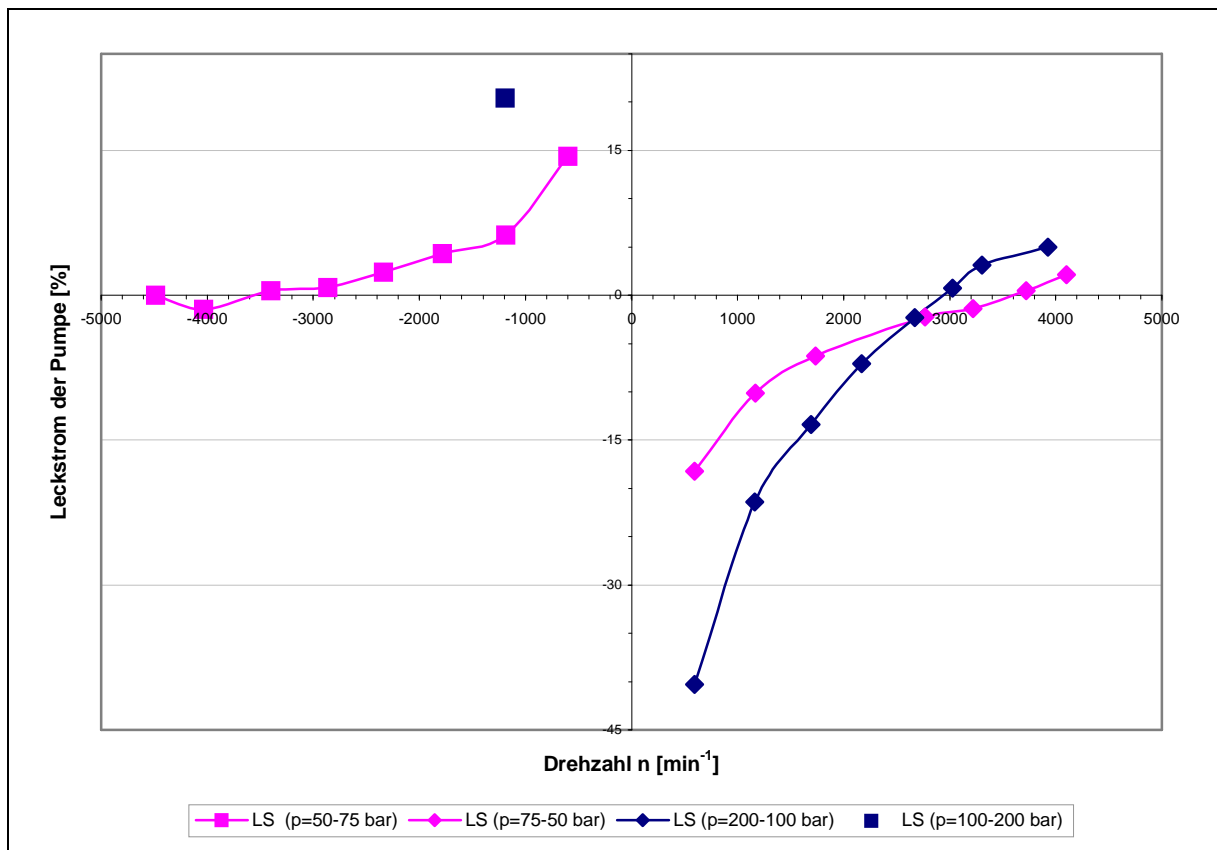


Abb. 4-3: Leckstrom der Pumpe in Abhängigkeit der Druckstufe und der Drehzahl

Es ist zu beobachten, dass mit steigender Drehzahl der Leckstrom der Pumpe sowohl bei der Kompression als auch bei der Expansion abnimmt.

Durch den Gegendruck bei der Kompression wird weniger Öl in den Speicher gepumpt, als dies nach der Theorie der Fall wäre. Ab einer Drehzahl von ca. 3000 Umdrehungen pro Minute ist die Differenz zwischen gemessenem und theoretischem Fördervolumen annähernd Null, d.h. die Pumpendrehzahl ist so groß, dass der Gegendruck nur noch einen sehr geringen Einfluss auf den Leckstrom hat.

Bei der Expansion verhält sich die Förderung des Öls im entgegengesetzten Sinn. Geringe Drehzahlen bis 3000 min⁻¹ weisen einen höheren Volumenstrom auf, als durch die Theorie berechnet. Dies lässt sich durch den Überdruck im System erklären, der zusätzlich zum Förderstrom Öl durch die Pumpe presst.

Ableseungenauigkeiten als mögliche Fehlerquelle können bei dieser Betrachtung vernachlässigt werden, da diese bezogen auf das Gesamtvolumen von 20 Litern lediglich eine Abweichung von 0,003 % (bei 0,5 mm) bzw. 0,006 % (bei 1 mm) verursachen.

4.3.2 Strömungsversuche

Zur Untersuchung und visuellen Beurteilung der Strömungsverhältnisse bzw. des Einströmverhaltens von Öl im Speicher wurde ein separater Behälter aus durchsichtigem Acryl konstruiert und gefertigt.

Hierfür wurde der obere Teil einer Stickstoffflasche abgetrennt und an diesen ein Flansch angeschweißt. Als Behälter wurde ein Acrylrohr mit 188 mm Innendurchmesser gefertigt und auf den Stahlkörper geflanscht. Somit konnte gewährleistet werden, dass die Einlassöffnung und der Innendurchmesser des Behälters die gleichen Abmessungen aufweisen wie eine Standarddruckgasflasche.

Die anschließenden Einströmversuche erfolgten gemäß der vorher beschriebenen Versuchsdurchführung – jedoch ohne Gegendruck.

Es wurden 2 Versuchsreihen durchgeführt, bei der eine ohne jegliche Einbauten und die andere mit einem selbst gefertigten Rohrstück erfolgte. Während des Einströmens von Öl in den simulierten Speicher konnte die Bildung von kleinen bis mittelgroßen Blasen beobachtet werden, die jedoch fast augenblicklich wieder zerfielen. Somit kann weitgehend ausgeschlossen werden, dass die vorausgesagte Blasenbildung im Speicher durch die Einströmverhältnisse des Hydrauliköls ausgelöst werden. Diese Aussage kann dennoch nicht mit hundertprozentiger Genauigkeit getroffen werden, da der Versuch nicht unter realen Bedingungen, d.h. unter Druck durchgeführt wurde.

Als Ursache für die vorher beobachteten Blasen bei der Expansion ist jedoch eher diffundiertes Gas (Stickstoff oder Restluft) anzunehmen. Dieses löst sich unter dem hohen Druck im Öl und wird anschließend im Vorratsbehälter bei Luftdruck entspannt und bildet dadurch feinste Bläschen.

Da bei den verschiedenen Förderzeiten und Volumina kein exakter Vergleich der Energien möglich war, wurden die Werte für ein konstantes Fördervolumen von 20 Litern berechnet. Hierzu wurden die gemessenen Daten der einzelnen Drehzahlen als Berechnungsgrundlage verwendet.

Die Versuchsreihe mit Einbauteil wurde dreimal durchgeführt um die Streuung der Messergebnisse zu untersuchen. Es konnte beobachtet werden, dass bei der Beladung des Speichers eine geringere Abweichung der einzelnen Messwerte auftrat, als bei der Entladung.

Die zugeführte Energie und Leistung zum Antrieb von Pumpe und Motor waren ohne Einbauteil geringer als mit. Dies lässt sich durch den zusätzlichen Strömungswiderstand erklären, der durch das eingesetzte Rohrstück bewirkt wurde. Beim Vergleich der Energie und Leistung zwischen Be- und Entladung ließ sich kaum ein Unterschied feststellen. Die Differenzen zwischen den Werten waren so gering, dass sie vernachlässigt werden konnten.

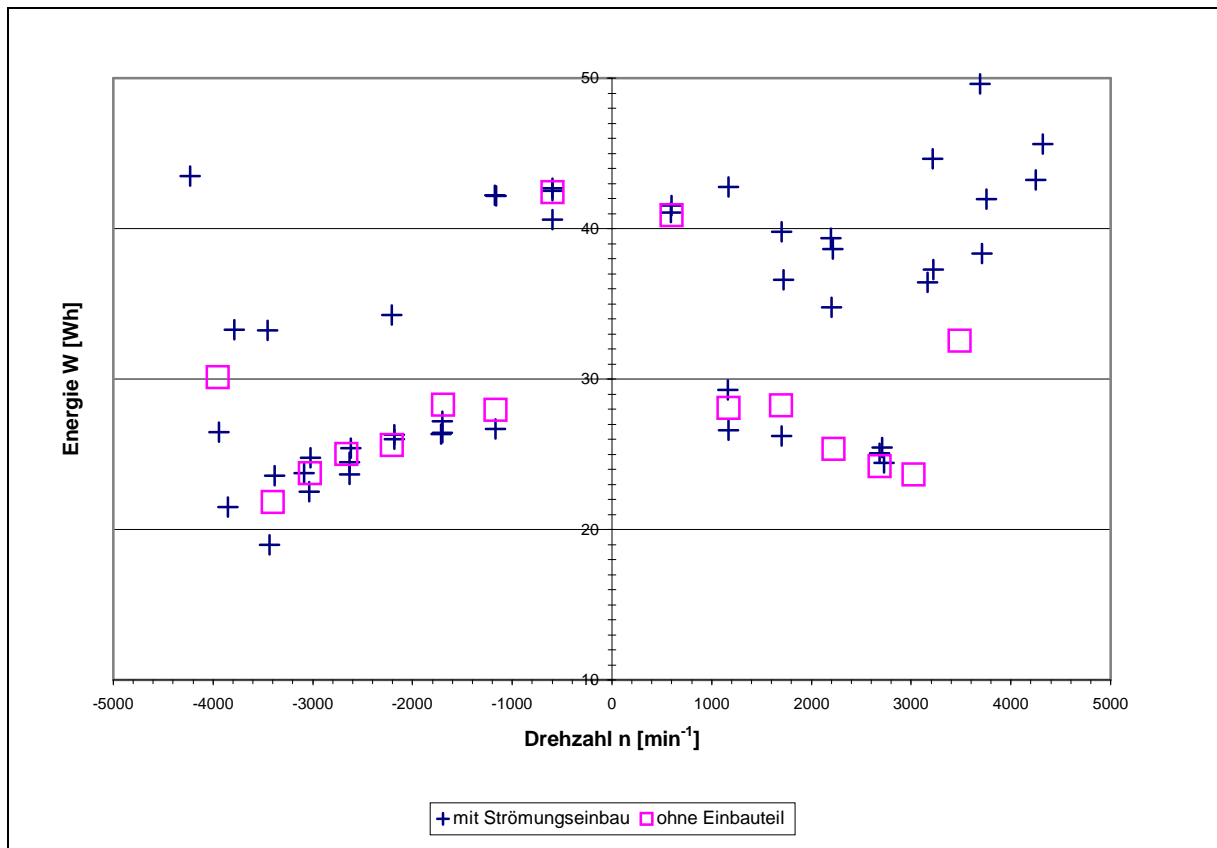


Abb. 4-4: Vergleich der aufgebrauchten Energien zur Förderung von 20 Litern Öl bei unterschiedlichen Drehzahlen und Strömungseinbauten

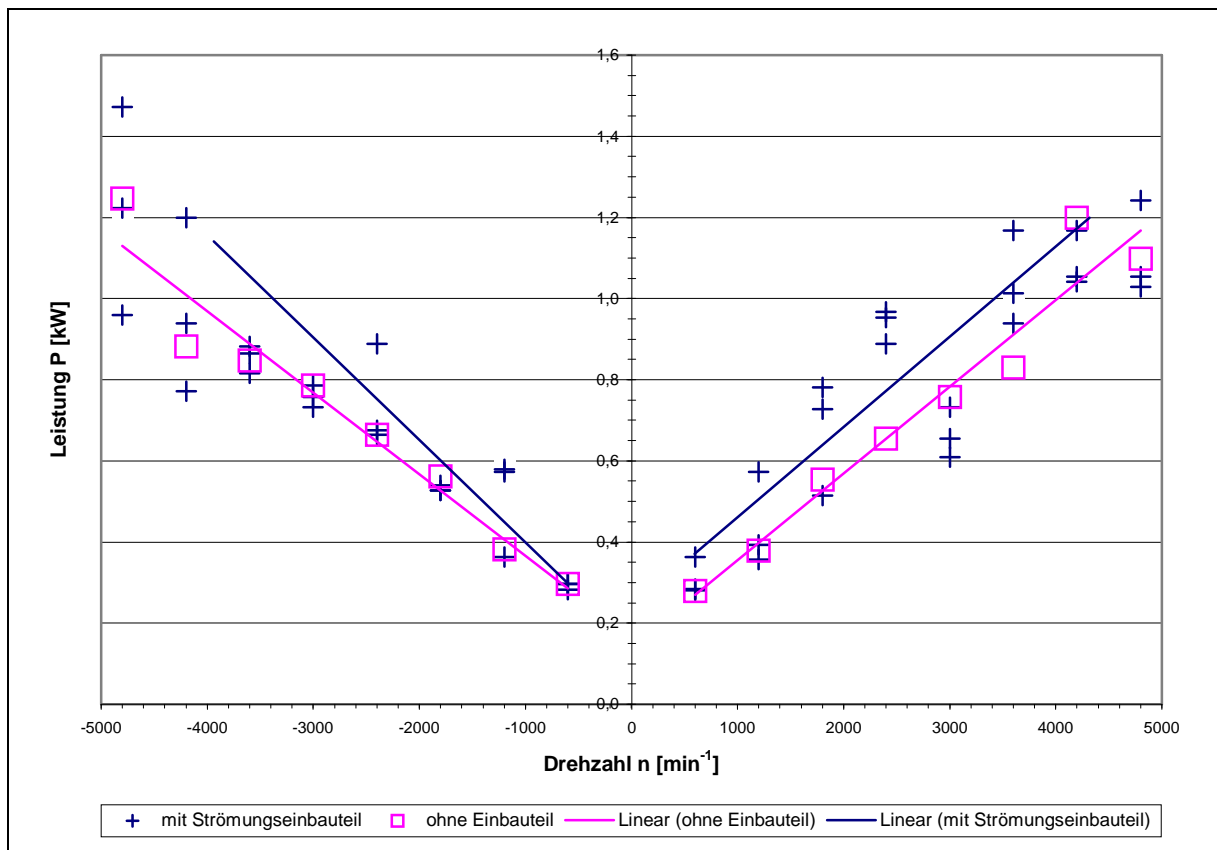


Abb. 4-5: Vergleich der Leerlaufleistungen bei unterschiedlichen Drehzahlen und Strömungseinbauten

4.3.3 Leerlaufleistung des Motors

Um die Leerlaufleistung des Motors zu ermitteln wurden Pumpe und Motor an der Kupplung getrennt. Der Motor wurde nun mit verschiedenen Drehzahlen betrieben und hierbei Energie und Leistung erfasst.

Die ersten Versuche wurden nur so lange gefahren, bis alle Messwerte aufgenommen waren. Nach Auswertung der Ergebnisse wurden diese Messreihen jedoch verworfen, da die Auflösung des Leistungsmessgerätes nur 6 Wh beträgt und somit teilweise Fehler von 100 % aufgetreten wären.

Zur genaueren Bestimmung der Messwerte wurde eine 2. Versuchsreihe mit längeren Messintervallen durchgeführt. Dabei wurde zusätzlich zur verlängerten Messzeit zwischen Motor und Wechselrichter ein 2. Leistungsmessgerät, der Poweranalysator PA 4400, geschaltet, so daß die Motorleistung direkt und ohne Verluste des Wechselrichters ermittelt werden konnte. Die Auflösung des Poweranalysators liegt bei 0,1 Wh, so daß hier von einer hinreichenden Messgenauigkeit ausgegangen werden kann.

Zu Beginn wurde ein Zeitintervall von 5 Minuten festgelegt. Der hiernach ermittelte Fehler betrug aber immer noch 20 %, so daß die Zeit noch einmal verlängert wurde. Mit einer Messzeit von 10 Minuten wurde nach den Versuchen ein Messfehler von 5 % berechnet und akzeptiert. Zur weiteren Reduzierung des Fehlers ist eine deutlichere Vergrößerung des Zeitintervalls notwendig.

Kompression		
n [min ⁻¹]	P _{ges.} [W]	P _M [W]
0	60	0
720	356,44	101,94
1331	502,04	200,15
1863	575,04	278,48
2443	646,92	335,80
2994	682,86	379,59
3520	646,92	366,17
4183	646,92	362,7
4811	648,00	364,5

Expansion		
n [min ⁻¹]	P _{ges.} [W]	P _M [W]
0	60	0
738	358,8	101,06
1328	442,52	196,86
1869	576,00	277,44
2419	646,92	335,32
3032	648,00	373,32
3572	684,00	360,84
4218	648,00	357,84
4884	610,98	360,66

Tabelle 4-3: Energie- und Leistungsdaten des Motors mit (P_{ges.}) und ohne (P_M) Wechselrichter bei unterschiedlichen Drehzahlen

Die Bezeichnungen Kompression und Expansion sind als Synonym für die Drehrichtung des Motors anzusehen. Diese hat jedoch keinen Einfluss auf die Leerlaufleistung des Motors.

Bis zu einer Drehzahl von 3000 min⁻¹ ist ein kontinuierlicher Anstieg der Motorleistung zu verzeichnen. Bei größere Drehzahlen kann die Leistung als annähernd konstant betrachtet werden und beträgt hierbei ca. 360 W.

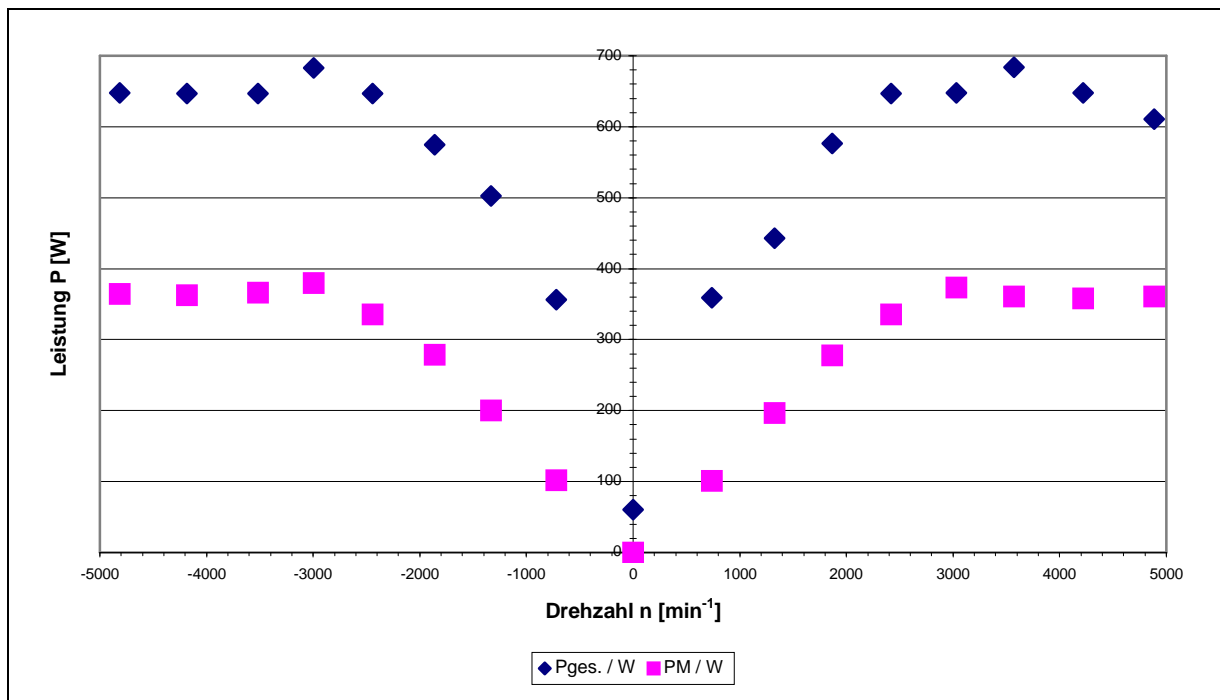


Abb. 4-6: Leerlaufleistung des Motors bei unterschiedlichen Drehzahlen

4.4 Hauptversuche

Hauptziel der Versuche war die Bestimmung der eingetragenen und zurück gewonnenen Energie des Systems bei unterschiedlichen Druckstufen und Speicherzeiten. Zum Vergleich sollen hier drei Versuchsreihen (VR 10, VR 12, VR 20) genauer betrachtet werden. Die ausführlichen Messergebnisse für die einzelnen Versuchsreihen sind als Tabellen 7-1, 7-2 und 7-3 dem Anhang beigelegt.

Versuchsreihe 10 wurde mit konstantem Start- und Enddruck von jeweils 50 bzw. 75 bar durchgeführt. Dabei wurden die Drehzahlen bei Kompression und Expansion kontinuierlich erhöht. Eine Energierückspeisung konnte bei dieser Druckstufe noch nicht beobachtet werden, allerdings konnte der Energieaufwand zum Betreiben des Systems schon ab Drehzahlen von 1200 min^{-1} fast auf Null reduziert werden.

Bei der Versuchsreihe 12 wurde der Speicher bis zu einem Druck von 50 bar mit Stickstoff gefüllt, der anschließend mittels Hydrauliköl bis auf ca. 100 bar verdichtet wurde. Im Versuchsverlauf wurde der Druck zwischen 100 (Startdruck Kompression) und 200 bar

(Enddruck) variiert. Die Drehzahl wurde bei allen Kompressionsversuchen auf 1200 min^{-1} eingestellt. Die Expansion erfolgte dagegen mit kontinuierlich steigenden Drehzahlen zwischen 600 und 4800 min^{-1} . Diese Versuche wiesen schon bei der kleinsten Drehzahl eine Energierückspeisung (6 Wh) auf. Die höchsten gemessenen Werte für rückgespeiste Energie betragen 18 Wh und konnten jeweils bei 3000 , 4200 und 4800 min^{-1} gemessen werden.

Im Vorfeld der Durchführung der Versuchsreihe 20 wurde die Gummiblase aus dem Speicher entfernt. Hiermit sollte auch die Möglichkeit des Einsatzes von Standarddruckgasflaschen überprüft werden. Der Speicher wurde anschließend wieder mit Stickstoff bis zu einem Druck von 95 bar befüllt.

Eine Rückgewinnung der Energie kann auch bei diesen Versuchen beobachtet werden. Die Werte für zugeführte und zurückgewonnene Energie sind in diesem Fall jeweils größer als bei der Speicherung mit Blase.

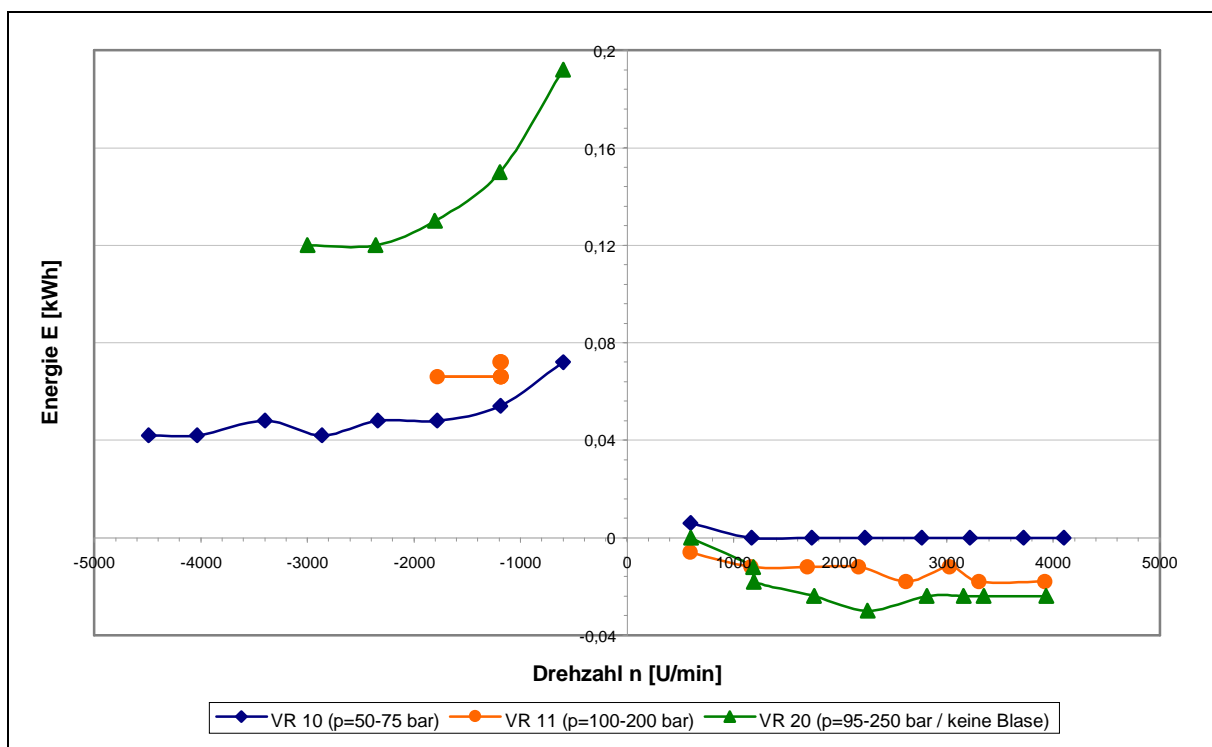


Abb. 4-7: Vergleich der aufgewandten und zurückgewonnenen Energien in Abhängigkeit von Druckdifferenz und Drehzahl

Zur besseren Bestimmung der aufgebrauchten und gewonnenen Energie wird für zwei Versuche der Versuchsreihe 20 je ein Energieflussbild erstellt. Hierbei werden die Leerlaufleistung von Wechselrichter und Motor und die Verluste der Pumpe berücksichtigt und dargestellt. Die Verluste der Pumpe setzen sich aus Reibungs- und Strömungsverlusten bei Luftdruck und Leckstrom und inneren Verlusten bei Hochdruck zusammen. Aus diesen kann, in Bezug auf die Gesamtenergie des Systems, auch der Wirkungsgrad der Pumpe ermittelt werden. Hierbei ist zu beobachten, dass bei der Kompression der Wirkungsgrad mit steigender Drehzahl zunimmt und bei ca. 1800 min^{-1} einen Höchstwert aufweist, während bei der Expansion die Tendenz gegenläufig ist.

n [min^{-1}]	η [%]
-599	50,22
-1193	65,12
-1815	75,92
-2390	75,48
-3000	73,99

n [min^{-1}]	η [%]
1190	68,09
1757	65,10
2257	57,79
2814	57,69
3935	48,18

Tabelle 4-4: Wirkungsgrad der Außenzahnradpumpe in Abhängigkeit der Drehzahl

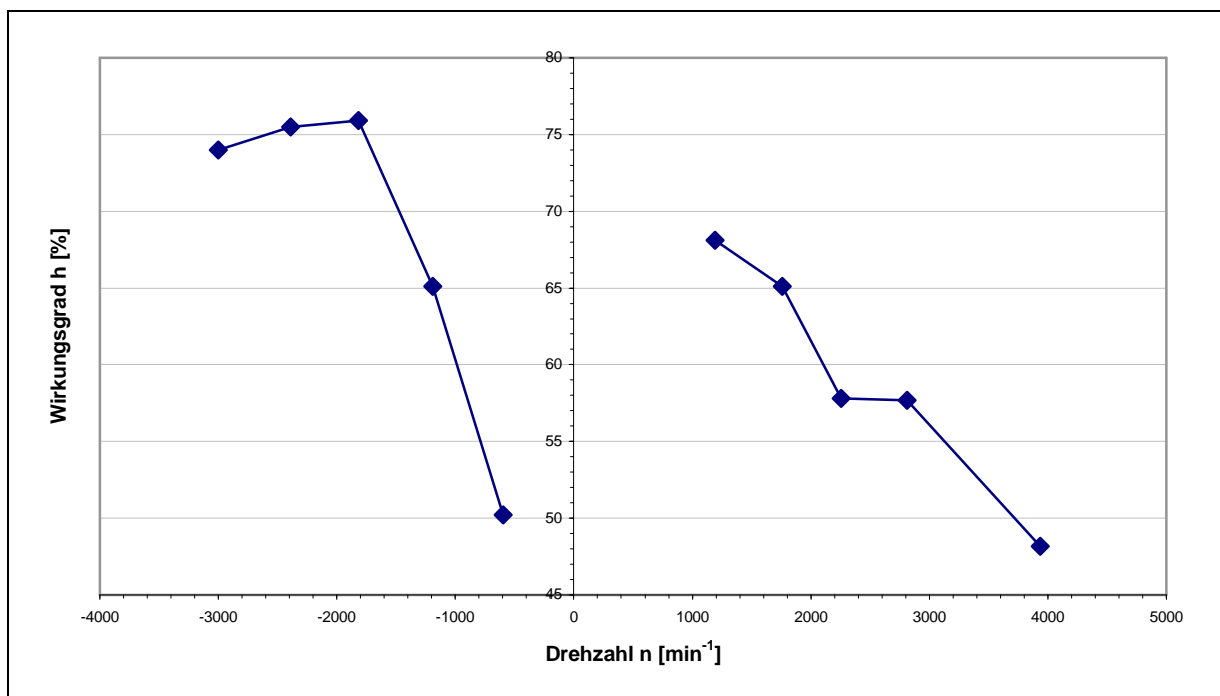


Abb. 4-8: Wirkungsgrad der Außenzahnradpumpe in Abhängigkeit der Drehzahl

Diese Angaben für den Wirkungsgrad sind jedoch nur tendenziell zu betrachten, da die Verluste nicht im Einzelnen und jeweils bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen erfasst wurden. Hierzu werden bei späteren Versuchen noch genauere Untersuchungen durchgeführt und ausgewertet.

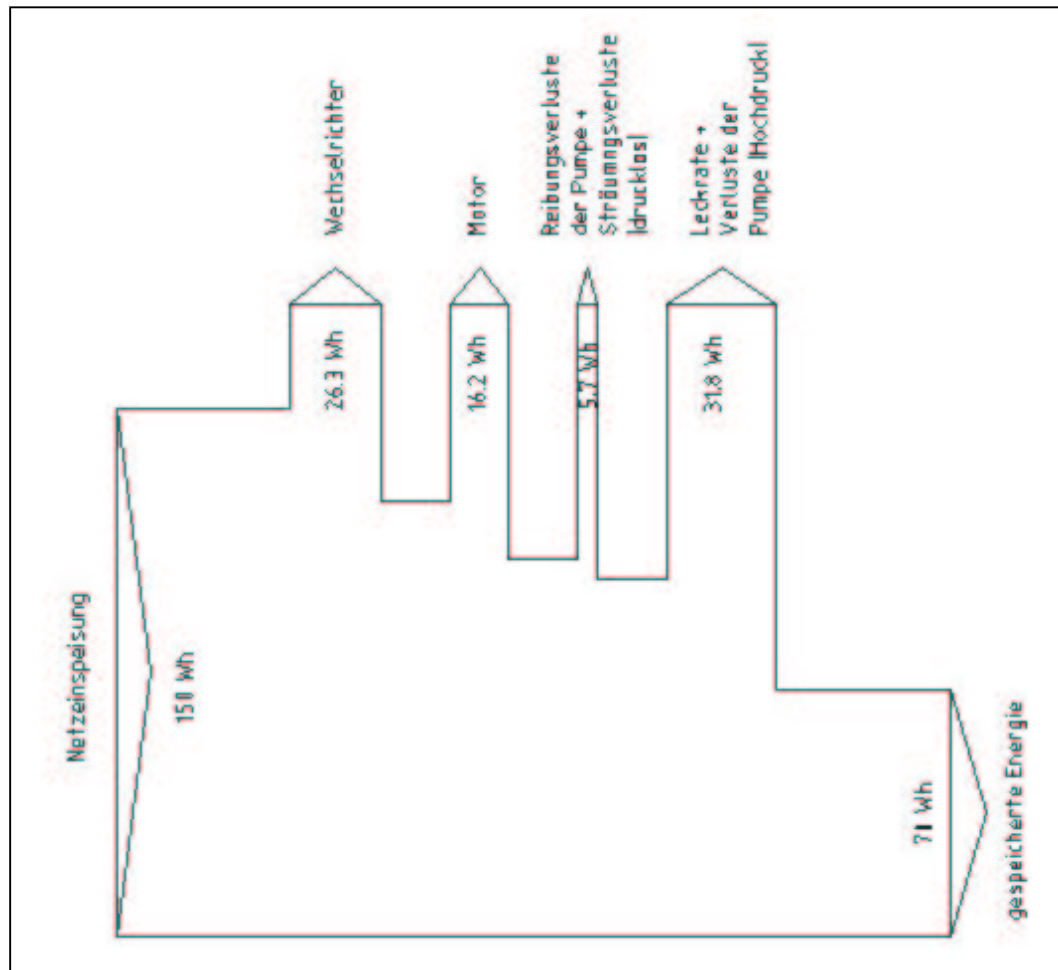


Abb. 4-9: Energieflussbild für Versuch 20-17 – Kompression ohne Blase

Betrachtet man die Energieflussbilder ist sowohl bei der Expansion als auch bei der Kompression zu erkennen, dass die Verluste im System hauptsächlich durch den Wechselrichter, den Motor und Leckverluste in der Pumpe verursacht werden.

Da Motor und Wechselrichter nicht für diesen Einsatzfall optimiert wurden und für die Versuchsanlage überdimensioniert sind, können diese Verluste bei Anpassung an den jeweiligen Einsatzfall und die gewünschte Speichergröße wesentlich reduziert werden. Ein weiterer Schritt die Effektivität der Anlage zu steigern ist der Einsatz einer anderen Pumpe bzw. eines Hydraulikmotors, der geringere Reibungs- und Leckverluste und somit einen höheren Wirkungsgrad aufweist.

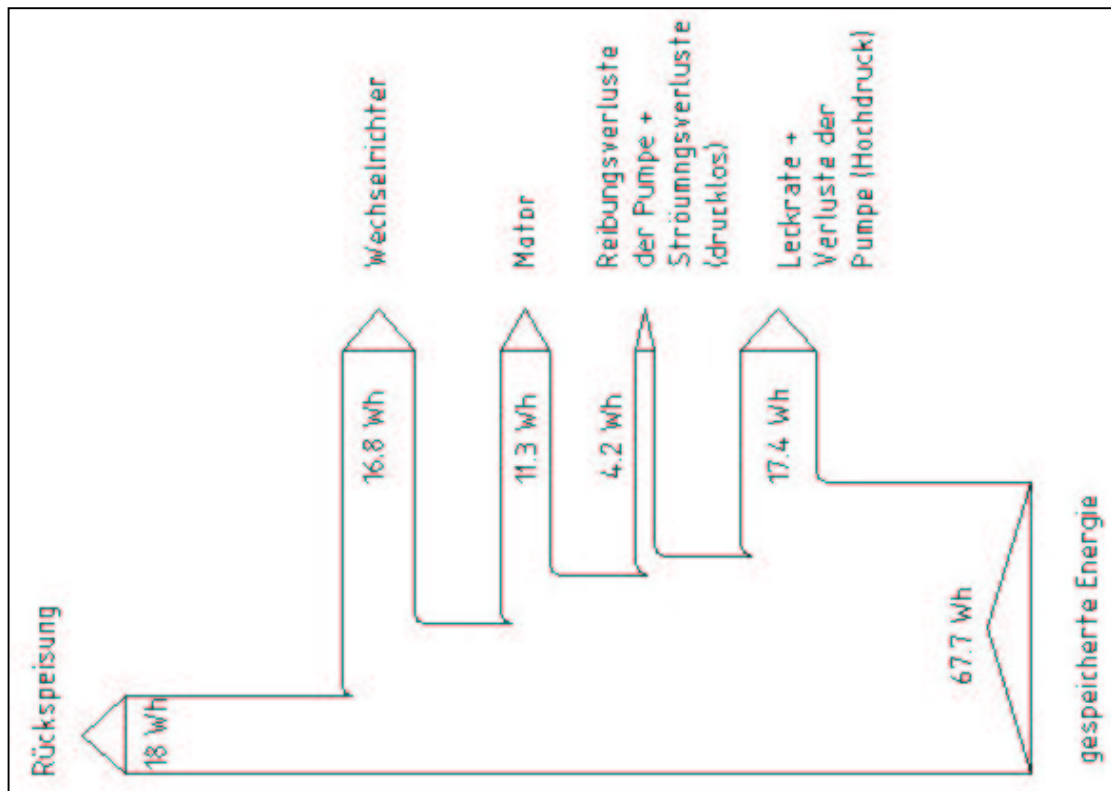


Abb. 4-10: Energieflussbild für den Versuch 20-18 – Expansion ohne Blase

Bei der Versuchsreihe 20 ist während des Entladens des Speichers von Beginn an eine ausgeprägte Blasensäule zu beobachten, die kurz vor Ende der Expansion schwächer wird und dann aussetzt. Die austretende Gasmenge lässt sich nach dem Henryschen Gesetz berechnen.

$$V_{Gas} = V_{\text{öl}} \cdot \alpha_v \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad \text{Gl. 4-4}$$

V_{Gas} - gelöstes Gasvolumen [cm³]

p_1 - Anfangsdruck [bar]

$V_{\text{öl}}$ - Ölvolumen [cm³]

p_2 - Enddruck [bar]

α_v - Bunsen-Koeffizient [0,075]

$A_{Beh.}$ - Grundfläche Vorratsbehälter [m²]

Das nach Henry berechnete Gasvolumen ist bei entsprechendem Druck von 150 bzw. 200 bar im Öl gelöst. Bei der Expansion tritt ein Teil der gelösten Gasmenge aus der Lösung aus, ein Anteil von ca. 40 % wird allerdings mit dem Öl aus dem Speicher transportiert. Unter

Luftdruck entweicht es dann, eine entsprechend lange Standzeit vorausgesetzt, in die Atmosphäre.

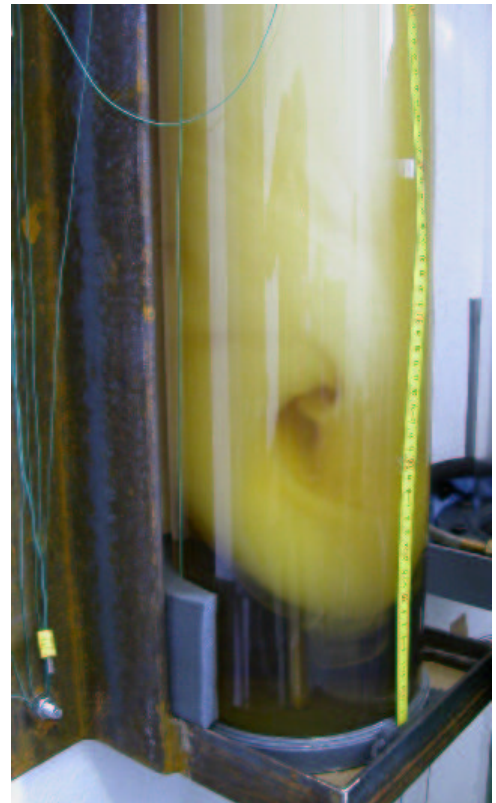


Abb. 4-11: Blasenbildung bzw. Gasaustrag während der Expansion ohne Trennschicht zwischen Stickstoff und Hydrauliköl

Mit diesem Versuch wurde deutlich, dass Standarddruckgasflaschen ohne Trennschicht zwischen Flüssigkeit und Gas als Speicher nicht eingesetzt werden können, da der Austrag an Speichergas zu hoch ist. Dies bedeutet eine sich ständig verschlechternde Kapazität des Speichers und schnelleren Verschleiß der Hydraulikaggregate durch auftretende Kavitation. Zur Verringerung der Kapazitätsreduzierung müssten ständig Wartungsarbeiten, d.h. nachfüllen des Stickstoffs, durchgeführt werden. Auch die in der Versuchsanlage verwendeten Blasenspeicher sind nicht unbedingt geeignet, da die Blase nicht vollständig undurchlässig gegen Gase ist. Spätestens aller 1 bis 2 Jahre muss hier der Gasdruck überprüft und gegebenenfalls nachreguliert werden.

4.5 Anwendbarkeit des Berechnungsmodells

Das aufgestellte Rechenmodell wurde mit Hilfe der Daten der Versuchsreihen auf seine Anwendbarkeit überprüft. Verglichen wurden hierbei Temperatur- und Druckverlauf der aufgenommenen und berechneten Kurven. Ausgangspunkt für die Berechnungen sind jeweils die Start- und Endbedingungen der jeweiligen Versuche.

Erstellt wurden 2 verschiedene Programme. Das erste ist ein Programm in Excel, das ohne die gemessenen Füllstände des Ölbehälters arbeitet. Erforderlich sind hierbei lediglich die Startbedingungen des Systems. Dieses Programm kann somit zur Berechnung von unterschiedlichen Speichergrößen herangezogen werden, ohne Kenntnis über das anfängliche Ölvolumen vorzusetzen.

Als zweites wurde ein Mathcad-Programm erstellt, das auf den Start- und Endvolumina des Stickstoffs, errechnet aus dem gemessenen Füllstand im Ölbehälter, basiert. Mit ihm wurden die während der Versuche ermittelten Daten überprüft.

Beide Programme wurden anhand Versuchsdaten auf ihre Kompatibilität untersucht und wiesen nur sehr geringe Abweichungen auf, so dass beide zur Berechnung eingesetzt werden können. Die Abweichung der Ergebnisse sind sehr wahrscheinlich auf Unterschiede bei der Berechnungsgenauigkeit der beiden Programme zurückzuführen.

Abweichungen der errechneten von den gemessenen Werten sind auf Messungenauigkeiten bei der Füllstandsmessung bzw. auf ungenaue Auflösungen der Messgeräte zurückzuführen. Weiterhin wurden zur Vereinfachung im Rechenmodell von Idealgasbedingungen ausgegangen. Betrachtet man die Druckverläufe in Abhängigkeit des Stickstoffvolumens lässt sich erkennen, dass bei Beachtung der Realgasbedingungen die Kurve des aufgestellten Rechenmodells etwas flacher verlaufen und sich somit den gemessenen Werten besser angleichen würde.

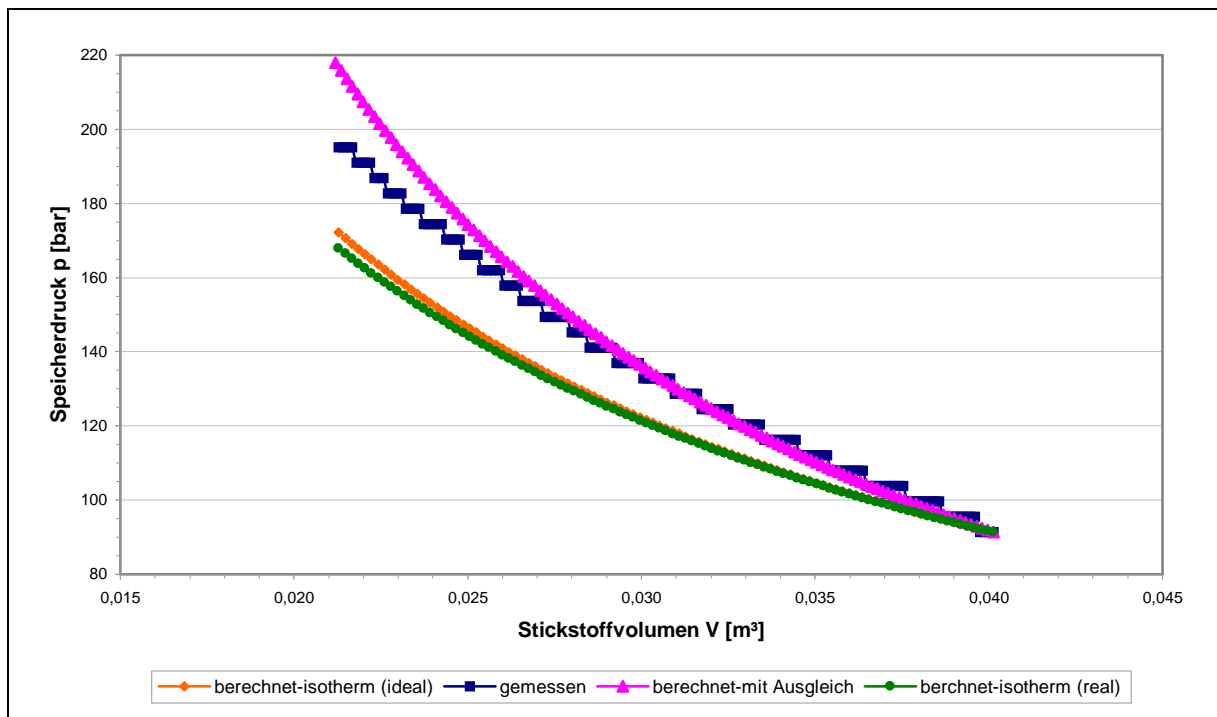


Abb. 4-12: Vergleich der gemessenen und nach unterschiedlichen Modellen berechneten Druckverläufe

Beim Vergleich der gemessenen und berechneten Temperaturen muss zwischen Speicherung mit und ohne Blase unterschieden werden. Ohne Blase ist das aufgestellte Rechenmodell ohne Einschränkungen anwendbar, die aufgenommenen Temperaturkurven sind fast identisch mit den berechneten Werten. Bei den Versuchen mit Blase sind jedoch starke Abweichungen zu beobachten. Dies gilt hauptsächlich für die Kompression, bei der der Temperatureausgleich entsprechend dem Berechnungsmodell wesentlich schneller erfolgt als bei den Messungen. Dies ist durch die Blase zu erklären, die eine zusätzliche Wärmeisolierung darstellt. Hier kann nicht mit den ermittelten Wärmeübergangskoeffizienten gerechnet werden.

Entsprechend den Vergleichen von gemessenen und berechneten Werten kann das erstellte Rechenmodell für Speicherauslegungen und Vorhersagen für Druck- und Temperaturentwicklung bei unterschiedlichen Drehzahlen angewendet werden. Es muss lediglich beachtet werden, ob eine zusätzliche Trennschicht zwischen Gas und Fluid vorhanden ist, da sich hierdurch die Wärmeübergangskoeffizienten ändern und neu berechnet werden müssen.

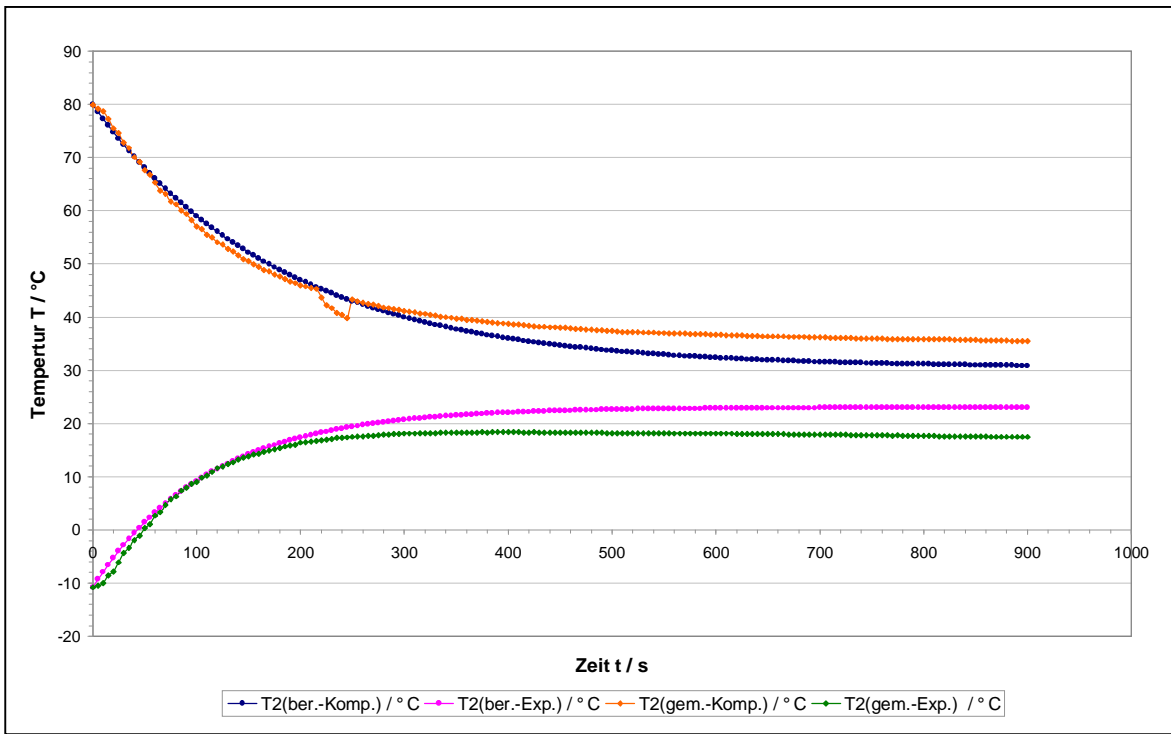


Abb. 4-13: Vergleich von berechnetem und gemessenem Temperatursgleich bei Speicherung ohne Blase

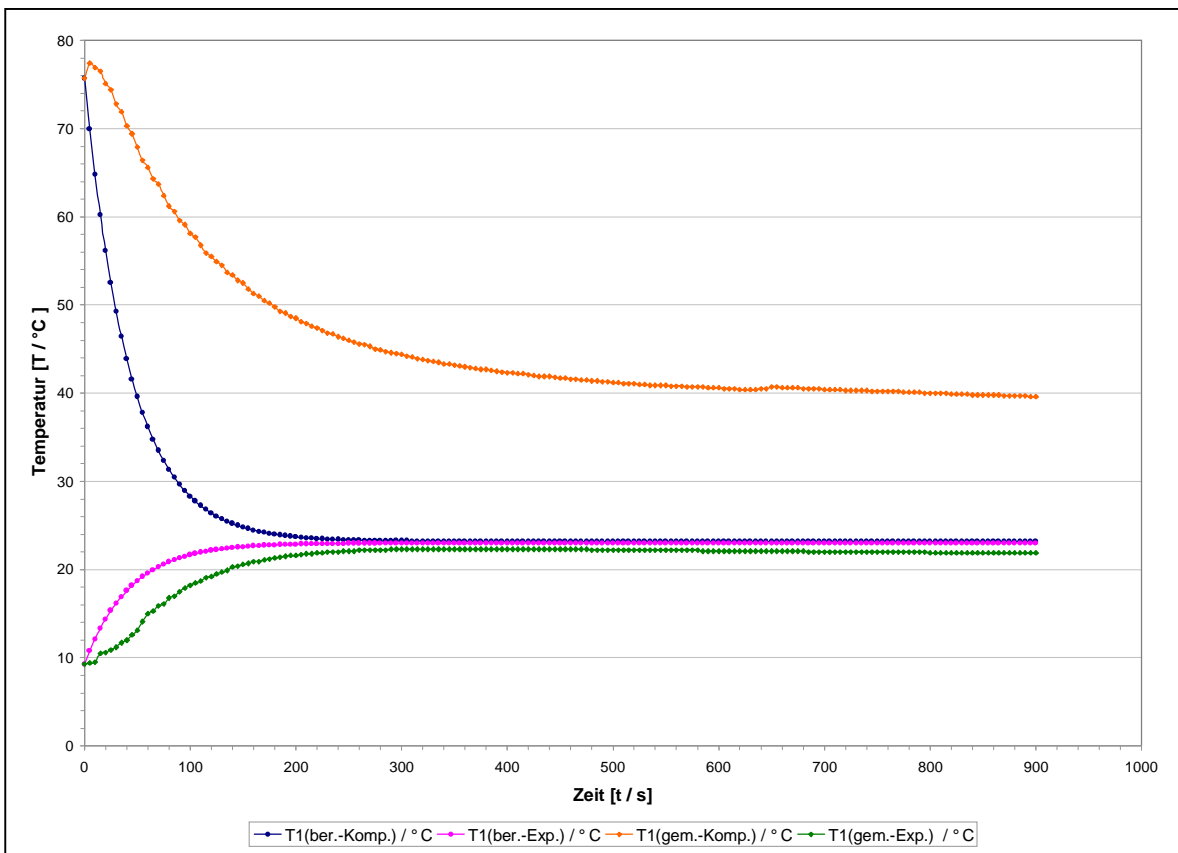


Abb. 4-14: Vergleich von berechnetem und gemessenem Temperatursgleich bei Speicherung mit Blase

5 Wirtschaftlichkeitsrechnung

5.1 Betrachtung der Einsatzfelder

Die Berechnung der Kosten und die Einschätzung der Wirtschaftlichkeit von Druckgasspeichern kann nur in Zusammenhang mit deren späteren Anwendungsfeldern betrachtet werden.

Der Einsatz von Druckgasspeichern ist vorwiegend im Bereich der Speicherung von Solarenergie vorgesehen. Hierbei muss unterschieden werden, ob es sich um Inselanlagen oder vernetzte Systeme handelt.

Einen großen Einfluss auf die Bewertung der Speichersysteme innerhalb Deutschlands hat das Erneuerbare-Energien-Gesetz (EEG). Dieses regelt die Förderungen für den Bau von Solaranlagen und die Einspeisevergütungen für Solarenergie.

Für Anlagen aus dem Jahr 2004 gelten die folgenden Einspeisevergütungen:

Die Mindestvergütung für Strom aus solarer Strahlungsenergie beträgt mindestens 45,7 Cent pro Kilowattstunde [sogenannte Basisvergütung].

Befindet sich die Anlage ausschließlich an oder auf einem Gebäude oder ist an einer Lärmschutzwand angebracht, erhöht sich die Vergütung

- bis einschließlich einer Leistung von 30 KW um mindestens 11,7 ct/kWh
- ab einer Leistung von 30 KW um mindestens 8,9 ct/kWh. und
- ab einer Leistung von 100 KW um mindestens 8,3 ct/kWh.

Diese Vergütungen werden gleichbleibend 20 Jahre plus dem Jahr der Inbetriebnahme der Anlage gezahlt. [9]

Vergleicht man nun die Vergütung für die Rückspeisung mit den eingesparten Energiekosten bei der Speicherung von beispielsweise 1,5 kWh pro Tag ergeben sich folgende Werte:

Zeitraum	Vergütung bei Rückspeisung		Kostensparnis bei Speicherung	
	1 kWh	1,5 kWh	1 kWh	1,5 kWh
1 Tag	45,7 ct	68,55 ct	15 ct	22,5 ct
1 Jahr	166,81 €	250,21 €	54,75 €	82,13 €

Tabelle 5-1: Vergleich von Vergütung und Einsparung der Energie

Folglich ist in Deutschland eine Einspeisung der Solarenergie ins Netz wesentlich lukrativer, als die Speicherung. Somit wird sich hier die Anwendung von Druckgasspeicher auf den Einsatz bei Inselanlagen beschränken. Ein größerer Markt ist in südlichen und asiatischen Ländern zu erwarten.

5.2 Kostenvergleich verschiedener Speicher

Die Speicherung von Solarenergie erfolgt zur Zeit mit herkömmlichen Blei-Säure- oder mit Gel-Batterien. Der Einsatz wird durch die Lebensdauer und den Preis bestimmt. Blei-Säure-Batterien zeichnen sich zwar durch einen geringen Preis aus, haben allerdings nur eine Lebensdauer von ca. 300 Ladezyklen, was etwa einem Zeitraum von einem Jahr entspricht. Zusätzlich ist die Selbstentladung annähernd 4 mal größer als bei Gel-Batterien. Diese weisen eine wesentlich längere Lebensdauer (700 Zyklen), bei jedoch doppeltem Preis auf. Weiterhin sind Gel-Batterien wartungsfrei und gasungsarm, d.h. durch das Gel kann keine Säure austreten. Deshalb soll im weiteren Verlauf nur noch die Gel-Batterie als Vergleichsobjekt zum Druckgasspeicher herangezogen werden.

Als Berechnungsgrundlage bzw. Vergleichsansatz soll die Lebensdauer der Speicher dienen. Für den Druckgasspeicher ist eine Lebensdauer von 20 Jahren anvisiert, die durch den einfachen Aufbau und die wartungs- und verschleißarmen Bauteile realistisch scheint.

a) Gel-Batterie

Es wird eine Batterie mit einer Spannung von 12 V ausgewählt. Die weiteren Daten sind in der Tabelle 5-2 aufgeführt.

Kapazität [Ah]	80
Selbstentladung [%]	0,08
Ladezyklen	700 (2 Jahre)
Abmaße L x B x H [mm]	353 x 175 x 190
Gewicht [kg]	25
Preis [€]	199

Tabelle 5-2: Daten für eine ausgewählte Gel-Batterie [10]

Wie schon in Kapitel 5.1 soll eine Energiemenge von 1,5 kWh pro Tag gespeichert werden. Bei der Berechnung der erforderlichen Anzahl an Batterien ist zu beachten, dass diese dauerhaft nur zu ca. 50 % entladen werden dürfen. Somit errechnet sich für eine Batterie eine nutzbare Energie von 480 Wh. Die Selbstentladung ist verhältnismäßig klein, so dass diese in der weiteren Berechnung nicht mit berücksichtigt wird.

Um eine garantierte Leistung von 1,5 kWh abnehmen zu können sind also 4 Batterien notwendig. Zusätzlich sind noch die Kosten für Wechselrichter und Leistungselektronik zu berücksichtigen. Diese können mit ca. 2.500 Euro angesetzt werden.

Kapazität (ges.) [Ah]	19.200
Anzahl Batterien [Stk.]	40
Ladezyklen	7300
Abmaße L x B x H [mm]	353 x 175 x 190
Gewicht [kg]	25
Batterie-Preis [€]	7.960
Preis Wechselrichter + Steuerelektronik [€]	2.500
Gesamtpreis [€]	10.460

Tabelle 5-3: Gesamtkapazität und Preis für Gel-Batterien bei einem Speichereinsatz von 20 Jahren

b) Druckgasspeicher

Die Leistungsdaten, Abmessungen und der Preis für einen Druckgasspeicher sind vorerst wie folgt kalkuliert:

Kapazität [Ah]	18.000
Selbstentladung [%]	0
Flaschenanzahl [Stk.]	12
Ladezyklen	7300
Abmaße L x B x H [mm]	1.320 x 930 x 2.115
Gewicht [kg]	3000
Preis [€]	10.000

Tabelle 5-4: Abmessungen, Leistungsdaten und Preis für einen Druckgasspeicher bei einem Speichereinsatz von 20 Jahren

Im Unterschied zur Gel-Batterie basiert die Kostenberechnung des Druckgasspeichers auf dem gesamten Speichersystem, d.h. Steuerelektronik und die Wechselrichter sind schon im System integriert.

Der direkte Vergleich von Batterie und Druckgasspeicher zeigt, dass diese in Bezug auf Leistung und Preis konkurrenzfähig sind. Bei Größe und Gewicht sind die Batterien jedoch eindeutig zu bevorzugen – der Nachteil hier ist wiederum die geringe Lebensdauer und ein nicht zu unterschätzender Aufwand zum Austausch der Batterien.

Die Vor- und Nachteile der einzelnen Speichermöglichkeiten werden sich also erst im Laufe eines Einsatzes direkt vergleichen lassen und erst dann wird sich auch herausstellen, welche Variante den potentiellen Kunden besser anspricht.

6 Zusammenfassung

Auf der Suche nach alternativen Speichermöglichkeiten für elektrische Energie wurde ein System auf Basis von Druckluft entwickelt, berechnet und aufgebaut. Hierbei nutzt man das einfache Prinzip der Komprimierung eines Gases mittels einer Flüssigkeit. Das Grundkonzept für den Speicher wurde von bereits existierenden Versuchsanlagen übernommen, jedoch in einigen Grundzügen abgewandelt und vereinfacht.

Zur Berechnung der Speichergröße wurde ein Rechenmodell aufgestellt, das die Zustandsänderungen im System in genügend kleinen Zeitintervallen iterativ beschreibt. Das Modell berücksichtigt hierbei die beiden Teilschritte, eine adiabatische Zustandsänderung und ein isochorer Temperatúrausgleich, die in diesen Intervallen ablaufen.

Anhand der Berechnungen konnten die Größe des Druckspeichers und die Daten für die Hydraulikpumpe ermittelt werden. Diese wiederum ermöglichten die weitere Auslegung der einzelnen Aggregate der Anlage. Nach Kenntnis aller erforderlicher Daten wurden die entsprechenden Bauteile ausgewählt, bestellt und anschließend montiert.

Die nun erfolgten Versuche haben gezeigt, dass mit einfacher Technologie und Standardbauteilen die Speicherung und Rückgewinnung der Energie durch das System möglich ist. Entwicklungsbedarf besteht jedoch noch in der Verbesserung des Wirkungsgrades und der Größe und den Kosten des Systems. Weiterhin wurde anhand der aufgezeichneten Druck- und Temperaturkurven die Anwendbarkeit des Rechenmodells belegt.

6.1 Ausblick

Aufgrund der bisherigen Versuchsergebnisse soll die Anlage im weiteren Entwicklungsverlauf umgebaut werden. Die Außenzahnradpumpe wird durch einen Axialkolbenmotor ersetzt und eine genauere Leistungsmessung durchgeführt. Hierbei wird wie bisher die Leistung insgesamt und zwischen Motor und Wechselrichter gemessen. Zusätzlich erfolgt noch eine Messung zwischen Motor und Pumpe mittels einer Drehmomentwelle.

Ein weiterer Schritt zur Verbesserung des Wirkungsgrades besteht in der Änderung der Speichermedien. Berechnungen haben ergeben, dass ein Luft-Wasser-System ein wesentlich besseres Speichervermögen aufweist. Hierbei muss bzgl. der Wahl des Materials der Speicherflaschen jedoch berücksichtigt werden, dass diese der Korrosion ausgesetzt sind. Einfache Stahlflaschen müssten deshalb mit einer zusätzlichen Schutzschicht versehen werden, was höhere Herstellungskosten verursachen würde.

Der Einsatz eines Kolbenspeichers als Trennung zwischen Gas und Fluid wird ebenfalls in Erwägung gezogen. Dieser wird vor den eigentlichen Speicher geschaltet und dient lediglich der Energieübertragung zwischen Gas und Flüssigkeit. Nachteilig wirkt sich hier der hohe Preis für Kolbenspeicher aus, da eine sehr feine Oberfläche des Innenmantels erforderlich ist, um Reibungsverluste so gering wie möglich zu halten. Zusätzlich müssen bei dem gewünschten Druck sehr große Wandstärken realisiert werden, was ein zusätzliches Gewicht für die gesamte Anlage bedeutet. Dem gegenüber steht jedoch eine große Gasdichtheit des Systems.

Da ein Großteil der Produktion der Rosetta Technik GmbH die Wicklung von Kohlefaserringen darstellt, besteht die Möglichkeit mittels Kohlefasern dünnwandige Kolbenspeicher zu stabilisieren. Die Kohlefasern zeichnen sich durch hohe Druckfestigkeit und geringes Gewicht aus. Somit kann das Gewicht der Anlage reduziert und die Druckfestigkeit gewährleistet werden.

Druckgasspeicher scheinen also durchaus eine diskutabile Alternative zu existierenden Speicherformen für elektrische Energie zu sein, auch wenn ihr Anwendungsgebiet vorerst auf Inselanlagen beschränkt bleiben wird. Weiter Entwicklungen und Versuche werden zeigen, ob sich die Anwendung von Druckgasspeichern auch auf andere Einsatzgebiete ausbreiten lässt.

7 Anhang

Herleitung der Wärmeübergangskoeffizienten [10, 11]

Grundlagen

$$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad \text{Gl. 7-1}$$

$$Nu = f(Gr \cdot Pr) \quad \text{Gl. 7-2}$$

Stoffwerte λ , ν , Pr sind für ϑ_m einzusetzen

$$\vartheta_m = \frac{(\vartheta_0 + \vartheta_\infty)}{2} \quad \text{Gl. 7-3}$$

$$l = \frac{A}{U_A} \quad \text{Gl. 7-4}$$

Wärmeübergangskoeffizient α_1 (N₂ – Öl)

Entsprechend dem VDI-Wärmeatlas erfolgt die Berechnung für horizontale ebene Flächen mit Wärmeabgabe auf der Unterseite und Kühlung auf der Oberseite.

Stoffwerte für Stickstoff ($p = 250 \text{ bar}$ und $\vartheta_m = 60^\circ\text{C}$)

$$\begin{aligned} \beta &= 3,33 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1} & \nu &= 1,109 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 / \text{s} \\ Pr &= 0,7847 & \lambda &= 40,74 \cdot 10^{-3} \text{ W} / \text{mK} \end{aligned}$$

$$Nu = 0,6 \cdot [Ra \cdot f_1(Pr)]^{1/5} \quad \text{Gl. 7-5}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad \text{Gl. 7-6}$$

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \Delta\vartheta \quad \text{Gl. 7-7}$$

$$f_1(\text{Pr}) = \left[1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad \text{Gl. 7-8}$$

$$l = \frac{d_s}{4} \quad \text{Gl. 7-9}$$

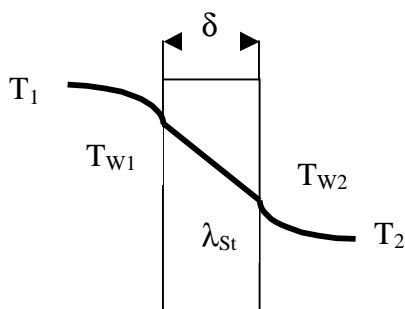
$$\alpha_1 = \frac{\lambda \cdot \text{Nu}}{l} \quad \text{Gl. 7-10}$$

$$\alpha_1 = \underline{\underline{46,36 \text{ W/m}^2\text{K}}}$$

Wärmeübergang α_2 (Stickstoff – Stahl – Luft)

allgemein:

$$Q = \alpha_2 \cdot A_{st} \cdot \Delta T \quad \text{Gl. 7-11}$$



$$\Delta T = T_1 - T_2 \quad \text{Gl. 7-12}$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad \text{Gl. 7-13}$$

$$\alpha_2 = \underline{\underline{4,97 \text{ W/m}^2\text{K}}}$$

Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α_2 ist die Unterteilung und Berechnung von zwei weiteren Wärmeübergangskoeffizienten erforderlich.

a) Wärmeübergangskoeffizienten α_a (Stahl - Luft)

Der Wärmeübergang erfolgt durch freie Konvektion an umströmten Körpern, in diesem Fall einer vertikalen Fläche. Der Wärmeübergangskoeffizient für ruhende Luft und freie Konvektion ist im VDI-Wärmeatlas mit $\alpha_a = 5,815 \text{ W/m}^2\text{K}$ angegeben. Er wird zur Berechnung der äußeren Wandtemperatur der Flasche benötigt.

Stoffwerte für Luft bei $p = 1 \text{ bar}$ und $T = 20^\circ\text{C}$

$$\beta = 3,425 \cdot 10^{-3} \text{ K}^{-1}$$

$$\nu = 153,6 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\text{Pr} = 0,7149$$

$$\lambda = 25,68 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$Nu = \frac{\alpha_a \cdot l}{\lambda} \quad \text{Gl. 7-14}$$

$$l = \frac{A_{Sr} - \frac{d_s^2}{4}}{\pi \cdot d_s} \quad \text{Gl. 7-15}$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + 0,387 \cdot [Ra \cdot f_1(\text{Pr})]^{1/6} \right\} \quad \text{Gl. 7-16}$$

$$Ra = \frac{\left(\frac{\sqrt{Nu} - 0,825}{0,387} \right)^6}{f_1(\text{Pr})} \quad \text{Gl. 7-17}$$

$$Gr = \frac{Ra}{\text{Pr}} \quad \text{Gl. 7-18}$$

$$f_1(\text{Pr}) = \left[1 + \left(\frac{0,492}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{-16/9} \quad \text{Gl. 7-19}$$

$$\Delta\vartheta = \frac{Gr \cdot \nu^2}{g \cdot l^3 \cdot \beta} \quad \text{Gl. 7-20}$$

$$T_{w2} = \Delta\vartheta + T_2 \quad \text{Gl. 7-21}$$

$$Q = \alpha_a \cdot A \cdot (T_{w2} - T_2) \quad \text{Gl. 7-22}$$

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} \cdot A_{Sr} \cdot (T_{w1} - T_{w2}) \quad \text{Gl. 7-23}$$

$$T_{w1} = \frac{Q \cdot \delta}{\lambda \cdot A_{Sr}} + T_{w2} \quad \text{Gl. 7-24}$$

b) Wärmeübergangskoeffizient α_i (N_2 – Stahl)

$$Q = \alpha_i \cdot A_{Sr} \cdot (T_1 - T_{w1}) \quad \text{Gl. 7-25}$$

$$\alpha_i = \frac{Q}{A_{Sr} \cdot (T_1 - T_{w1})} \quad \text{Gl. 7-26}$$

$$\alpha_i = 34,61 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ K}$$

t [min]	E _{ges.} [kWh]	p [bar]	T [° C]	h [mm]	I [A]	P [kW]		n [min ⁻¹]		V _{0i} [L]
	MG					WR	MG	WR	MG	
06:55	4,818	50	15,8	1743,8	-2,5	0,3	0,6	-600	-599	
	4,89	75		1264						
	0,072			-479,8						13,32
05:05	4,89	75	22,8	1264	-1,3	-0,2	0,1	600	596	
	4,896	50		1748,7						
	0,006			484,7						13,45
03:01	4,896	50	15,3	1748,7	-2,6	0,7	1	-1200	-1187	
	4,95	75		1294,3						
	0,054			-454,4						12,61
02:25	4,95	75	28,6	1294,3	-1,1	-0,3	0,05	1200	1169	
	4,95	50		1715,3						
	0			421						11,69
01:48	4,95	50	15,7	1715,3	-2,7	1,1	1,5	-1800	-1782	
	4,998	75		1300,1						
	0,048			-415,2						11,53
01:44	4,998	75	31,3	1300,1	-1	-0,4	-0,05	1800	1736	
	4,998	50		1732,8						
	0			432,7						12,01
01:22	4,998	50	14,7	1732,8	-2,7	1,5	1,9	-2400	-2340	
	5,046	75		1310,4						
	0,048			-422,4						11,73
01:02	5,046	75	23,8	1310,4	1	-0,6	-0,05	2400	2234	
	5,046	50		1688,1						
	0			377,7						10,48
00:59	5,052	50	21,3	1688,1	-3,3	2	2,7	-3000	-2865	
	5,094	75		1309,9						
	0,042			-378,2						10,50
01:02	5,1	75	32,3	1309,9	-1	-0,6	0,05	3000	2766	
	5,1	50		1705,3						
	0			395,4						10,98
00:53	5,1	50	22,6	1705,3	-3,4	2,4	3	-3600	-3398	
	5,148	75		1301,1						
	0,048			-404,2						11,22
00:54	5,154	75	21,8	1301,1	-1,1	-0,7	-0,1	3600	3218	
	5,154	50		1698,5						
	0			397,4						11,03
00:43	5,16	50	16,5	1698,5	-4,1	2,8	-3,5	-4200	-4036	
	5,202	75		1301,3						
	0,042			-397,2						11,03
00:47	5,202	75	34,2	1301,8	-1,2	0,7	-0,15	4200	3719	
	5,202	50		1694,2						
	0			392,4						10,89
00:36	5,208	50	19,5	1694,2	-5	3,5	4,3	-4800	-4488	
	5,25	75		1329,8						
	0,042			-364,4						10,12
00:37	5,256	75	31,6	1329,8	-1	-0,7	-0,1	4800	4099	
	5,256	50		1664,6						
	0			334,8						9,29

Tabelle 7-1: Messdaten der Versuchsreihe 10

t [min]	E _{ges.} [kWh] MG	p [bar]	T [° C]	h [mm]	I [A] WR	P [kW]		n [min ⁻¹]		V _{ÖL} [L]
						WR	MG	WR	MG	
02:28	6,09	105	17,6	950,2	-7,8	2	2,5	-1200	-1189	
	6,162	200		634,3						
	0,072			-315,9						8,77
02:43	6,162	190	35,6	634,3	-4	-0,5	-0,3	600	593	
	6,156	100		940,1						
	-0,006			305,8						8,49
02:21	6,156	105	18,7	940,1	-7,6	2,1	2,2	-1200	-1185	
	6,222	200		643,2						
	0,066			-296,9						8,24
01:30	6,222	190	42,2	643,2	-3,6	-0,8	-0,6	1200	1164	
	6,21	100		930,1						
	-0,012			286,9						7,96
02:19	6,21	105	17,6	930,1	-7,6	2,1	2,4	-1200	-1179	
	6,276	200		636,9						
	0,066			-293,2						8,14
01:06	6,276	190	35,9	636,9	-3,3	-1,2	-0,9	1800	1695	
	6,264	100		923						
	-0,012			286,1						7,94
02:11	6,264	105	21,4	923	-7,6	2	2,2	-1200	-1177	
	6,33	200		647,5						
	0,066			-275,5						7,65
00:52	6,324	185	44,1	647,5	-3,1	-1,5	-1,1	2400	2172	
	6,312	100		920,3						
	-0,012			272,8						7,57
02:11	6,312	105	28,7	920,3	-7,5	2	2,1	-1200	-1183	
	6,378	200		650,1						
	0,066			-270,2						7,50
00:45	6,378	190	47,8	650,1	-3,9	-2,3	-1,7	3000	2622	
	6,36	100		927,5						
	-0,018			277,4						7,70
02:13	6,36	110	30,4	927,5	-7,5	2,1	2,3	-1200	-1183	
	6,426	200		653,7						
	0,066			-273,8						7,60
00:44	6,426	190	40,8	653,7	-3,1	-2,5	-1,6	3600	3026	
	6,414	95		951,8						
	-0,012			298,1						8,27
02:24	6,414	100	29,5	951,8	-7,5	2,1	2,2	-1200	-1178	
	6,486	200		658,2						
	0,072			-293,6						8,15
00:39	6,486	190	35	658,2	-3,1	-2,8	-2	4200	3307	
	6,468	100		939,9						
	-0,018			281,7						7,82
02:19	6,468	105		939,9	-7,6	2	2,1	-1200	-1185	
	6,54	200		653,2						
	0,072			-286,7						7,96
00:42	6,54	190		653,2	-3,2	-3,3	-2,2	4800	3923	
	6,522	85		1006,3						
	-0,018			353,1						9,80

Tabelle 7-2: Messdaten für die Versuchsreihe 12

t [min]	E _{ges} [kWh]	E _M [Wh]	p [bar]	T [° C]	h [mm]	I [A]	P [kW]		n [min ⁻¹]		V [L]
	MG	PA 4400					WR	MG	WR	MG	
11:20	9,324	131,1	90	19,1	1584,5	-4	0,6	0,9	-600	-599	
	9,516		150		1005	-5,3	0,8	1,1			
	0,192				-579,5						17,13
05:08	9,522	-23,92	150	27,2	1005	-3,7	-0,4	-0,1	600	598	
	9,522		90		1572,1	-2,1	0,3	0			
	0				567,1						16,76
03:44	9,618	84,09	90	21,7	1534,2	-4,1	1,1	1,4	-1200	-1187	
	9,72		150		1030,8	-5,6	1,6	1,9			
	0,102				-503,4						14,88
02:40	9,72	-24,02	150	30,3	1030,8	-3,2	-0,9	-0,5	1200	1186	
	9,708		90		1576	-2,1	-0,5	-0,3			
	-0,012				545,2						16,12
02:45	10,458	105,43	95	19	1402,1	-4,5	1,8	2,3	-1800	-1815	
	10,584		200		811,9	-6,1	2,5	2,9			
	0,126				-590,2						17,45
02:15	10,584	-32,6	190	33,1	881,9	-3,2	-1,4	-1	1800	1757	
	10,56		90		1498,5	-1,8	-0,8	-0,4			
	-0,024				616,6						18,23
02:01	9,906	104,26	91	19,8	1472,4	-4,4	2,4	2,9	-2400	-2390	
	10,02		200		854,5	-5,9	3,2	3,8			
	0,114				-617,9						18,26
01:38	10,026	-30,22	190	33,9	854,5	-3,2	-1,6	-1,2	2400	2257	
	9,996		50		1504,5	-1,7	-1	-0,6			
	-0,03				650						19,21
01:36	10,008	106,2	95	19	1451,9	-4,4	3,1	3,7	-3000	-3000	
	10,128		200		847,8	-6,1	4	4,9			
	0,12				-604,1						17,86
01:23	10,128	-30,34	185	33,6	847,8	-3,7	-2	-1,4	3000	2814	
	10,104		90		1501,5	-1,7	-1,2	-0,7			
	-0,024				653,7						19,32
02:55	10,116	110,98	92	19,3	1463,2	-4,4	1,9	2,3	-1800	-1808	
	10,248		200		838	-6	2,5	2,9			
	0,132				-625,2						18,48
01:04	10,254	-27,94	190	33,7	838	-3,3	-2,1	-1,5	2400	3349	
	10,23		90		1452,5						
	-0,024				614,5						18,16
01:58	10,242		98	17,8	1405,5	-4,6	2,5	3	-2400	-2361	
	10,362		200		823,2	-5,9	3,3	3,8			
	0,12				-582,3						17,21
01:00	10,362	-28,56	200	34	823,2	-3,5	-2,3	-1,6	4200	3158	
	10,338		90		1474,5	-2,2	-1,6	-1			
	-0,024				651,3						19,25
02:47	10,334	107,74	95	20,4	1432,1	-4,4	1,9	2,1	-1800	-1804	
	10,464		200		835,1	-5,9	2,4	2,8			
	0,13				-597						17,65
00:49	10,47	-25,13	190	32,5	835,1	-3,7	-2,4	-1,6	4800	3935	
	10,446		90		1442,5						
	-0,024				607,4						17,95
04:52	10,572	123,72	90	19,8	1445,1	-4,2	1,2	1,5	-1200	-1193	
	10,722		200		807,9	-5,7	1,6	2			
	0,15				-637,2						18,84
03:23	10,722	-34,78	190	32,9	807,9	-3,5	-0,9	-0,6	1200	1190	
	10,704		90		1553,5	-1,8	-0,6	-0,2			
	-0,018				745,6						22,04

Tabelle 7-3: Messdaten für die Versuchsreihe 20

IV Abbildungsverzeichnis

Abb. 2-1: Skizze des Flüssigkolbenprinzips	15
Abb. 2-2: Skizze des Öl-Interface-Systems.....	16
Abb. 2-3: Anlagenskizze des geplanten Druckgasspeichers	17
Abb. 3-1: Speicherinhalte bei unterschiedlichem Speichervolumen und Anfangsdruck und konstantem Enddruck von 250 bar	20
Abb. 3-2: Vergleich der Druckentwicklung im Speicher anhand der unterschiedlichen Berechnungsmodelle.....	25
Abb. 3-3: Entwicklung des Stickstoffvolumens und des Speicherdrucks in Abhängigkeit der Kompressionszeit.....	26
Abb. 3-4: Darstellung der eingetragenen Energie und Stickstofftemperatur im Speicher in Abhängigkeit der Kompressionszeit.....	26
Abb. 3-5: Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Speichertemperatur.....	28
Abb. 3-6: Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Speicherzeit.....	29
Abb. 4-1: Schema der aufgebauten Versuchsanlage.....	33
Abb. 4-2: Versuchsanlage Druckgasspeicher.....	34
Abb. 4-3: Leckstrom der Pumpe in Abhängigkeit der Druckstufe und der Drehzahl	38
Abb. 4-4: Vergleich der aufgebrauchten Energien zur Förderung von 20 Litern Öl bei unterschiedlichen Drehzahlen und Strömungseinbauten	40
Abb. 4-5: Vergleich der Leerlaufleistungen bei unterschiedlichen Drehzahlen und Strömungseinbauten.....	41
Abb. 4-6: Leerlaufleistung des Motors bei unterschiedlichen Drehzahlen.....	43
Abb. 4-7: Vergleich der aufgewandten und zurückgewonnenen Energien in Abhängigkeit von Druckdifferenz und Drehzahl.....	44
Abb. 4-8: Wirkungsgrad der Außenzahnpumpe in Abhängigkeit der Drehzahl	45
Abb. 4-9: Energieflussbild für Versuch 20-17 – Kompression ohne Blase	46
Abb. 4-10: Energieflussbild für den Versuch 20-18 – Expansion ohne Blase	47
Abb. 4-11: Blasenbildung bzw. Gasaustrag während der Expansion ohne Trennschicht zwischen Stickstoff und Hydrauliköl.....	48
Abb. 4-12: Vergleich der gemessenen und nach unterschiedlichen Modellen berechneten Druckverläufe	50
Abb. 4-13: Vergleich von berechnetem und gemessenem Temperatursgleich bei Speicherung ohne Blase	51

Abb. 4-14: Vergleich von berechnetem und gemessenem Temperatenausgleich bei Speicherung mit Blase	51
--	----

V Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Übersicht bestehender Speicherarten	13
Tabelle 3-1: berechnete Speicherinhalte bei unterschiedlichem Speichervolumen und Anfangsdruck und konstantem Enddruck von 250 bar	20
Tabelle 3-2: Vergleich der Daten für Druck und Temperatur nach der Kompression, Energie und Wirkungsgrad bei unterschiedlich großem Speichervolumen.....	27
Tabelle 3-3: Querschnittsfläche und Durchmesser von Rohren für unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten.....	31
Tabelle 3-4: Datenblatt der Bauteile des Druckgasspeichers	32
Tabelle 4-1: normierte Messdaten zur Ermittlung des Leckstroms der Pumpe für den Druckbereich von 50 - 75 bar	37
Tabelle 4-2: normierte Messdaten zur Ermittlung des Leckstroms der Pumpe für den Druckbereich von 100 – 200bar	37
Tabelle 5-1: Vergleich von Vergütung und Einsparung der Energie.....	53
Tabelle 5-2: Daten für eine ausgewählte Gel-Batterie [9]	54
Tabelle 5-3: Gesamtkapazität und Preis für Gel-Batterien bei einem Speichereinsatz von 20 Jahren	54
Tabelle 5-4: Abmessungen, Leistungsdaten und Preis für einen Druckgasspeicher bei einem Speichereinsatz von 20 Jahren.....	55
Tabelle 7-1: Messdaten der Versuchsreihe 10.....	61
Tabelle 7-2: Messdaten für die Versuchsreihe 12	62
Tabelle 7-3: Messdaten für die Versuchsreihe 20	63

VI Literaturverzeichnis

- [1] Reller, A. / Cyhelly I.: Speicherung gasförmiger Energieträger – eine Bestandsaufnahme, VDI-Berichte Nr. 1734;
VDI Verlag GmbH, Düsseldorf 2002
- [2] VDI-Richtlinie 6012 Blatt 1
- [3] www.rosseta.de
- [4] Cyphelly, I.: „Investigation on Storage Technologies for Intermittent Renewable Energies“, Storage Technology Report, Las Palmas 11.11.2002
- [5] Recknagel, A.: Physik – Schwingungen und Wellen, Wärmelehre;
VEB Verlag Technik Berlin, 1952
- [6] Bauer, G.: Ölhydraulik;
Teubner-Studienskripten, Stuttgart 1992
- [7] Wossog, G.: Handbuch Rohrleitungsbau – Band 2: Berechnungen;
Vulkan-Verlag Essen, 2001
- [8] DIN 2448 – Nahtlose Stahlrohre (Maße, längenbezogene Massen);
Februar 1981
- [9] <http://www.solarserver.de/solarmagazin/eeg.html>
- [10] <http://www.solarserver.de/store/produkt.kategorie-32.produkt-521html>
- [11] Stephan, K. / Baehr, H.D.: Wärme- und Stoffübertragung, 2. Auflage;
Springer Verlag 1994/96
- [12] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Wärmeatlas – Berechnungsblätter für den Wärmeübergang, 7. Auflage;
VDI-Verlag Düsseldorf, 1994
- [13] Grimsehl, E.: Lehrbuch der Physik Band 1 – Mechanik, Akustik, Wärmelehre;
BSB B.G. Teubner Verlagsgesellschaft, Leipzig 1977
- [14] Grundwissen des Ingenieurs – 11. Auflage;
VEB Fachbuchverlag Leipzig, 1982
- [15] Kalide, W.: Energieumwandlung in Kraft- und Arbeitsmaschinen;
Carl Hanser Verlag München Wien, 1989
- [16] Wossog, G.: Handbuch Rohrleitungsbau – Band 1: Planung, Herstellung, Errichtung;
Vulkan-Verlag Essen, 2001