

Diplomarbeit

Entwicklung eines Druckreglers für CGH_2 - Speichersysteme

Verfasser/Verfasserin

Jürgen Seifert

Eingereicht am

13.08.2012

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Technische Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. DI. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Univ.-Doz. DI. Dr. techn. Manfred Klell

Externer Betreuer:

Dr. Ing. Guido Bartlok

Graz, 2012



"Was werden wir später einmal statt Kohle verbrennen?", fragte der Seemann. "Wasser", antwortete Smith. "Wasserstoff und Sauerstoff werden für sich oder zusammen zu einer unerschöpflichen Quelle von Wärme und Licht werden, von einer Intensität, die die Kohle überhaupt nicht haben könnte; das Wasser ist die Kohle der Zukunft."

Jules Verne, "Die geheimnisvolle Insel", 1874

INHALT

VORWORT	4
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	5
ZUSAMMENFASSUNG	6
ABSTRACT	7
1 EINLEITUNG	8
1.1 AUFGABENSTELLUNG	8
1.2 AUFBAU DER ARBEIT	8
2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN	10
2.1 WASSERSTOFF	10
2.1.1 <i>Vorkommen und Herstellung von Wasserstoff</i>	10
2.1.2 <i>Eigenschaften von Wasserstoff</i>	10
2.1.3 <i>Speicherung von Wasserstoff</i>	14
2.2 VENTILTECHNIK	17
2.2.1 <i>Fluidmechanik</i>	17
2.2.2 <i>Druckregelventile</i>	20
2.2.3 <i>Stand der Technik</i>	23
2.2.4 <i>Anforderungen der Magna Steyr</i>	25
2.2.5 <i>Konzepterläuterung der Magna Steyr</i>	26
3 TECHNISCHE ANALYSE	28
3.1 THEORETISCHE ANALYSE	28
3.1.1 <i>Dichtheit</i>	28
3.1.2 <i>Statisches Verhalten</i>	35
3.1.3 <i>Dynamisches Verhalten</i>	56
3.1.4 <i>Störkräfte</i>	64
3.1.5 <i>Zusammenfassung der theoretischen Analyse</i>	68
3.2 EXPERIMENTELLE ANALYSE	70
3.2.1 <i>Prüfkörperaufbau</i>	70
3.2.2 <i>Prüfstandsufbau</i>	72
3.2.3 <i>Versuchsdurchführung</i>	73
3.2.4 <i>Hydraulische Druckprüfung</i>	75
3.2.5 <i>Gasdruckprüfung Konzept A</i>	75
3.2.6 <i>Gasdruckprüfung Konzept B</i>	86
3.2.7 <i>Zusammenfassung der experimentellen Analyse</i>	94
3.3 WERTANALYSE	99
3.3.1 <i>Analyse des Ventilsystems</i>	101
3.3.2 <i>Ermittlung des Sollzustandes</i>	105
3.3.3 <i>Entwicklung von Lösungsideen</i>	108
3.3.4 <i>Bewertung der Lösung</i>	112
3.3.5 <i>Zusammenfassung der Wertanalyse</i>	114
3.4 AUSWERTUNG DER ERGEBNISSE	115
4 NEUENTWICKLUNG	119
4.1 KONZEPTENTWICKLUNG	119
4.1.1 <i>Patentrecherche</i>	119
4.1.2 <i>Konzeptbeschreibung</i>	121
4.1.3 <i>Berücksichtigung des Anforderungsprofils</i>	122
4.2 AUSLEGUNG UND BERECHNUNG	127
4.2.1 <i>Strömungsmechanische Auslegung</i>	127
4.2.2 <i>Mechanische Auslegung</i>	130
4.2.3 <i>Elektromechanische Auslegung</i>	137
4.3 OPTIMIERUNGSPOTENZIALE	142
5 SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK	148
LITERATUR	150
FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	153

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des Abschlusses meines Studiums für Maschinenbau und Wirtschaftsingenieurwesen an der Technischen Universität Graz. Beauftragt von der Abteilung „Sustainable Energy Systems“ aus der Sparte „Advanced Development“ der Firma Magna Steyr Fahrzeugtechnik AG & Co KG, ermöglichte mir das Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz die Durchführung dieser Arbeit. Während der Erstellung der Arbeit fanden sich viele Persönlichkeiten denen ich meinen Dank aussprechen möchte; allen voran meinen beiden Betreuern.

Herrn Manfred Klell möchte ich zunächst für seine Inspiration durch die Vorlesung „Wasserstoff in der Verkehrstechnik und Energietechnik“ danken. Durch diese Vorlesung stellte ich meine bisherigen automotiven Industrietätigkeiten zur Emissionsminimierung mittels Erdgas in Frage, was mich dazu veranlasst hat, mich vom letzten Kohlenstoffatom des Erdgases zu trennen, um mich vollends dem Thema Wasserstoff zu widmen. Speziell hierfür, aber auch für die vielen interessanten Erzählungen rund um die Wasserstoffaktivitäten am HyCentA und an der TU Graz, die sich im Zuge unserer Sitzungen ergeben haben, möchte ich mich recht herzlich bedanken.

Herrn Guido Bartlok möchte ich zunächst für seine fachliche Unterstützung zur wissenschaftlichen Arbeit, betreffend der anzuwendenden Methodik und Prinzipien, die Einfluss auf diese Arbeit nahmen, bedanken. Eine bedeutsame Erkenntnis erlangte ich während der Erstellung dieser Arbeit, bei der ich sein persönliches Engagement in der Wasserstoffindustrie kennenlernen durfte. Mein Interesse wurde dadurch maßgeblich bestätigt und fördert seither mein Vorhaben, mich auf Wasserstofftechnologien, als zukünftigen Arbeitsschwerpunkt, zu konzentrieren. Die dadurch gestiegene Motivation, die einem Techniker in der Wasserstoffindustrie bis dato auch abverlangt wird, ist für mich ein nachhaltiger Gewinn. Für die gute Zusammenarbeit, das positive Umfeld und für die Inspiration beim Bestreiten meines weiteren Weges möchte ich mich recht herzlich bedanken.

Herrn Markus Rudolf möchte ich ebenso meinen tiefsten Dank aussprechen. Als mein Mentor ermöglichte er mir in der Firma Fuß zu fassen und als Werksstudent wertvolle Qualifikationen außerhalb der Universität zu erlangen. Diverse Projekte schlugen sich in einem beiderseits wachsenden Interesse an unserer Meinung nach wahrscheinlich weltweit besten Geländewagen nieder. Das Frönen dieser Leidenschaft, das er sich beim Bestreiten seiner nicht immer befestigten Verkehrswege einräumt, bleibt mir leider noch vorenthalten.

Herrn Axel Bernt möchte ich für seine kompetente Unterstützung auf dem Gebiet der Ventiltechnik danken. Neben den technischen Fachgesprächen gilt vor allem den strategischen Diskussionen, die im Anschluss an meine Präsentationen bezüglich des Entwicklungsstandes der Ventile geführt wurden, mein besonderer Dank. Zahlreiche interessante und lehrreiche Erkenntnisse konnte ich dadurch sammeln.

Herrn Franz Mayr möchte ich für die vielen Gespräche danken, die während der Erstellung dieser Arbeit geführt wurden. Das Interesse an der Ventiltechnik und die Gabe an Kreativität sind zwei unserer Gemeinsamkeiten, die stets zu gehaltvollen und geistreichen Konversationen führten.

Des Weiteren möchte ich mich bei den Kollegen Erich Ramschak, Alexander Schärfl, Carsten Schmidt, Rainer Schruth, Johannes Maurer, Wolfgang Ebner, Alfred Windisch und Franz Steinhöfer bedanken, die in verschiedenster Form zur Erstellung dieser Arbeit beitrugen.

Aus meinem privaten Umfeld möchte ich meiner Familie recht herzlich danken, die mich beim Bestreiten meines Studiums stets unterstützt hat. Sämtlichen Freunden, Bekannten, Verwandten und Studienkollegen gilt zur energietankenden Freizeitgestaltung ebenso mein herzlichster Dank.

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 wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Vorname Nachname

Graz, Datum

Zusammenfassung

Dem Medium Wasserstoff und dem hohen Betriebsdruck von Wasserstoffspeichersystemen geschuldet, wird der dafür erforderliche Druckregler hinsichtlich der Dichtheit und der Regelgüte vor große technische Herausforderungen gestellt. Die Kombination mit automotiven Marktanforderungen wie minimalen Herstellkosten, geringen Gewicht und höchster funktionaler Sicherheit hat zur Folge, dass bis dato keine zufriedenstellende Lösung eines Druckregler für den automotiven Anwendungsbereich verfügbar ist. Die vorliegende Arbeit beinhaltet die konzeptionelle Entwicklung eines verbesserten Druckreglers, der für automotive Wasserstoffspeichersysteme eingesetzt werden kann.

Die Ausgangsbasis der Entwicklung stellen bereits zwei existierende Prototypen dar, die zunächst auf ihre Funktionalität auf einem entsprechenden Prüfstand untersucht werden. Nicht zufriedenstellende Messergebnisse hinsichtlich der Dichtheit und des Regelverhaltens erfordern einen Neubeginn des Entwicklungsprozesses der sich diesmal auf eine umfassende und grundlegende Analyse stützen soll.

Diese technische Analyse setzt sich aus drei Teilen zusammen: aus einer theoretischen Analyse, einer experimentellen Analyse und einer wirtschaftlichen Analyse. Mithilfe der Kombination dieser drei Analysen wird ein Anforderungsprofil an den Druckregler abgeleitet. Kraft des Anforderungsprofils kann ein Druckreglerkonzept entworfen werden, das im Anwendungsfall des H₂-Speichersystems die erforderlichen Funktionen erfüllen kann und gute Resultate annehmen lässt.

Aufbauend auf den Erkenntnissen der technischen Analyse, beinhaltet die anschließende Entwicklung die Auslegung der fluidmechanischen, mechanischen und elektromechanischen Größen. Sie bildet die Basis für die Dimensionierung des Druckreglers und befindet sich charakteristisch für die Fertigung in der Ventiltechnik im Spannungsfeld zwischen Bauteilgröße, Gewicht und Herstellkosten. Eine 3D CAD Konstruktion und eine umfangreiche Magnetkraftsimulation bieten die Möglichkeit einer adäquaten Dimensionierung sowie der Sicherstellung der magnetischen Betätigung.

Als Ergebnis der Arbeit kann neben dem Konzept des Druckreglers auch das Anforderungsprofil der technischen Analyse angeführt werden. Letztlich kann die Methodik zur Identifizierung, als auch das Anforderungsprofil selbst, in demselben Maße für anderwärtige Ventile eingesetzt werden. Die darauf basierende Entwicklung des Druckreglerkonzeptes führt durch die umfassende technische Analyse zu einem Ventil, welches den zuvor beschriebenen technischen Herausforderungen gewachsen ist und gute Ergebnisse erwarten lässt.

Die überdurchschnittlich hohen Kosten, die die Einführung neuer Technologien wie etwa den Antrieb mittels Wasserstoff hemmen, erfordern zu ihrer Reduktion stets die Berücksichtigung sämtlicher Bauteile eines Subsystems. Im Zuge der Entwicklung des Druckreglers werden aufgrund dessen weitere Ventile des Speichersystems untersucht. Unter anderem wird durch die Nutzung von Synergien von Funktionen und Design ein einheitliches Ventilsystem entworfen, welches aus technologischer und ökonomischer Sicht überzeugen kann.

Abstract

Due to the medium of hydrogen and the high operating pressure of hydrogen storage systems, the required pressure regulator faces major technical challenges in terms of density and regulation quality. In addition, automotive market demands such as minimal production costs, low weight, and high functional safety account for the fact that hitherto no flawless pressure regulator is available for automotive fields of application. The present thesis covers the conceptual development of a pressure regulator for automotive hydrogen storage systems.

Two already existing prototypes will form the starting point of the development. These prototypes will first be investigated on a testing bench with regard to their functionality. Unsatisfactory results will require a restart of the development process, which will be based on a comprehensive and fundamental analysis.

This technical analysis is composed of three parts: a theoretical analysis, an experimental analysis, and a value analysis. With the combination of these three types of analysis, a demand profile on the pressure regulator can be generated. Based on this demand profile, a pressure regulator concept can be designed, which will meet the criteria necessary for the application of hydrogen storage systems and which will thus lead to positive results.

Based on the findings of the technical analysis, the subsequent development involves the calculation of fluid-mechanical, mechanical, and electro-mechanical parameters. It will form the basis of the dimensioning of the pressure regulator and is situated, as characteristic of productions in valve technology, in the field of tension between component size, weight, and production costs. A 3D CAD design and a comprehensive simulation of magnetic force offer the possibility for an adequate dimensioning and thus for achieving the basic functions of the prototypes.

In addition to the concept of the pressure regulator, the demand profile of the technical analysis represents another significant result of the thesis. The identification methods as well as the demand profile itself can ultimately also be applied for different valves to the same effect. By means of the extensive technical analysis, the development of a pressure regulator will result in a valve which will measure up to the technical challenges described and gives reasons to expect good results.

The exceptionally high costs inhibit the introduction of new technologies such as propulsion using hydrogen technologies; a reduction of costs requires a constant consideration of all components of the subsystems. In the course of development of the pressure regulator, further valves of the storage system are examined. Among other things, through generating synergies of functions and design, a standard valve system will be designed, which is convincing from a technological and an economic point of view.

1 Einleitung

Die begrenzte Verfügbarkeit fossiler Rohstoffe und die durch deren Nutzung steigende Umweltbelastung durch Emission von Schadstoffen erfordert neue Technologien, die den zukünftigen hohen Ansprüchen einer CO₂-armen, bis gänzlich emissionsfreien Mobilität gerecht werden. Ein kohlenstofffreier Energieträger der regenerativ hergestellt werden kann und in der Verbrennungskraftmaschine schadstoffarm genutzt werden kann ist Wasserstoff. Eine gänzlich schadstofffreie Umwandlung in Antriebsenergie ermöglicht der Wasserstoff durch dessen Einsatz in einem Brennstoffzellensystem mit Elektromotor.

1.1 Aufgabenstellung

Die Firma Magna Steyr arbeitet auf dem Gebiet der schadstofffreien Mobilität mit Wasserstoff als Lösung. Es gilt, die von den Automobilherstellern gesetzten Anforderungen kostengünstiger, modularer Speichersysteme mit denen Wasserstoff gasförmig mit 350 bar oder auch 700 bar gespeichert werden kann, zu erfüllen. Die Druckregelung, die den Hochdruck des Wasserstoffspeichers auf 8 bar reduziert, stellt eine Schlüsselfunktion dar. Die besonderen physikalischen Eigenschaften des Wasserstoffes wie die Molekülgröße und das daher eingehende große Diffusionsvermögen, stellen gepaart mit den außergewöhnlichen Betriebszuständen hinsichtlich Druck und Temperatur höchste technische Herausforderungen an den Druckregler. Die Kombination mit den hohen Anforderungen der Automobilindustrie wie minimale Herstellkosten, geringes Gewicht und die Gewährleistung der funktionalen Sicherheit unter den widrigsten Umwelteinflüssen hat zur Folge, dass bis dato noch keine zufriedenstellende Lösung eines Druckreglers für die automotive Anwendung zur Verfügung steht.

Das Ziel dieser Arbeit ist, ein Druckreglerkonzept zu entwickeln, das diesen Anforderungen gerecht wird. Die Ausgangsbasis stellen zwei Konzepte dar, von denen bereits Prototypenteile vorliegen. Nicht zufriedenstellende Ergebnisse erster experimenteller Untersuchungen am Prüfstand, sowie negative Ergebnisse bei Berechnungen diverser Größen betreffend der Regelgüte, erfordern zweifellos eine gänzliche Neuentwicklung.

1.2 Aufbau der Arbeit

Um die gestellten Anforderungen bestmöglich zu erfüllen, wird vor der Neukonzeptionierung eine umfassende dreiteilige Analyse durchgeführt, die den ersten Teil der Arbeit darstellt.

Die erste Analyse ist eine theoretische Analyse. Mit dieser werden die vier wichtigsten Kriterien an Druckventilen, die Dichtheit, das statische Verhalten, das dynamische Verhalten und die Störkräfte ausgearbeitet. Anhand dieser Erkenntnisse können im nächsten Schritt Merkmale abgeleitet werden, die es ermöglichen, diese Kriterien zugunsten einer besseren Qualität und Funktionalität der Ventile zu erfüllen. Die anschließende Untersuchung an den beiden bestehenden Konzepten ermöglicht die Identifikation von Schwachstellen sowie die Erhebung von Verbesserungsvorschlägen, deren Grundsätze in die Neuentwicklung einfließen.

Die zweite Analyse ist eine experimentelle Analyse. Mit dieser Analyse werden die beiden Konzepte hinsichtlich der Kriterien Dichtheit, Betätigung und Regelgüte untersucht. Dazu wird ein Prüfstand aufgebaut und wesentliche Messdaten erhoben. Eine anschließende mikroskopische Untersuchung der Bauteile runden die Messungen ab und lassen unter anderem Rückschlüsse auf mögliche Leckagen zu. Da beide Konzepte unterschiedliche Dichtkonzepte aufweisen, können hier wichtige Erkenntnisse erlangt werden, die für die Neuentwicklung von Relevanz sind.

Die dritte Analyse ist eine wirtschaftliche Analyse. Im Rahmen dieser Analyse wird eine partielle Wertanalyse durchgeführt, die eine Untersuchung nach technoökonomischen Aspekten ermöglicht. Da der Druckregler mit seiner Schlüsselfunktion einen maßgeblichen

Einfluss auf das Layout des gesamten Speichersystems hat, wird im Zuge dieser Analyse das gesamte Ventilsystem des Speichersystems untersucht. Die Erkenntnisse, die gezielt die Interessen der Legislatur, der OEM's und des Kunden berücksichtigen, nehmen großen Einfluss auf die Neuentwicklung des Druckreglers.

Nach erfolgten Analysen werden die Ergebnisse zusammengefasst, woraus ein Anforderungsprofil an den Druckregler erstellt wird. Mit diesem Anforderungsprofil wird hinsichtlich der herausfordernden technologischen und ökonomischen Kriterien eine zielführende Entwicklung des Druckreglers ermöglicht und schließt den ersten Teil dieser Arbeit ab.

Der zweite Teil der Arbeit beinhaltet die Entwicklung des Druckreglerkonzeptes. Zur Ideengenerierung bezüglich konstruktiver Ausführungen wird eine Patentrecherche durchgeführt. Von der Vielzahl an Gestaltungsmöglichkeiten in der Ventiltechnik inspiriert, fließen eigene Ideen des Autors und die Vorzüge verschiedener anderer Ventile aus der Patent- und Literaturrecherche ineinander und lassen ein neues Druckregelkonzept entstehen. Die ausführliche Beschreibung des Konzeptes beinhaltet die Verweise auf das Anforderungsprofil, die Erklärung der konstruktiven Ausführung, sowie weitere Details wie die Wahl der Materialien.

Anschließend wird das Konzept im Kapitel „Auslegung und Berechnung“ dimensioniert. Die strömungsmechanische Auslegung dient der Dimensionierung der Strömungsquerschnitte. Die sich dadurch ergebenden Kräfte im Ventil führen im Anschluss zur mechanischen Auslegung. Hier werden die auf den Druckregler wirkenden Kräfte vervollständigt, wodurch es ermöglicht wird, die Bauteilfestigkeit des Ventils abzusichern. Eine abschließende elektromechanische Auslegung dient der Dimensionierung der Magnetspule. Mithilfe einer Magnetkraftsimulation wird der Rückschluss und der Gegenpol optimiert, um eine bedarfsgerechte Magnetkraftkennlinie bei geringen Strombedarf realisieren zu können.

Im Kapitel Optimierungspotenziale werden weitere Verbesserungsvorschläge gegeben, die sich im Zuge kontinuierlicher Literaturrecherchen und steter Weiterbildung gefunden werden konnten, aber nicht mehr in das Konzept Einzug gehalten haben. Zusätzlich wird die Idee einer einheitlichen Ventilsfamilie inklusive ihrer konstruktiven Ausführung und der Integration in das Speichersystem in diesem Kapitel angeführt. Sie stellt aufgrund der optimalen Erfüllung von technoökonomischen Aspekten die logische Weiterentwicklung in der Ventiltechnik des Speichersystems dar.

Eine Schlussfolgerung und ein Ausblick runden die Arbeit ab und sollen neben der Zusammenfassung der Ergebnisse mögliche künftige Entwicklungsschritte aufzeigen.

2 Theoretische Grundlagen

Die theoretischen Grundlagen sollen beim Leser auf kurzem Wege eine Affinität zur Thematik erwirken. Auf den nächsten Seiten wird Grundlagenwissen bezüglich dem Medium Wasserstoff und der Ventiltechnik angeführt.

2.1 Wasserstoff

Wasserstoff – ein chemisches Element mit dem Symbol H könnte als kleinstes Atom die größten Probleme lösen. Entdeckt vom Engländer Henry Cavendish 1766, taufte der Franzose Antoine Laurent de Lavoisier 1787 das Element "hydrogène" (hydor = Wasser, griechisch; genes = erzeugend) = Wasserbildner. Lavoisier's Versuche brachten das Denkmodell von Aristoteles zum Fall, welches Wasser und Luft als unzerstörbare Elemente hielt:

„Die Verbrennung der beiden Luftarten und ihre Umwandlung zu Wasser, Gewichtsteil für Gewichtsteil, erlaubt kaum noch Zweifel daran, dass diese Substanz, die bislang als Element betrachtet wurde, ein zusammengesetzter Stoff ist.“

– *Antoine Laurent de Lavoisier*

Da auch in der Chemie gerne Bindungen zur Erhöhung der Stabilität eingegangen werden und das Proton als Kern vom Wasserstoffatom nur von einem Elektron umkreist wird, liegt der atomare Wasserstoff unter den irdischen Bedingungen meist in molekularer Form als H₂ vor. Nachfolgende Beschreibungen beziehen sich deshalb, sofern nicht als Wasserstoffatom gesondert hingewiesen, immer auf dessen molekulare Form.

2.1.1 Vorkommen und Herstellung von Wasserstoff

Als kohlenstofffreier Energieträger steht Wasserstoff mit einer Häufigkeit von 92,7 % im Universum praktisch unerschöpflich zur Verfügung. Neben Vulkangasen und geothermalen Quellen in denen der Wasserstoff molekular vorliegen kann, ist Wasserstoff am häufigsten in Verbindungen, meistens in Form von Wasser H₂O, aufzufinden. Kohlenwasserstoffe wie Methan CH₄, Alkohole wie Methanol CH₂OH, Fette, Kohlenhydrate und Eiweiße sind weitere Verbindungen, in denen der Wasserstoff vorliegt und seine weitreichende Dominanz widerspiegelt.

Unter Einsatz von Primärenergie, jene Energieform die natürlich vorkommt und in chemischer oder physikalischer Form wie Erdöl, Erdgas und Kohle vorliegt, können diese Verbindungen aufgebrochen werden und Wasserstoff hergestellt, respektive isoliert werden. Wird die notwendige Primärenergie durch alternative Energieträger wie Wasser, Wind und Sonne bereitgestellt, wird je nach Verfahren eine CO₂-freie Herstellung ohne Belastung der Umwelt ermöglicht. Die zurzeit häufigste weil wirtschaftlichste Herstellung ist die Reformierung von Kohlenwasserstoffen, meist Methan. Da die Reformierung auch unerwünschtes Kohlendioxyd produziert, ist eine direkte Spaltung von Kohlenwasserstoffen (z.B.: Cracken oder Kvaerner Verfahren) trotz höheren Energiebedarfs erstrebenswerter. Weitere Herstellungsverfahren wie die Vergasung von Biomasse, verschiedene biologische und photochemische Prozesse verdeutlichen die Vielfalt der Möglichkeiten.

Interessant aufgrund der unerschöpflichen Verfügbarkeit von Wasser ist dessen Spaltung. Neben der thermischen und der chemischen Spaltung ist die elektrochemische Spaltung in der Elektrolyse zukunftssträftig. Durch die Nutzung von alternativer Energie durch Wind, Wasser oder Sonne wird hier eine emissionsfreie Wasserstoffherstellung realisiert mit einem Wirkungsgrad von bis zu 75 % [11].

2.1.2 Eigenschaften von Wasserstoff

Wasserstoff als kleinstes Atom, ist im Periodensystem das erste Element mit der Ordnungszahl 1. Es weist einen Durchmesser von 0,07 nm auf, sowie eine molare Masse von 1,0079 g/mol. Das einzige Elektron des Atoms ist symmetrisch um den Atomkern auf ein 1s-

Orbital verteilt. Überlappen sich die Atomorbitale zweier Wasserstoffatome, wird die Elektronenwolke in diesem Bereich dichter. Die positiv geladenen Atomkerne ziehen sich aufgrund der erhöhten negativen Ladungsdichte in diesem Bereich an. Die mittlere Bindungsenergie der kovalenten Einfachbindung des sich gebildeten Wasserstoffmoleküls beträgt 436 kJ/mol bei 298 K [1, 47]

Die nachfolgende Tabelle fasst die wichtigsten bzw. die in nachfolgender Arbeit notwendigen Stoffdaten des Wasserstoffmoleküls zusammen.

Tabelle 1: Eigenschaften des Wasserstoffs [11]

Eigenschaft	Wert [Einheit]
Molmasse M	2,016 kg/kmol
spezielle Gaskonstante R	4124 J/kgK
Gravimetrischer Heizwert H_u	120 MJ/kg
Volumetrischer Heizwert H_u	10 MJ/m ³
Brennwert B	142 MJ/kg
Siedetemperatur T_s bei Normaldruck 1,01325 bar	-252,85 °C

Der Wasserstoff ist wie jeder andere homogene Stoff im thermodynamischen Gleichgewicht durch zwei der drei thermischen Zustandsgrößen Druck p , Temperatur T und spezifisches Volumen v bestimmt. Bei niederen Drücken und/oder mittleren Temperaturen erfüllen Gase nachfolgende Gleichung.

$$pV = nR_m T = mRT \quad (2-1)$$

Diese Gase werden als ideale Gase bezeichnet. Ideales Gas zeichnet sich dadurch aus, dass gleiche Volumina bei gleichen Gaszuständen gleich viele Teilchen enthalten. Bei hohen Drücken und/oder hohen Temperaturen treten vermehrt Wechselwirkungskräfte zwischen den Molekülen auf. Das Verhältnis von Volumen der Moleküle zum Volumen des Gases steigt. Neben den Anziehungskräften zwischen der Moleküle infolge hoher Drücke und den Molekülschwingungen infolge hoher Temperaturen bewirken auch die Ionisation, die Dissoziation und Rekombination an Gasen eine Abweichung gegenüber der idealen Gasgleichung, die durch Realgasansätze wie dem dimensionslosen Realgasfaktor Z korrigiert werden kann [38].

$$\frac{pV_m}{R_m T} = \frac{pv}{RT} = Z \quad (2-2)$$

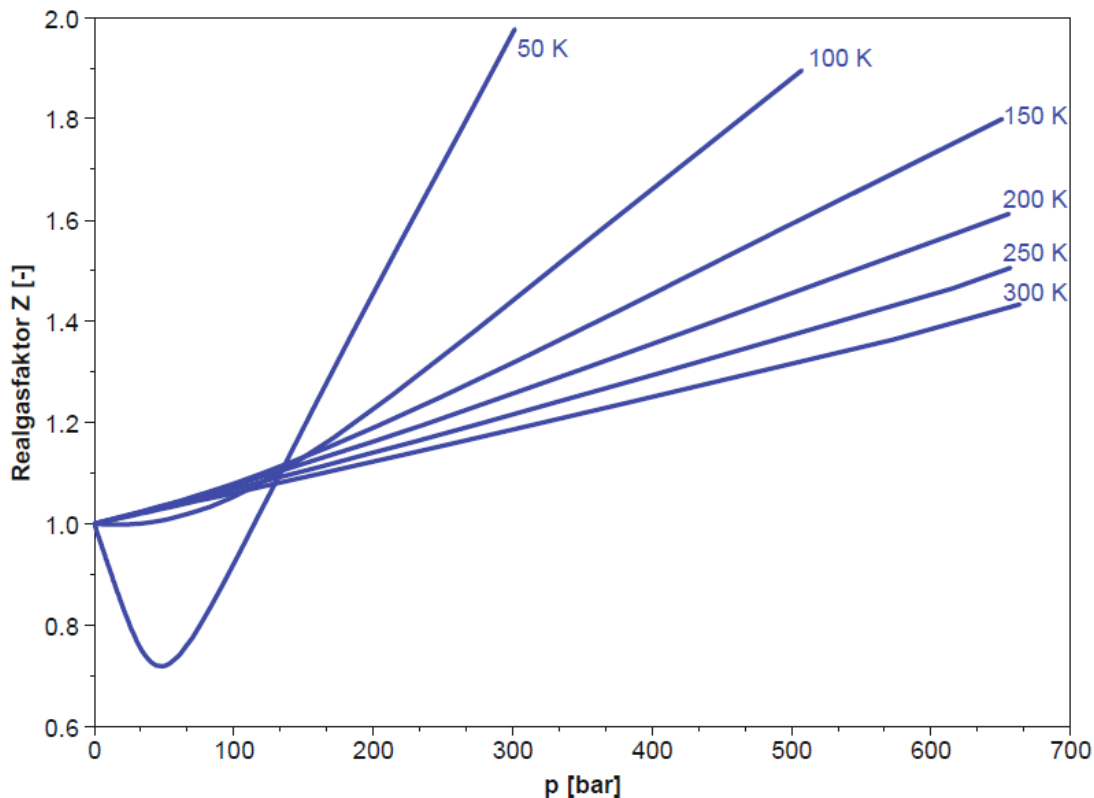


Abbildung 2-1: Realgasfaktor für Wasserstoff [11]

Die Abbildung 2-1 stellt den Realgasfaktor abhängig von Druck und Temperatur von Wasserstoff dar. Die Notwendigkeit des Einsatzes des Realgasfaktors macht nachfolgendes Beispiel deutlich. Ein vollbetankter Wasserstoffbehälter mit 700 bar enthält bei einer Temperatur von 300 K und einem Fassungsvermögen von 120 l ($\rho = 0,39 \text{ kg/m}^3$ nach Gaspak-Berechnungstool) rund 4,6 kg Wasserstoff. Berechnet man die Masse mit der idealen Gasgleichung unter Vernachlässigung des Realgasfaktors, der bei diesen hohen Druck 1,45 beträgt, ergibt sich eine Masse von 6,7 kg, rund 45% zu viel.

Aufbauend auf die thermischen Zustandsgrößen, die bei ihrer Änderung in einem pv-Diagramm die mit der Abszisse eingeschlossene Fläche die Volumenänderungsarbeit a_v bewirken,

$$a_v = \int p dv \quad (2-3)$$

sind die kalorischen Zustandsgrößen wie die innere Energie U , die Enthalpie H , die Entropie S sowie die spezifischen Wärmekapazitäten c_p und c_v zu erwähnen. Im Ts-Diagramm lassen sich abhängig von der Temperatur und der spezifischen Entropie Linien konstanten Drucks, konstanten spezifischen Volumens und konstanter Enthalpie einzeichnen. Die durch die Kurve der Zustandsänderung und der Abszisse eingeschlossene Fläche stellt in diesem Fall die reversible Wärme dar [10].

$$q_{\text{rev}} = \int T ds \quad (2-4)$$

Die nachfolgende Abbildung 2-2 zeigt das Ts-Diagramm von Wasserstoff im anwendungsrelevanten Temperaturbereich zwischen 85 und 325 K.

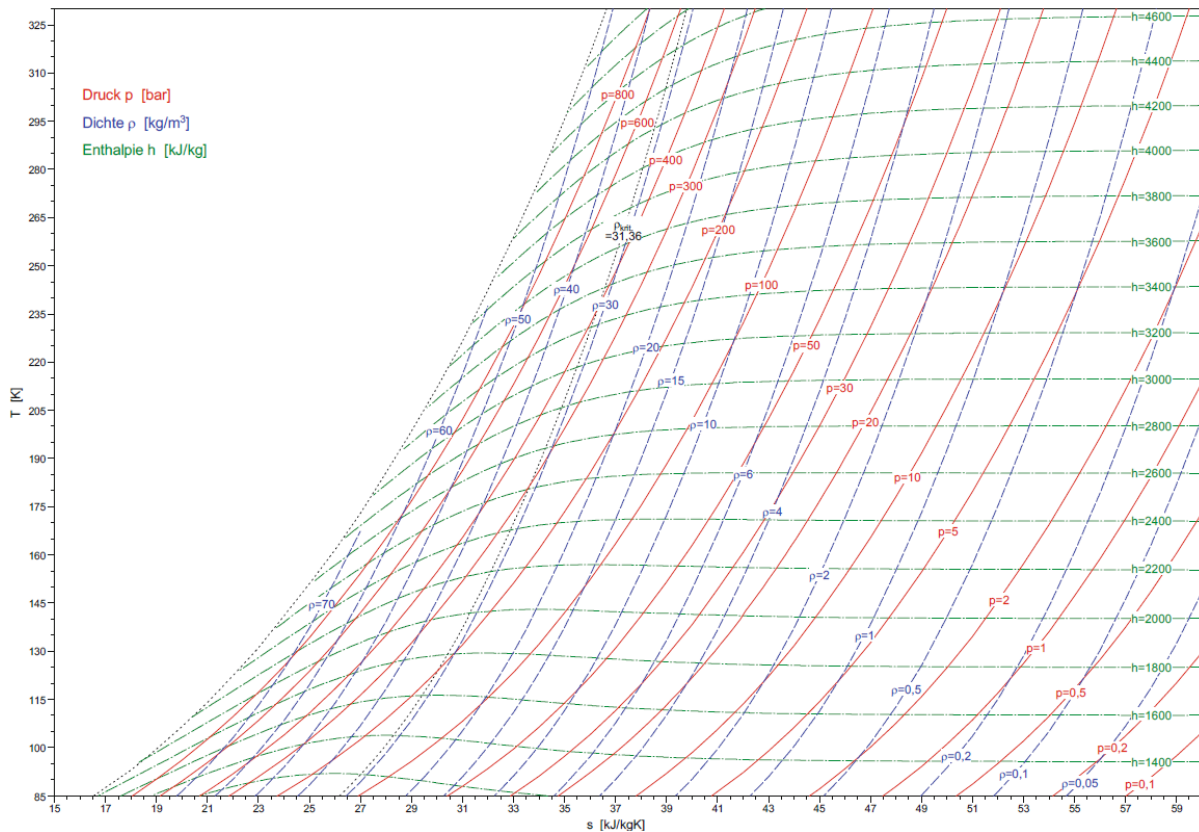


Abbildung 2-2: Ts-Diagramm von Wasserstoff [11]

Um vorherige Anführung von idealen Gas und realen Gas zu ergänzen, ist die graphische Darstellbarkeit des Unterschiedes im Ts-Diagramm zu erwähnen. Nur auf Isenthalpen konstanter Temperatur kann die ideale Gasgleichung bei gewünschter Genauigkeit angewendet werden.

$$\delta W_t + \delta Q_a + \sum_i dm_i (h_i + e_{ai}) = dU + dE_a \tag{2-5}$$

$$dU = \delta W_t + \delta Q_a = c_v dT - p dV \text{ mit konstantem Volumen zu} \tag{2-6}$$

$$dU = c_v dT \rightarrow u = f(T) \text{ mit } h = u + pv = u + RT \tag{2-7}$$

Von großer anwendungsspezifischer Relevanz ist der Joule Thompson Koeffizient, der aufgrund der Wechselwirkungen zwischen den Molekülen nur bei realen Gasen anzufinden ist bzw. nicht Null ist. Die adiabate Kompression oder Expansion (Drossel) des Gases verläuft nach dem ersten Hauptsatz unter Ausschluss von kinetischer Energie auf Isenthalpen [33].

$$\Delta U = U_2 - U_1 = \Delta W = - \int_{V_1}^0 p_1 dV - \int_0^{V_2} p_2 dV = p_1 V_1 - p_2 V_2$$

$$\Delta H = (U_2 + p_2 V_2) - (U_1 + p_1 V_1) = 0 \rightarrow H = const \tag{2-8}$$

Je nach Vorzeichen des Koeffizienten hat die Änderung des Druckes eine Abkühlung oder Erwärmung des Gases zur Folge.

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \tag{2-9}$$

Wasserstoff weist bei der Expansion im Hochdruckbereich aufgrund der Steigung der Isenthalpe einen negativen Joule-Thomson-Koeffizient auf. Eine Erwärmung des Gases ist die Folge. Gegensätzlich verhält sich beispielsweise CNG mit seinem positiven μ_{JT} -Koeffizient.

2.1.3 Speicherung von Wasserstoff

Der Wasserstoff kann gasförmig, flüssig, in chemischen oder auch in physikalischen Verbindungen gespeichert werden. Während die gasförmige und flüssige Speicherung eine reine Wasserstoffspeicherung erlaubt, ist bei der chemischen bzw. physikalischen Speicherung ein Trägermaterial erforderlich (Hydride = Verbindung von Wasserstoff mit einem anderen Element). Diese Trägermaterialien können entweder reversibel oder irreversibel sein und zudem kovalent, salzartig, metallisch oder als komplexes Übergangsmetall vorliegen. Diese Vielfalt bietet mehrere Ausführungsmöglichkeiten der Wasserstoffspeicherung, die sich aktuell in unterschiedlichen Entwicklungsstadien befinden, von Grundlagenforschung bis zur erfolgten Industrialisierung [11, 15, 19].

- Flüssigwasserstoffspeicher LH₂
- Druckwasserstoffspeicher CGH₂
- Kryodruckspeicher (Mischform aus Flüssig- und Druckspeicherung) CcH₂
- Adsorption auf Festkörpern (z.B.: Carbon Nano Tubes CNT)
- Adsorption in Metallhydriden (z.B.: Palladium, Magnesium, Aluminium) MH₂
- Adsorption in ionischen Hydriden (z.B.: Natriumborhydrid NaBH₄)
- Adsorption in Halb- u. Nichtmetallen (z.B.: Fe-Schwamm, Erdgas, Methanol)
- Adsorption an Zeoliten

Ein wichtiges Kriterium verschiedener Speicherkonzepte ist die volumetrische ($\text{kg}_{\text{H}_2} / \text{m}^3_{\text{Behälter Außenvolumen}}$) und die gravimetrische ($\text{kg}_{\text{H}_2} / \text{kg}_{\text{Behälter leer}}$) Energiedichte. Abbildung 2-3 stellt die Energiedichten mehrerer Speichermöglichkeiten gegenüber.

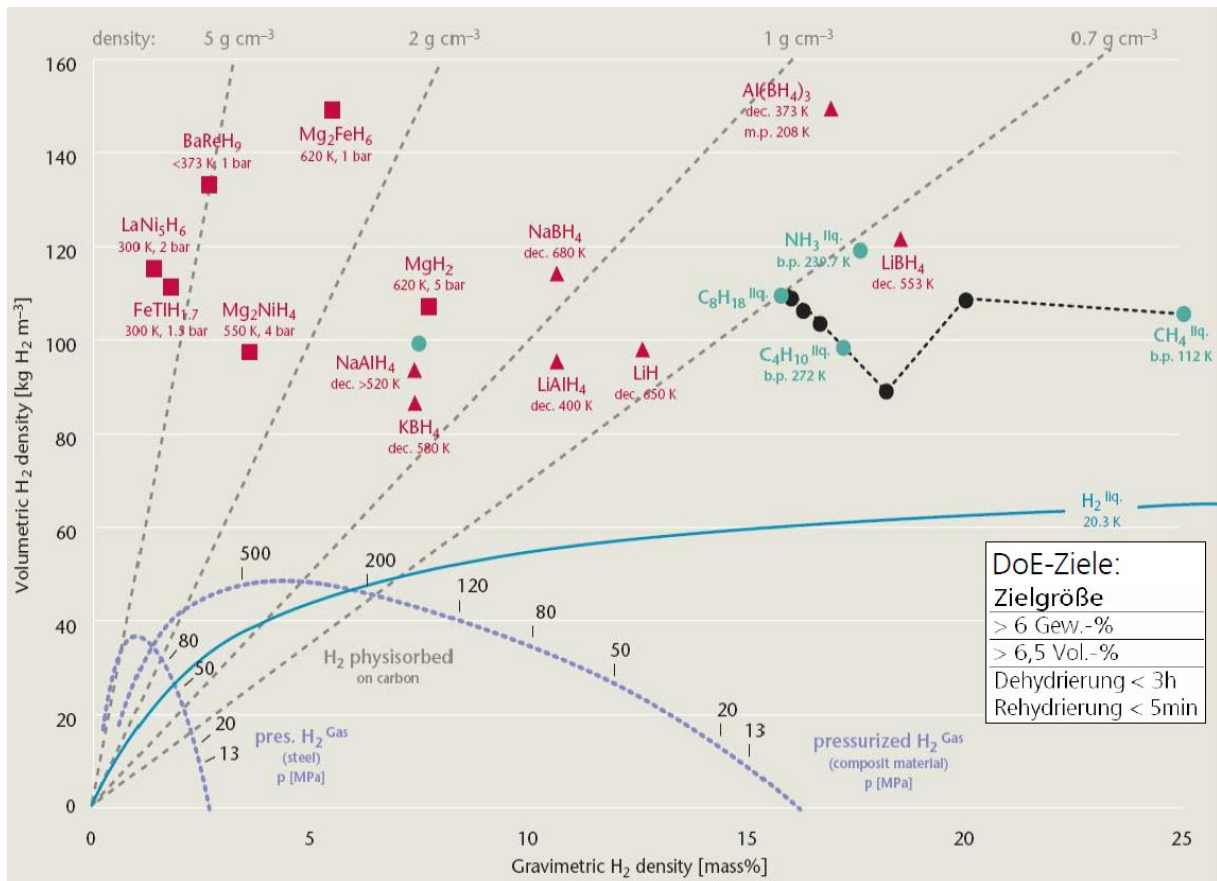


Abbildung 2-3: Vergleich volumetrischer und gravimetrischer Speicherdichten [14]

Die Vierecke stellen reversible Hydride dar. Diese sind meist Festkörper, die den Wasserstoff anlagern und bei bestimmten Temperatur- und Druckverhältnissen wieder abgeben. Reversible Hydride können im Gegensatz zu irreversiblen Hydriden wieder aufgeladen werden. Die irreversiblen Hydride, die als Dreiecke eingezeichnet sind, bestehen aus Substanzen bei denen ein Nebenprodukt entsteht (Reformierung) und der Vorgang nicht umkehrbar ist. Die dunkelblauen Linien beschreiben die Energiedichten von gasförmigen Wasserstoff in Stahl- bzw. Composite Behältern, die türkisfarbene Linie die von flüssigen Wasserstoff.

Die gravimetrischen Energiedichten bei Druckgasspeichern variieren in der Realität sehr stark und können deshalb aus obiger Abbildung nur bedingt übernommen werden. Sie sind abhängig vom Verhältnis zwischen Durchmesser und der Länge des Behälters. Da nach der Kesselformel bei steigendem Durchmesser auch die Wandstärke vergrößert werden muss, werden in der Behälterentwicklung zugunsten eines geringen Behältergewichts dünne, lange Behälter bevorzugt. Auffallend in dieser Abbildung sind die im Vergleich zur 70 MPa Druckspeicherung zum Teil dreifach so hohen volumetrischen Energiedichten der Hydride, die den Wasserstoff je nach Konzept auch geordnet aufnehmen. Nachfolgende Abbildung macht den Vorteil einer solchen Speicherung schematisch deutlich.

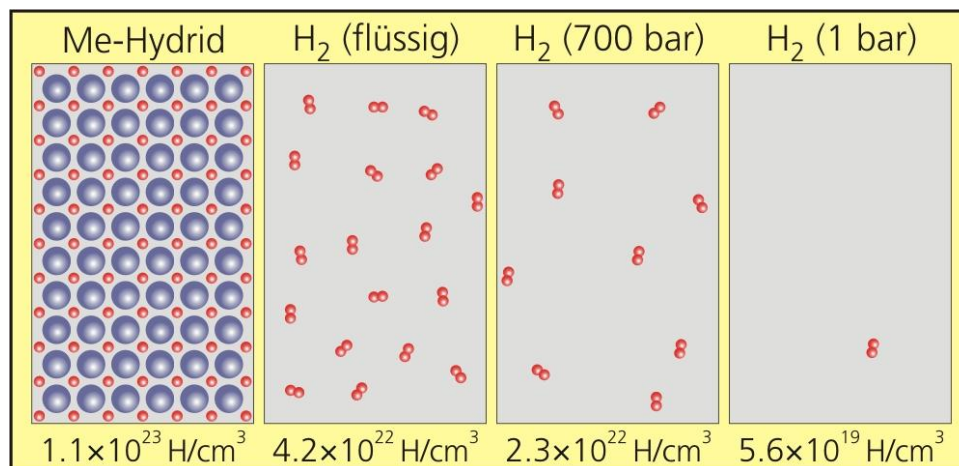


Abbildung 2-4: Schematischer Vergleich volumetrischer Speicherdichten [14]

Da in der Abbildung 2-3 aufgrund mangelnder praktischer Erfahrung das Gewicht des Hydridspeichers noch nicht berücksichtigt werden kann, wohl aber bei der gasförmigen und flüssigen Speicherung, würden sich in der Realität die Energiedichten annähern. Des Weiteren muss bei Energiespeichern im automotiven Bereich noch eine Vielzahl weiterer Kriterien Beachtung geschenkt werden. Beispielsweise erfordern Hydride beim Betanken einen erheblichen Aufwand zur Kühlung des Systems aufgrund der freiwerdenden Reaktionsenergie. Umgekehrt muss Energie zur Erwärmung des Speichers aufgewendet werden, um den Wasserstoff wieder freizugeben. Die geringe gravimetrische Energiedichte und die Empfindlichkeiten gegen Verunreinigungen aufgrund der H₂-Speicherplatzbelegung sind weitere Probleme der Hydridspeicher. Auch Kundenanforderungen wie geringe Permeation, vollständige Betankung innerhalb weniger Minuten (Betankungsleistung) und Sicherheit im Betrieb müssen vom Speichersystem erfüllt werden [37].

Die geforderten Ziele hinsichtlich der technischen und kundenspezifischen Anforderungen kann die Flüssigwasserstoffspeicherung und die Druckwasserstoffspeicherung mittlerweile akzeptabel erfüllen. Durchzusetzen scheint sich bis dato die Druckspeicherung mit bis zu 700 bar und Typ IV Behältern. Den ökonomischen Anforderungen kann aber selbst die Druckspeicherung noch nicht gerecht werden, wodurch sich in der Entwicklung der Speichersysteme noch erheblicher Handlungsbedarf zeigt.

Die Abbildung 2-5 stellt einen Vergleich zwischen Diesel, flüssigen Wasserstoff und gasförmigen Wasserstoff hinsichtlich des Platzbedarfs und des Gewichts für den Tank eines Mittelklasseautos für eine Reichweite von 400 km dar. Beide Wasserstoffspeicher versorgen in diesem Beispiel eine Brennstoffzelle. Die blau bzw. gelb gezeichneten Bereiche stellen den Platzbedarf und das Gewicht des Brennstoffs dar. Die grauen Bereiche stellen jeweils den Bedarf für das Gesamtsystem dar.

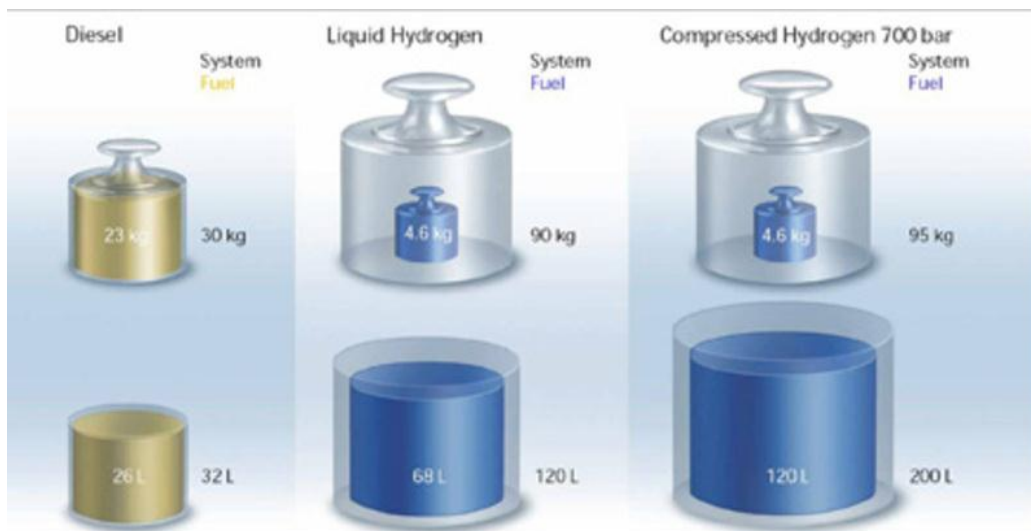


Abbildung 2-5: Vergleich des Gewichts und des Platzbedarfs unterschiedlicher Speichersysteme [26]

Auch wenn die Druckspeicherung im Vergleich die derzeit technologisch einfachste und wirtschaftlichste Speicherung für die automotiv Anwendung ist, muss an dieser Stelle festgehalten werden, dass sich langfristig möglicherweise keine eindeutige Wasserstoffspeichertechnologie durchsetzen muss. Unterschiedliche Fahrzeugkonzepte wie PKW's, Vans, Sportwagen, Busse und LKW's weisen unterschiedliche Anforderungen hinsichtlich Volumen, Gewicht und Kosten auf. Mittelfristig wird sich der Druckspeicher mit bis zu 700 bar trotz derzeitiger noch kostspieliger Speicher sowie teurerer Tankstelleninfrastruktur aufgrund der Kompressoren und deren Energieversorgung aber durchsetzen [39].



Abbildung 2-6: Wasserstoffdruckspeicher von Magna Steyr [24]

2.2 Ventiltechnik

Die Ventiltechnik bei Wasserstoffdruckspeichern ist einer Vielzahl an technologischen und ökonomischen Herausforderungen ausgesetzt. Diesen Herausforderungen gilt es im Spannungsfeld sämtlicher Interessenvertretungen wie der Legislative, den OEM's und den Kunden gerecht zu werden.

Eine der technisch größten Herausforderungen ist die Dichtheit der Ventile. Die Kombination aus Systemdrücken von bis zu 875 bar, großen Temperaturschwankungen zwischen -40°C und +85°C, Reibungen bei dynamischen Einsatz, Einfluss von Partikeln und starken Diffusionsverhalten von Wasserstoff setzen dem Langzeitverhalten von Dichtungen besonders zu. So führen Porenlecks und Permeation zur Überschreitung der zulässigen inneren und äußeren Leckage. Dichtringe wie O-Ringe oder K-Ringe zeigen bei falscher Materialspezifikationen unter diesen Umständen häufig Schadensbilder wie die explosive Dekompression und die Spaltextusion. Da die Dichtheit die Funktionalität und die Qualität des Systems bestimmt und gesetzlichen Größen unterlegen ist, besteht hier erheblicher Entwicklungsbedarf.

Die Größe der Kräfte ist aufgrund des hohen Systemdruckes eine weitere Herausforderung, die nur mit einer zunehmenden Miniaturisierung handhabbar ist. Durch die Miniaturisierung und den hohen Anforderungen an die Stellgeschwindigkeit und an die Regelgüte der Ventile steigt allerdings die Empfindlichkeit der Systeme. Das führt zu einer immer größer werdenden Anfälligkeit auf Störeinflüsse wie Reibungen und Druckschwankungen. Des Weiteren müssen auch die Toleranzen entsprechend kleiner werden, was zu einem wachsenden Fertigungsaufwand führt.

Neben den thermischen Zustandsgrößen wie Druck und Temperatur sind hinsichtlich der Dichtheit und der Kräfte auch die physikalischen Eigenschaften des Wasserstoffs für vielerlei Probleme verantwortlich. Aufgrund der Molekülgröße kann es bei ungeeigneten Materialien zur Wasserstoffdiffusion kommen, bei der das Wasserstoffmolekül in den Werkstoff ein- oder sogar hindurch diffundiert. Darüber hinaus kann es zu einer Wasserstoffversprödung kommen, die auftritt, wenn dabei ein für Wasserstoff ungeeignetes Material über einen kritischen Bereich der plastischen Verformung beansprucht wird und die Oberfläche versprödet. Dieser Umstand führt zur Spannungsrisskorrosion die mit steigendem Druck zunimmt [22].

Die außergewöhnlichen thermischen Zustandsgrößen und die chemischen Eigenschaften des Wasserstoffs tragen dazu bei, dass die Ventile gerade in der automotiven Anwendung, die von funktionaler Sicherheit und Kostendruck geprägt ist, nur begrenzt anzufinden sind.

Das nachfolgende Kapitel soll nun eine spezifische Einführung in die Ventiltechnik ermöglichen, in dem die Grundlagen der Fluidmechanik und der Druckregelventile kurz erläutert werden, die Anforderungen an den zu entwickelnden Druckregler der Magna Steyr beschrieben werden und die beiden derzeitigen Prototypen vorgestellt werden.

2.2.1 Fluidmechanik

Die Druckregelung bzw. Druckminderung, bei der der Ausgangsdruck p_a gegenüber dem Eingangsdruck p_e reduziert wird, erfolgt mittels einer Drossel, die eine Querschnittverengung innerhalb einer Strömungsführung ist. Während des Drosseldurchtritts wird der Druck aufgrund der Querschnittverengung in kinetische Energie umgewandelt und das Fluid erfährt eine isentrope Beschleunigung. Nach der Engstelle wird das Fluid verwirbelt, wodurch die kinetische Energie infolge der Wirbelbildung und der Reibung in Wärme umgewandelt wird. Die Entropie nimmt dabei wieder zu. Die Druckenergie wird demnach zuerst in kinetische Energie und dann bei geringerem Druck in Wärme umgewandelt [43]. Die Zustandsänderung während des gesamten Vorganges ist isenthalp. Die dabei auftretende Temperaturänderung bei realen Gas wird gemäß dem Kapitel 2.1.2: „Eigenschaften des Wasserstoffs“ durch den

Joule–Thomson–Koeffizient beschrieben. Die Drossel ist eine reibungsbehaftete adiabate Strömung und stellt bei gleicher Ein- und Austrittsgeschwindigkeit einen Extremfall dieser Strömung dar [10]. Nachfolgende Abbildung 2-7 und die anschließende Herleitung stellt dies dar.

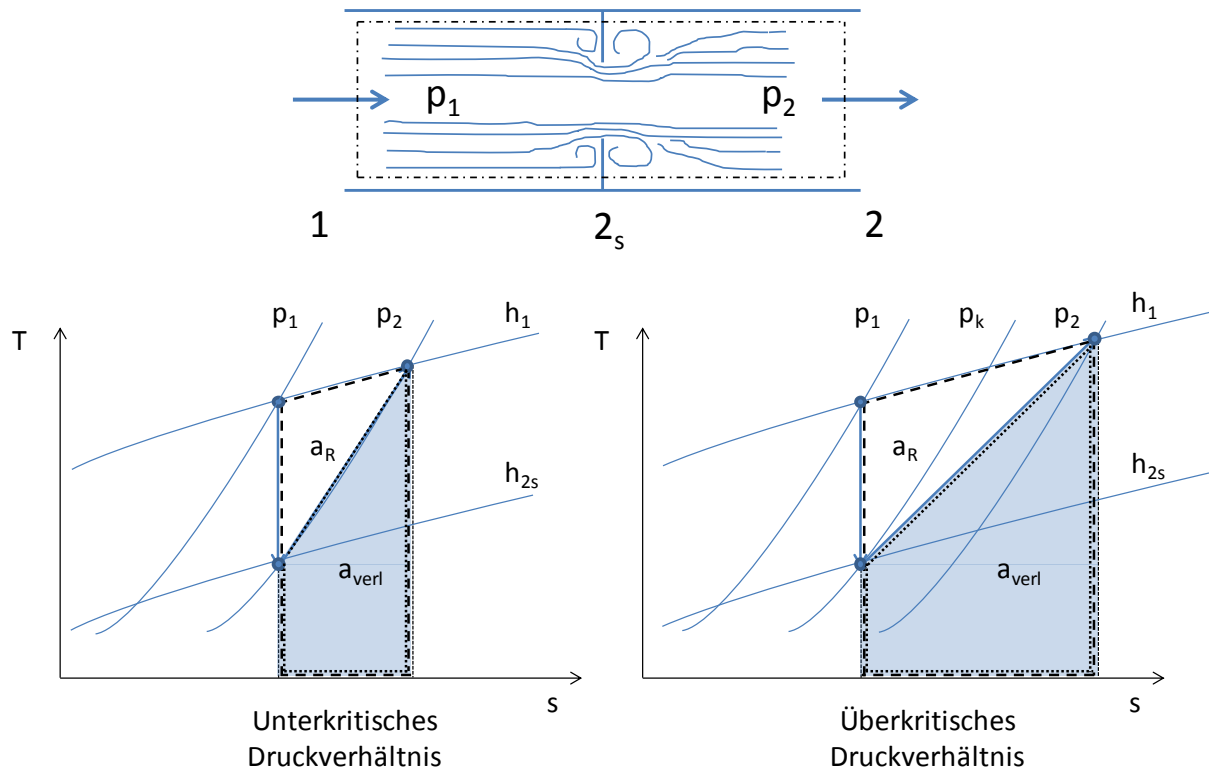


Abbildung 2-7: Drosselprozess mit Ts-Diagramm bei unter- und überkritischem Druckverhältnis

Nach dem ersten Hauptsatz

$$\delta W_t + \delta Q_a + \sum_i dm_i (h_i + e_{ai}) = dU + dE_a \quad (2-10)$$

und den Kürzungen aufgrund des adiabaten, stationären Fließprozesses, der bei Gasen vernachlässigbaren potentiellen Energie, nicht arbeitsverrichtenden Strömungen, sowie Entfall der äußeren Energie führt dies zu

$$\frac{w_2^2}{2} - \frac{w_1^2}{2} = h_1 - h_2 \quad (2-11)$$

Der Verlust an Geschwindigkeitsenergie (Verlustarbeit) ist

$$a_{\text{verl}} = \frac{w_{2s}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2} = h_2 - h_{2s} \quad (2-12)$$

Die reversible Wärme ist durch den adiabaten Prozess mit $q_a = 0$ die Reibungswärme q_R bzw. die Reibungsarbeit a_R .

$$q_{\text{rev}} = q_a + q_R = a_R \quad (2-13)$$

Bei einer Drossel, bei der die Eintrittsgeschwindigkeit w_1 der Austrittsgeschwindigkeit w_2 entspricht, verbleibt nach dem 1. Hauptsatz nur ein isenthalper Prozess (siehe Abb.: 2-7).

$$h_1 = h_2 \quad (2-14)$$

Im konkreten Anwendungsfall der Druckregelung ist der Massenstrom wichtig. Um diesen berechnen zu können geht man von einer reibungsbehafteten adiabaten Strömung eines idealen Gases aus.

Die Annahme von idealen Gas bei der Massenstromberechnung von realen Gas wird als zulässig beurteilt aufgrund einer Untersuchungen mit komprimierten Erdgas ($p_e = 80 \text{ bar}$, $T = T_u$) bei Durchtritt einer Düse. Die Untersuchung, bei der der Massenstrom mit idealen sowie mit realen Gasansatz unter Berücksichtigung von Realgaseffekten berechnet wird, zeigt eine vernachlässigbar kleine Abweichung, was zur Rechtfertigung dieser Vereinfachung führt. Zu berücksichtigen ist lediglich die Korrektur der Gaskonstante R mit dem Realgasfaktor Z [38].

Die Annahme der Reibungsfreiheit ist bei Gasen oft zulässig. Die innere Reibung bei stationärer Gasströmung ist um ein vielfaches kleiner als die äußere Reibung. Die äußere Reibung, auch als Wandreibung bezeichnet, ist aufgrund des kurzen Strömungsweges der zum Druckabbau benötigt wird, ebenso sehr klein [38]. Im Falle eines Drosselgerätes wie eine Drossel, eine Blende oder eine Düse muss die Reibung allerdings berücksichtigt werden, die durch Kennzahlen korrigiert werden kann. Nachfolgend ist die Erörterung der Massenstromberechnung angeführt.

Mit der Zustandsgleichung für ideales Gas

$$pV = nR_m T = mRT \quad (2-15)$$

der Gleichung für die Enthalpie

$$dh = c_p dT \quad (2-16)$$

und der Isentropengleichung

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} \quad (2-17)$$

erfolgt unter $w_1 = 0$ weil $w_1 \ll w_2$ die Austrittsgeschwindigkeit

$$w_2 = \sqrt{\frac{2p_1}{\rho_1} \psi} \quad (2-18)$$

mit der Geschwindigkeitsfunktion

$$v_2 = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{\kappa-1}{\kappa} \right)} \right]} \quad (2-19)$$

Die durch den Querschnitt A strömende Masse pro Zeiteinheit errechnet sich durch

$$\dot{m} = \rho v A \quad (2-20)$$

zu

$$\dot{m} = A \sqrt{2p_1 \rho_1 \psi} \quad (2-21)$$

mit der Durchflussfunktion

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{\kappa+1}{\kappa} \right)} \right]} \quad (2-22)$$

Das Maximum der Durchflussfunktion liegt beim kritischen Druckverhältnis [35].

$$\frac{p_k}{p_1} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \right)} \quad (2-23)$$

Die Durchflussfunktion ψ ändert sich dann zur Form

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad (2-24)$$

2.2.2 Druckregelventile













Die Vielfalt der Ventile lassen sich nach DIN ISO 1219 [5] in Wegeventile, Stromventile, Sperrventile und Druckventile kategorisieren. Die Druckventile dienen dazu, den herrschenden Druck im System, die Druckdifferenz oder das Druckverhältnis zu begrenzen, konstant zu halten, oder nach Abhängigkeit der Betriebsbedingungen nach vorgegebenen Parametern zu steuern beziehungsweise zu regeln. Demnach werden sie in Druckbegrenzungsventile, Druckdifferenzventile, Druckverhältnisventile und Druckregelventile eingeteilt.

Druckregelventile haben die Aufgabe, den Ausgangsdruck p_2 im nachfolgenden Leitungssystem vermindert konstant zu halten. Das soll unabhängig vom Volumenstrom \dot{V} und vom veränderlichen, aber höheren Eingangsdruck p_1 gewährleistet werden [51].

Entscheidend für die Leistungsfähigkeit der Druckregelventile sind die Art der Betätigung, die Art der Steuerung und die Art des Dichtkörpers. Diese werden nachfolgend erörtert und bilden die Basis für die Druckreglerentwicklung:

Die Betätigungsarten bei Ventilen, die mechanisch, mittels Druck oder elektrisch erfolgen können, zeigt die Tabelle 2.

Tabelle 2: Arten der Betätigung [51]

Mechanische Elemente		Druck		Elektrische Elemente	
Muskelkraft	Mech. Kraft	Direkt	Indirekt	Elektromagnet	Elektromot.
allgemein 	Stößel 	Druck oder Druckentlastung 	Betätig. einer Vorsteuerstufe 	Magnet mit 1 Wicklung 	Elektromotor 
Hebel 	Feder 		Entlastg. einer Vorsteuerstufe 	mit 2 Wicklungen, gegenein. wirkend 	
Pedal 	Rollenstößel 				

Die mechanische Betätigung kann zum Beispiel mittels Feder, Taster oder Tastrolle erfolgen. Sie hat den Nachteil, dass die Stellkräfte begrenzt sind und Fernsteuerungen aufwendig sind. Aufgrund ihrer geringen Genauigkeit und mangelnder Dynamik wird diese Betätigung nur bei einfachen Regelungen eingesetzt.

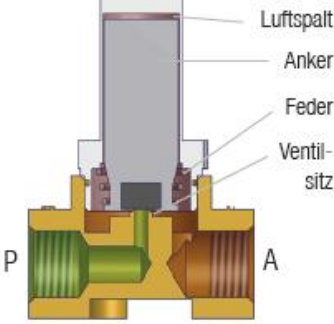
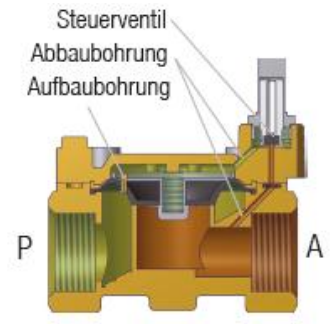
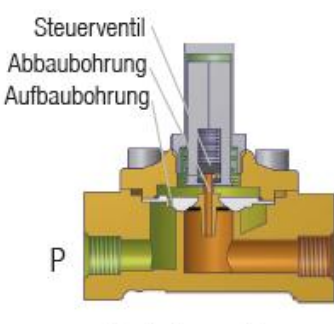
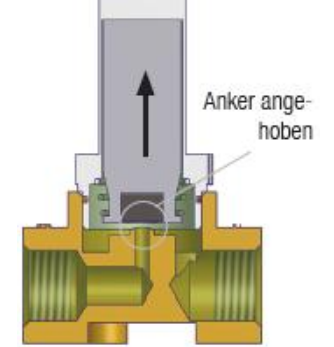
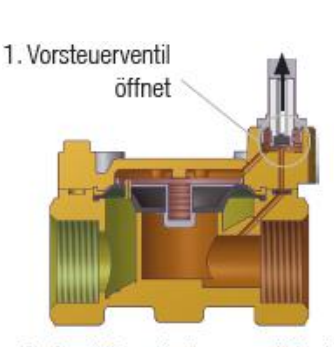
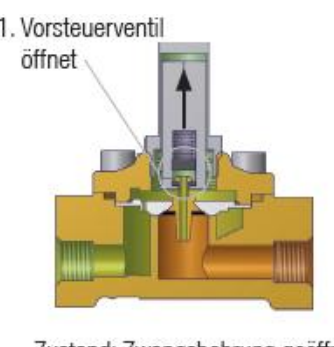
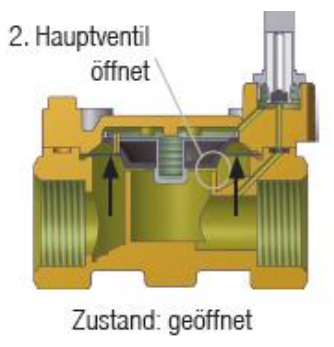
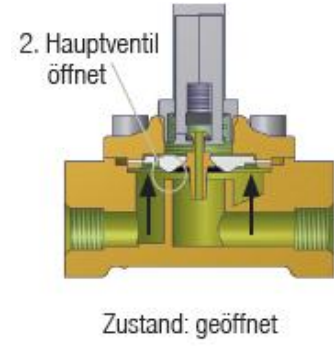
Die Druckbetätigung, die direkt oder auch indirekt ausgeführt sein kann, ermöglicht gegenüber der mechanischen Betätigung bereits bedeutend höhere Stellkräfte und bietet über ein entsprechendes Leitungssystem auch eine Fernsteuerung. Die mittlere Genauigkeit und

relativ gute Dynamik sind Gründe für den häufigen Einsatz dieser Betätigungsart.

Die elektrische Betätigung wird aufgrund steigender Anforderungen immer häufiger eingesetzt. Sie erfolgt durch Elektromotoren, durch Piezo-Technik, oder am häufigsten mittels eines Elektromagneten, der durch dessen Bestromung einen Anker verstellt. Die elektrische Betätigung kann in schaltend und proportional wirkend unterteilt werden. Schaltend wirken Magnete, die z.B. einen Schieber in eine fix vorgegebene Schaltstellung bringen. Da es keine Zwischenstellungen gibt werden sie auch „schwarz-weiß-Schaltung“ genannt. Bei proportional wirkenden Magneten wird der gespeiste Strom in einen proportionalen Weg oder in eine proportionale Kraft gewandelt. Die elektrische Betätigung zeichnet sich durch die Möglichkeit großer Stellkräfte und der einfachen Fernsteuerbarkeit aus, sowie durch höchste Genauigkeit und höchste Dynamik [25].

Die Steuerungsmöglichkeiten von Ventilen sind in nachfolgender Tabelle 3 dargestellt. Sie lassen sich in die direkte, Vor- und Zwangssteuerung unterscheiden.

Tabelle 3: Arten der Steuerung [30]

Direkt gesteuert	Vorgesteuert	Zwangsgesteuert
 <p>Zustand: geschlossen</p>	 <p>Zustand: geschlossen (Druck: P > A)</p>	 <p>Zustand: geschlossen</p>
 <p>Zustand: geöffnet</p>	 <p>Zustand: Servobohrung geöffnet</p>	 <p>Zustand: Zwangsbohrung geöffnet</p>
	 <p>Zustand: geöffnet</p>	 <p>Zustand: geöffnet</p>

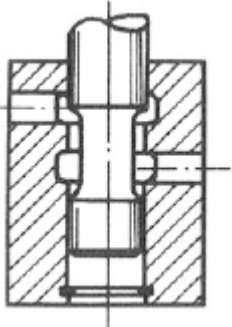
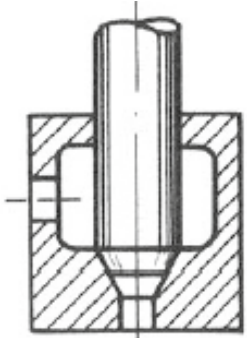
Bei direktgesteuerten Ventilen wird die Betätigungskraft direkt zum Öffnen bzw. Schließen des Dichtkörpers aufgewendet. Dadurch muss die Betätigungskraft die volle Schließkraft, die sich aus dem wirksamen Betriebsdruck mit der Dichtfläche sowie einer möglichen vorgespannten Feder zusammensetzt, überwinden. Die Folge ist, dass direktgesteuerte Ventile nur bei kleinen Nennweiten und geringen Drücken eingesetzt werden können. Der Volumenstrom und die regelbaren Betriebsdrücke sind demnach begrenzt. Schalten können die Ventile zwischen 0 bar und maximalen Betriebsdruck, wodurch kein Differenzdruck notwendig ist.

Bei den vorgesteuerten Ventilen öffnet sich zunächst ein kleines, direktgesteuertes Steuerventil, welches eine Druckabbaubohrung, die sog. Vorsteuerbohrung, frei gibt. Die Betätigungskraft ist aufgrund der kleinen Dichtfläche sehr klein. Die entstehende Druckdifferenz zwischen Ein- und Ausgang bewirkt, dass das größere Hauptventil vom Medium selbst betätigt wird. Mit dieser Steuerung können bereits bedeutend höhere Drücke aufgrund der kleinen Dichtfläche der Vorsteuerung geregelt werden, während eine große Hauptbohrung einen entsprechenden Volumenstrom gewährleistet. Da der Dichtkörper des Hauptsitzes zum Öffnen eine Druckdifferenz benötigt, kann der volle Volumenstrom durch die Hauptbohrung allerdings nur bei einer herrschenden Druckdifferenz zwischen Ein- und Ausgang ermöglicht werden.

Die zwangsgesteuerten Ventile vereinen die Vorteile der direkten Steuerung, nämlich keine Differenzdruck-Erfordernis, mit den Vorteilen der Vorsteuerung, nämlich geringe Betätigungskräfte bei großen Drücken und Volumenströmen. Der Unterschied ist, dass neben der direkt betätigten Vorsteuerbohrung auch die Hauptbohrung durch eine Verbindung der beiden Dichtkörper, direkt geöffnet wird. Das Ventil arbeitet bei geringen oder fehlenden Differenzdruck als direktgesteuertes Ventil. Herrscht ein Differenzdruck wird dieser beim Öffnen des Ventils genutzt und es arbeitet als vorgesteuertes Ventil. Mit diesem Ventil können demnach hohe Drücke mit großen Volumenströmen ohne Differenzdruck geregelt werden.

Das letzte grundlegende Auslegungskriterium eines Druckventils ist die Art des Dichtkörpers. Dieser kann als Schieberventil oder als Sitzventil ausgeführt sein und ist in nachfolgender Tabelle dargestellt.

Tabelle 4: Arten des Dichtkörpers [2]

Schieberventil	Sitzventil
	

Schieberventile zeichnen sich primär durch ihre Druckausgeglichenheit aus, was geringe Betätigungskräfte zur Folge hat. Die Lage der Steuerkanten bestimmt den Strömungsquerschnitt bzw. die Überdeckung. Von Nachteil ist die Leckage, die aufgrund des Kompromisses zwischen Verstellbarkeit und Dichtheit auftritt.

Das Sitzventil zeichnet sich durch gute Dichtigkeit und kurze Ansprechzeit aus. Die Betätigungskräfte sind aufgrund der Druckdifferenz und der Dichtfläche allerdings größer. Der Dichtkörper und sein Gegenstück, die Dichtfläche, können in unterschiedlichen Geometrien ausgeführt sein.

2.2.3 Stand der Technik

Derzeit befinden sich nur wenige Druckregler für ein automotives 700 bar H₂ - Speichersystem am Markt. Zwei Druckregler, die in der Firma Magna Steyr bereits getestet wurden und kurz vor ihrem Markteintritt stehen, werden nachfolgend kurz erörtert und deren Vor- und Nachteile beschrieben. Der erste Druckregler ist von der Firma Tescom, ein mechanischer Druckregler der sich durch den Einsatz in der Mercedes B-Klasse im felderprobten Vorserienstatus befindet. Der Druckregler ist von der Firma Hypotec, dessen erste Tests vielversprechend sind und sich noch im Prototypenstatus befindet.

Der Druckregler der Firma Tescom ist ein mechanischer direktgesteuerter Druckregler der in seiner Ruhestellung geöffnet ist (NO...Normally Open). Steigt nun auf der Verbraucherseite der Ausgangsdruck p_a über das mittels der Federvorspannung eingestellte Druckniveau, so übersteigt die auf den Dichtkörper wirkende Druckkraft die Federkraft. Der Kolbenschiebt sich und die Gasstrecke ist unterbrochen. Sinkt anschließend der Ausgangsdruck aufgrund des Verbrauchers, überwiegt wieder die Federkraft und ein Massenstrom wird durch die freigegebene Gasstrecke ermöglicht.

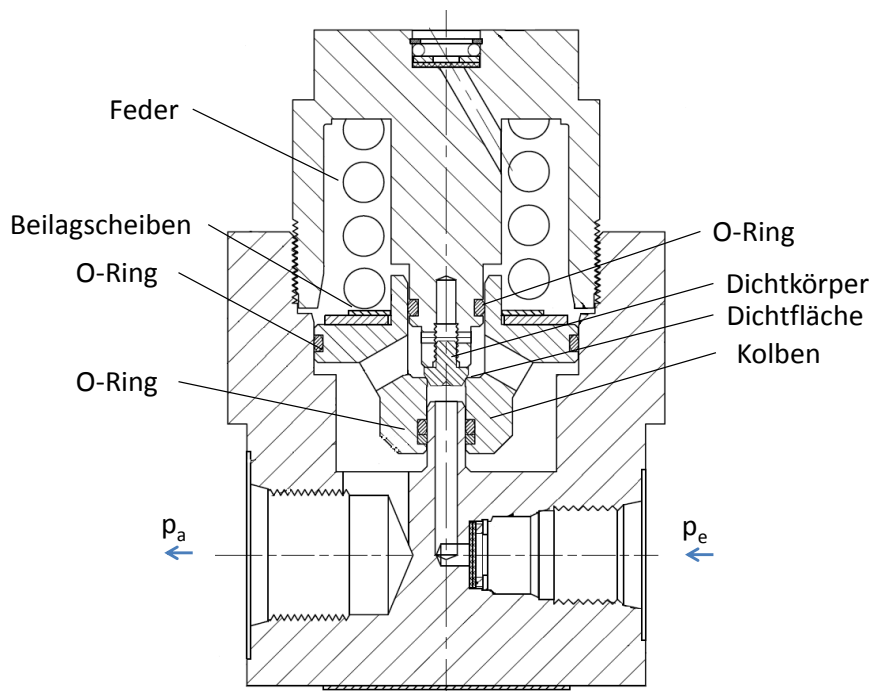


Abbildung 2-8: Druckregler der Firma Tescom [45]

Mittels Beilagscheiben zwischen Feder und Dichtkörper kann die Federvorspannung variiert werden, mit der sich der Ausgangsdruck im Bereich von 9 bar einstellen lässt. Aufgrund der Bauteiltoleranzen wird unter dem Einfluss von variablen Druck und Temperatur eine Abweichung von $\pm 1,4$ bar angegeben. Der Dichtkörper ist aus dem Material Vespel gefertigt, ein Kunststoff der auf hohe thermische und mechanische Belastungen ausgelegt ist. Auffallende konstruktive Lösung ist, dass nicht der Dichtkörper wie üblich bewegt wird, sondern das Gegenstück, die Dichtfläche als Kolben ausgeführt ist und einen Hub erfährt. Mit dieser Ausführung ist der Einsatz einer O-Ring Dichtung im Hochdruckbereich nicht erforderlich. Es werden lediglich O-Ringe bei konstantem Niederdruck verformt. Die sich dadurch ergebende geringe und vor allem vorteilhafte konstante Reibkraft ist ein wichtiges Kriterium bei Hochdruckanwendungen und wird in der theoretischen Analyse näher erörtert.

Problematisch zeigen sich Partikel über 2 μm , die die Dichtheit und somit die Funktion einschränken. Nach einer gewissen Einsatzzeit bewirkt die Undichtheit funktionsbedingt ein stetes Ansteigen des Ausgangsdruckes p_a . Weitere Nachteile sind die aufwendige Einstellung des Ausgangsdruckes mittels Beilagscheiben was eine mehrmalige Demontage/Montage des Druckreglers erfordert. Um der Kraft aufgrund der großen Fläche des Dichtkörpers entgegen zu wirken, ist eine Feder mit ungewöhnlich großer Federsteifigkeit verbaut, die eine Kraft von 3000 N bewirkt. Die Idee, mit solch großer Federkraft den anteiligen Reibungseinfluss der O-Ringe zu minimieren, hat wiederum eine große mechanische Belastung des Dichtkörpers an seiner Dichtstelle zur Folge. Die Zentrierung des Gehäuses über das Gewinde und eine einseitige Krafteinleitung aufgrund der Feder können Desachsierungen verursachen, die auch zu Undichtigkeiten beitragen. Abschließend kann die mangelnde innere Dichtheit, die aufgrund zuvor genannten Gründen sehr groß ist und funktionsbedingt zu einem steigenden Ausgangsdruck p_a führt, als größtes Problem identifiziert werden [40, 42, 44].

Der Druckregler der Firma Hyptec ist ein elektromagnetischer zwangsgesteuerter Druckregler und in seiner Ruhestellung geschlossen (NC...Normally Closed). Der herrschende Eingangsdruck p_e drückt unterstützt durch eine Feder den Dichtkörper gegen seine Dichtfläche und verschließt die Gasstrecke. Wird die Magnetspule bestromt, hebt sich der Anker und gibt zunächst die Vorsteuerbohrung frei. Geregelt durch einen nachfolgenden Niederdrucksensor stellt der Druckregler je nach Hub einen gewissen Massenstrom bei gefordertem Druck ein. Sinkt der Behälterdruck, wird ab einem bestimmten Druckniveau der Hub des Ankers vergrößert um die Hauptbohrung freizugeben. Die Hauptbohrung gewährleistet auch bei niedrigerem Behälterdruck den geforderten maximalen Massenstrom einzuhalten.

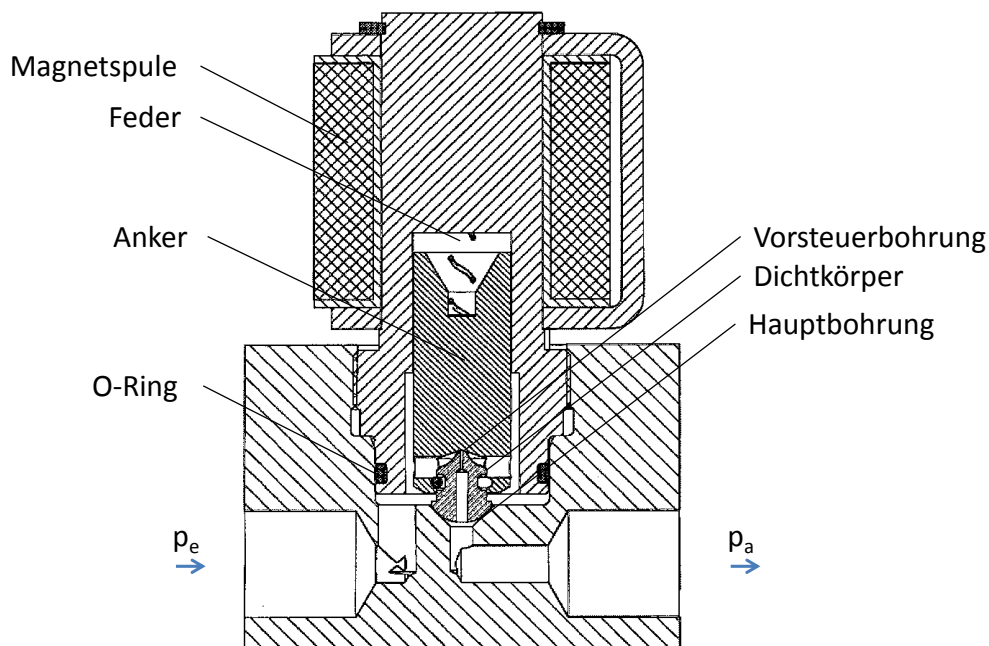


Abbildung 2-9: Druckregler der Firma Hyptec [4]

Als problematisch kann die Strömungsführung identifiziert werden. Diese ist aufgrund der Zwangssteuerung zweigeteilt. Bei geöffneter Vorsteuerbohrung strömt das Gas von oben durch den Dichtkörper bzw. Kolben. Bei geöffneter Hauptbohrung strömt das Gas von der Seite unter den Dichtkörper hindurch. Da bei geöffneter Hauptbohrung auch die Vorsteuerbohrung offen ist, können hier Turbulenzen entstehen, die ein „Chattern“, also ein Taumeln des Dichtkörpers bewirken. Das führt zu erhöhten Abrieb an den Oberflächen, was die Undichtheiten erhöht. Ebenso zeigt sich ein „Trade Off“ zwischen guter Dichtheit bei niedrigen Drücken durch eine große Federkraft, und einen geringen Strombedarf durch eine niedrige Federkraft.

2.2.4 Anforderungen der Magna Steyr

Die Anforderungen bzw. das Lastenheft bezüglich der konzeptionellen Auslegung ist in nachfolgender Tabelle 5 angeführt. Als wichtigste Kriterien gelten der maximale Auslegungsdruck von 875 bar bei dem die Druckregelung gewährleistet werden muss, der Berstdruck von 1750 bar bei dem die Bauteilfestigkeit gewährleistet werden muss und der maximale Durchfluss von 2,25 g/s, mit dem der erforderliche Massenstrom einer 100 kW Brennstoffzelle unter Vollast abgedeckt werden kann.

Tabelle 5: Lastenheft [24]

Anforderung - Beschreibung	Zielwert Magna Steyr
max. Abmessungen	< 65 x 65 x 95 mm (exkl. Anschlüsse)
max. Gewicht	< 2 kg
Nennndruck	700 bar
Maximaler Auslegungsdruck	875 bar
Sicherheitsfaktor (burst pressure)	2,5 x 700 = 1750 bar
min. Eingangsdruck	18 bar
Nennausgangsdruck	8 bar (± 2 bar verst.)
max. Ausgangsdruck	ND +1 bar
min. Ausgangsdruck	ND -1 bar
Ansprechzeit	< 1 s von 0 auf 2,25 g/s
gewünschte el. Verstellmöglichkeit	± 2 bar
Regler muss stromlos geschlossen sein	√
Innere Dichtheit	10 ⁻⁴ mbarl/s
Äußere Dichtheit	2x10 ⁻⁵ mbarl/s
Max. Leistungsaufnahme (z.B. für erste Öffnung)	2 A (= 24 W)
Max. Leistungsaufnahme im Dauerbetrieb	0,5 A (= 6 W)
Versorgungsspannung (PWM)	7 V - 16 V
min. Durchfluss	0 g/s
max. Durchfluss	2,25 g/s
Umgebungsdruck	666 - 1066 mbar
Luftfeuchtigkeit (Umgebung)	0 % - 100 %
Beständigkeit gegen Medien	H ₂ , He, N ₂ , O ₂
min. Umgebungstemp.	-40°C
max. Umgebungstemp.	+85°C

2.2.5 Konzepterläuterung der Magna Steyr

Die Firma Magna Steyr hat im Vorfeld zwei Druckreglerkonzepte erarbeitet. Beide werden elektromechanisch betätigt, also durch eine Kombination aus mechanischer und elektromagnetischer Betätigung. Die Idee dahinter ist, dass die Mechanik den Nennausgangsdruck von 8 bar bereitstellen soll und der Elektromagnet bei Bedarf eine Verstellbarkeit von ± 2 bar ermöglicht. Entgegen der Forderung des Lastenhefts sind beide Druckreglerkonzepte jedoch stromlos geöffnet und können durch die Magnetspule den Ausgangsdruck auf Basis des eingestellten Nenndruckes nur erhöhen und nicht reduzieren.

Das erste Druckreglerkonzept zeichnet sich durch die Besonderheit des Dichtkonzeptes aus. Der Dichtkörper, in diesem Fall ein Kolben, vereint die Vorteile eines Sitzventils, welches eine gute Dichtheit ermöglicht, mit den Vorteilen eines Schieberventils, was eine Druckausgeglichenheit und dadurch minimalste Stellkräfte bewirkt (siehe Kapitel 2.2.2). Ermöglicht wird dies wie in Abbildung 2-10 ersichtlich durch die seitliche Anströmung des Kolbens mit axialer Abdichtung.

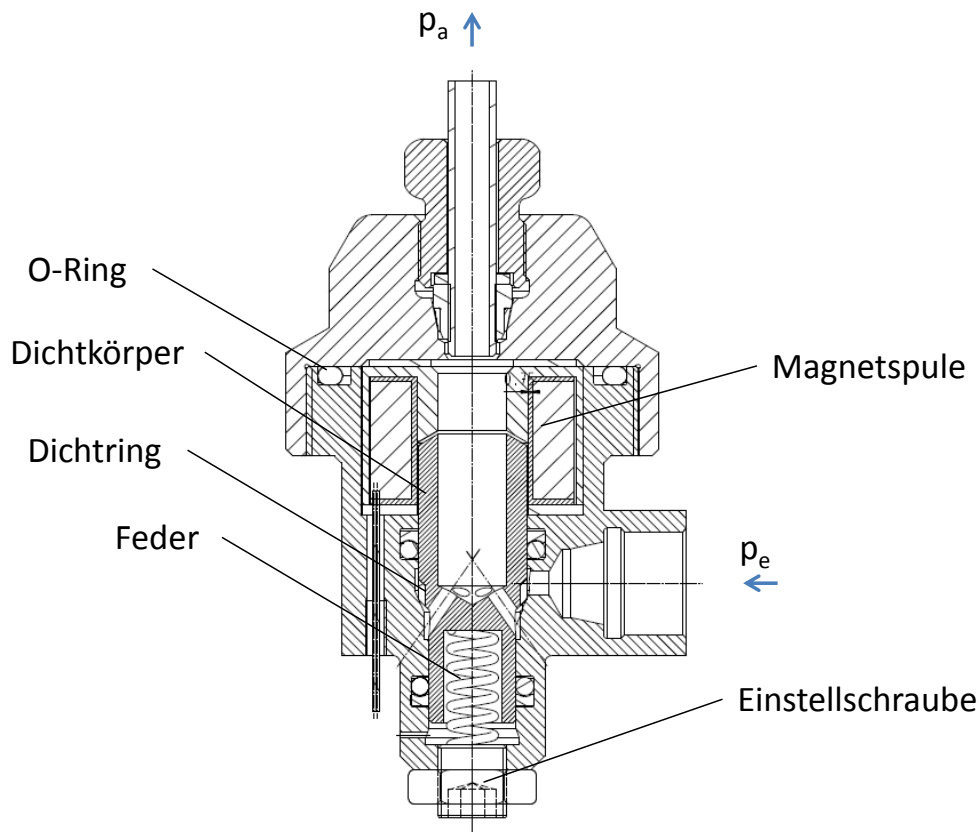


Abbildung 2-10: Druckreglerkonzept A der Magna Steyr [24]

Gleich wie beim Druckregler der Firma Tescom bewirkt ein steigender Ausgangsdruck ein Schließen des in der Grundstellung geöffneten Dichtkörpers. Sinkt der Ausgangsdruck unter das eingestellte Niveau der Feder ab, so öffnet sich der Dichtkörper wodurch sich ein Regelzyklus einstellt.

An der Unterseite lässt sich durch eine Einstellschraube der Ausgangsdruck durch Änderung der Federvorspannung einstellen. An der Oberseite befindet sich eine Magnetspule, die bei Bedarf den Dichtkörper empor ziehen kann. Die verlängerte Öffnungszeit des Dichtkörpers bewirkt eine Druckerhöhung.

Das zweite Druckreglerkonzept welches in Abbildung 2-11 dargestellt ist, zeichnet sich ebenso durch die Besonderheit des Dichtkörpers aus. Eine Kugel soll als Dichtkörper durch ihre selbstzentrierende Eigenschaft stets auf der kegelig - eingeformten Dichtscheibe eine umlaufende Berührlinie erwirken und so eine optimale Dichtheit gewährleisten.

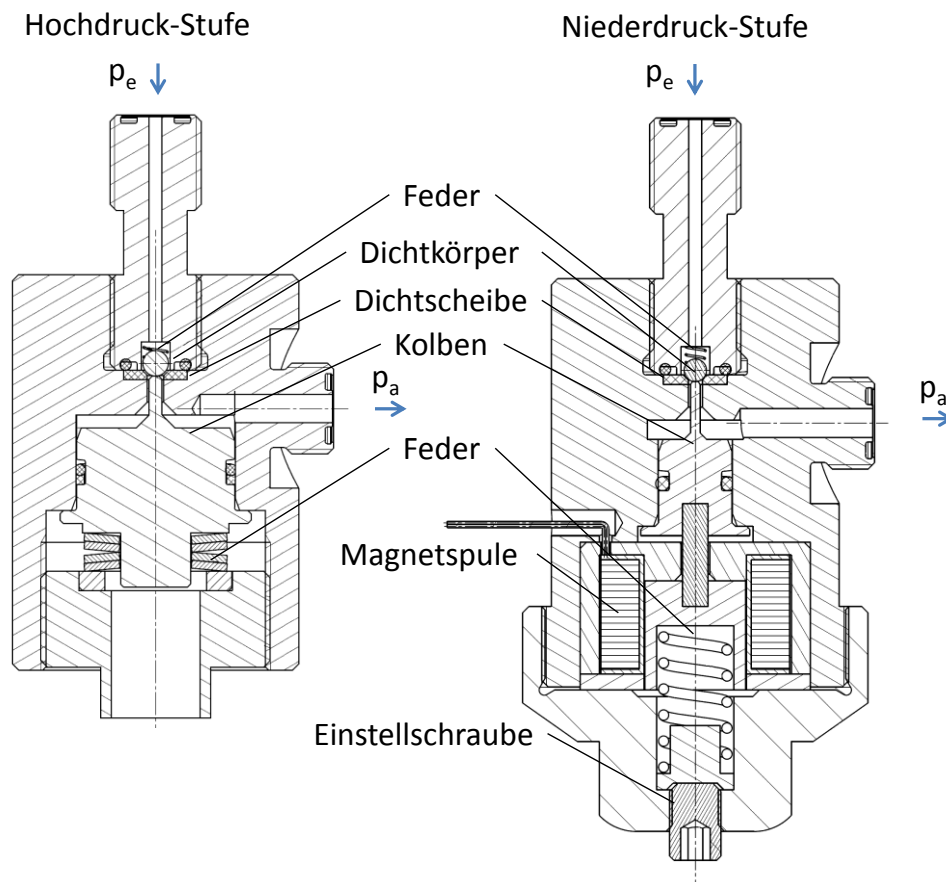


Abbildung 2-11: Druckreglerkonzept B der Magna Steyr [24]

Ähnlich den vorherigen Konzepten ist der Druckregler in der Ruhestellung geöffnet. Überschreitet der Ausgangsdruck mit der Kolbenfläche die Federkraft, so senkt sich der Kolben und die Kugel dichtet die Gasstrecke ab. Sinkt wiederum der Druck aufgrund des Verbrauchers unter die Federkraft, hebt der Kolben mit seinem Stößel die Kugel von ihrem Dichtsitz empor und ein Durchfluss kann erfolgen.

Durch die axiale Druckbeaufschlagung des Dichtkörpers bzw. der Kugel ergeben sich sehr hohe Stellkräfte. Die Aufteilung des zu regelnden Druckes auf zwei Stufen ermöglicht diese zu minimieren. Dennoch sind aufgrund des geforderten Massendurchsatzes und der damit verbundenen Querschnittfläche der abzudichtenden Bohrung die Kräfte aufgrund der direkten Steuerung (siehe Kapitel 2.2.2) sehr hoch (2500 N in der ersten Stufe).

In der ersten Stufe wird deshalb auf eine Tellerfeder zurückgegriffen, die bei kleinem Bauraum eine große Kraft ermöglicht. In der zweiten Stufe kann auf eine Schraubenfeder zurückgegriffen werden, bei der eine Einstellschraube die Verstellung des Nenndruckes ermöglicht. Die Magnetspule dient wie bei vorherigen Konzept zur Druckanhebung durch eine zeitlich verlängerte Öffnung der Gasstrecke.

3 Technische Analyse

Die technische Analyse gliedert sich in drei Teile. Der erste Teil ist eine theoretische Analyse, die der Ausarbeitung der vier wichtigsten Kriterien an Druckventilen dient. Der zweite Teil ist eine experimentelle Analyse, bei der die Dichtkonzepte zweier Druckreglerprototypen auf einem Gasprüfstand untersucht werden. Die abschließende Wertanalyse untersucht das gesamte Speichersystem hinsichtlich technoökonomischen Aspekten. Nach erfolgter Analyse werden aus den Ergebnissen ein Anforderungsprofil an den Druckregler erstellt, mit diesem eine zielführende Neuentwicklung des Druckreglers hinsichtlich der technologischen und ökonomischen Kriterien ermöglicht wird.

Neben der Erstellung des Anforderungsprofils dienen die jeweiligen Analysen auch zur Bewertung der beiden Prototypen bezüglich der abgeleiteten Kriterien. Hier zeigen sich die Gründe für das Erfordernis einer Neuentwicklung. Weder nach theoretischer noch nach experimenteller Untersuchung kann eines der beiden Konzepte überzeugen. Die anschließende Wertanalyse verdeutlicht das Erfordernis der Neuentwicklung indem durch innovativen Aufbau auch eine erhebliche Kostensenkung ermöglicht werden würde.

3.1 Theoretische Analyse

Der Ausgangspunkt einer jeden Analyse ist neben der Festlegung des Untersuchungsgegenstandes die Bestimmung des Sachverhaltes und der zu untersuchenden Merkmale. Diese Merkmale setzen sich aus technischen Grundvoraussetzungen und anwendungsspezifischen Anforderungen von Druckventilen zusammen. Diese wären:

- Dichtheit
- Statisches Verhalten
- Dynamisches Verhalten
- Störkräfte

An die Durchführung der theoretischen Analyse werden mehrere Anforderungen gestellt. Es gilt, die genannten Merkmale zu Beginn auszuarbeiten und zu untersuchen. Für diesen Zweck werden die Grundlagen und Besonderheiten dieser Merkmale zusammengefasst und veranschaulicht.

Anhand dieser Grundlagen können im nächsten Schritt durch physikalische Gesetzmäßigkeiten Voraussetzungen abgeleitet werden, wie diese Merkmale zugunsten einer besseren Qualität und Funktionalität der Ventile zu erfüllen sind.

Im Anschluss werden die Konzepte anhand dieser Voraussetzungen untersucht. Werden mögliche Schwachstellen aufgedeckt, so können anhand der abgeleiteten Voraussetzungen wiederum Verbesserungsvorschläge gegeben werden.

Zweifelloos geht eine theoretische Analyse von physikalischen Grundgleichungen aus und bedient sich an berechneten oder empirischen Kenngrößen. Diese Vorgehensweise birgt die Gefahr in sich, erhebliche Abweichungen gegenüber der Realität zu erhalten. Eine Absicherung bzw. eine Ergänzung mit einer anschließenden experimentellen Analyse ist daher eine zweckmäßige Vervollständigung die im nächsten Kapitel folgt.

3.1.1 Dichtheit

Das Merkmal der Dichtheit ist für Druckventile eines der grundlegendsten Attribute. Sie bestimmt die Funktionalität der Ventile und ist gesetzlichen Größen unterlegen [50]. Die durch unzureichende Dichtheit auftretende interne und externe Leckage führt durch den auftretenden Massenstrom einerseits zu einer Qualitätsreduzierung der Regelung und andererseits zu energetischen Verlusten.

Beschreibung der Dichtheit

Eine Leckage setzt zum einen eine Leckstelle und zum anderen eine Druckdifferenz zwischen den beiden Räumen an denen die Leckstelle auftritt voraus. Eine äußere Leckage tritt zwischen dem Ventil und der Umgebung auf. Eine innere Leckage herrscht zwischen der Hochdruck- und der Niederdruckseite innerhalb des Ventils. Eine absolute Leckagefreiheit bzw. Dichtheit ist nicht möglich. Der Ausdruck „hermetisch verschlossen“ oder „keine nachweisbaren Lecks“ sind deshalb keine annehmbaren Spezifikationen. Die zulässige Leckage zweier Druckniveaus muss daher immer definiert sein und unterhalb eines für die Anwendung erforderlichen Grenzwertes liegen. Diese zulässige Leckage wird als Leckrate bezeichnet.

Grundsätzlich gibt es drei Arten von Leckagen:

- Lecks mit viskoser Gasströmung
- Lecks mit molekularer Gasströmung
- Lecks mit Gaspermeation

Welche der genannten Strömungsarten und der damit verbundenen Leckarten auftritt, hängt von dem herrschenden Druckverhältnis und der Größe der Leckstelle ab. Eine viskose Strömung tritt bei einem hohen Druck und bei einer großen Querschnittsfläche der Leckstelle auf. Eine molekulare Gasströmung tritt bei einem niedrigen Druckverhältnis und einer kleinen Leckstelle auf. Zusammenfassend können die Lecks, die eine viskose oder molekulare Gasströmung verursachen, als Porenlecks bezeichnet werden. Jene Lecks bei denen Gas den Festkörper durchwandert werden als Permeationslecks bezeichnet. Je nach Leckart tritt ein anderes Leckageverhalten bei steigenden Druckverhältnissen auf.

Bei Porenlecks mit großer Leckage erhöht sich die austretende Gasmenge quadratisch mit der Druckdifferenz. Bei Porenlecks mit kleiner Leckage erhöht sich die Leckage nur proportional mit der Druckdifferenz. Bei Permeationslecks wächst die Leckage linear mit der Permeationsfläche A , den Permeabilitätsfaktor K_{perm} und der Druckdifferenz Δp und nimmt linear mit der Permeationslänge l ab. Der Permeabilitätsfaktor berücksichtigt materialabhängige Dichtungseigenschaften durch den Diffusionskoeffizienten D und dem Löslichkeitskoeffizienten S der bei Elastomeren stark variieren kann [20, 34].

Tabelle 6: Leckarten

	Viskose Gasströmung	Molekulare Gasströmung	Gaspermeation
Druckverhältnis	hoch	niedrig	
Querschnittsfläche	groß	klein	
Austrittsmenge zu Δp	quadratisch	linear	linear
Leckart	Porenlecks		Permeationslecks

Druckventile zeigen am Dichtsitz zwischen Hochdruck- und Niederdruckbereich primär ein Porenleck bei dem es bei auftretender Leckage zu einer viskosen oder molekularen Gasströmung kommt. Die dort auftretende Leckage hängt wie zuvor beschrieben neben der Druckdifferenz von der Querschnittsfläche der Leckstelle ab.

Neben den Porenlecks treten an den Druckventilen auch Permeationslecks auf. Der Permeationsprozess der durch Absorption, Diffusion und anschließender Desorption beschrieben wird, findet primär an Elastomeren statt.

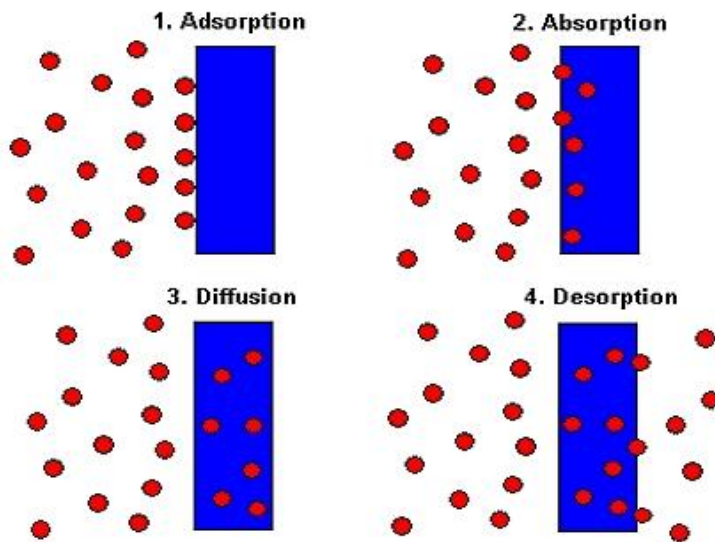


Abbildung 3-1: Sequenzen der Permeation [34]

Durch große Druckkräfte, Reibungen bei dynamischen Einsatz, großen Temperaturschwankungen und starken Diffusionsverhalten von Wasserstoff sind O-Ringe besonders großer Beanspruchung ausgesetzt. Ein möglicher Schädigungsfall ist die „explosive Dekompression“. Voraussetzung hierfür sind die langkettigen, vernetzten Moleküle, die für die Elastizität des O-Ringes bestimmend sind. Diese Moleküle weisen winzige Hohlräume auf, in denen der unter Druck stehende Wasserstoff eindiffundieren kann. Bei einem schnellen Druckabbau wird ein Teil des eingeschlossenen Gases durch den gewöhnlichen stattfindenden Diffusionsprozess kontinuierlich austreten. Der restliche Teil, der nicht sofort durch Diffusion austreten kann, sammelt sich an Schwachstellen wie inneren Rissen an. Dort dehnen sich die eingeschlossenen Gasmoleküle aus und verursachen an der Materialoberfläche eine Blasenbildung. Platzen diese Blasen auf, ist der O-Ring stark geschädigt und Leckage kann auftreten [23].



Abbildung 3-2: Explosive Dekompression [29]

Ein weiteres Schadensbild bei O-Ringen zeigt sich bei dynamischen Einsatz wenn große Druckkräften herrschen und die Dichtflächen eine mangelnde Oberflächengüte aufweisen. Die O-Ringe beginnen sich an der Kontaktstelle durch Reibung abzunützen. Dies führt über die Lebensdauer zu einer niedrigeren Verpressung wodurch die Dichtwirkung nachlässt und Leckage begünstigt wird. Die Partikel die durch den Abrieb entstehen verunreinigen die Gasstrecke und können an den nachfolgenden Bauteilen zu Schäden führen.



Abbildung 3-3: Abrieb [29]

Neben der explosiven Dekompression und dem Abrieb gibt es noch eine Vielzahl an weiteren Schadensbildern wie z.B.: Spaltextrusion, Überkompression, Thermische Degradierung oder Weichmacherverlust. Diese Schädigungen sind aber primär durch geeignete Auslegung vermeidbar und bei Druckventilen in einer Hochdruck - Wasserstoffumgebung weniger anwendungsspezifisch.

Voraussetzungen für eine hohe Dichtigkeit

Das vorherige Kapitel zeigt auf, dass grundsätzlich zwei Leckarten vorherrschen, denen unterschiedlichen Ursachen zu Grunde liegen.

Die Leckrate von Porenlecks ist eine Funktion des Druckverhältnisses und der Querschnittsfläche.

$$f_{\text{LPor}}(\Delta p, A)$$

Soll nun die Leckrate von Porenlecks reduziert werden, ist die Verringerung des Parameters Druckverhältnis Δp hinsichtlich der äußeren Leckage mit 875 bar zu 1 bar anwendungsbedingt nicht möglich. Hinsichtlich der inneren Leckage kann nur durch eine Erhöhung der Stufenanzahl des Druckreglers das herrschende Druckverhältnis reduziert werden. Durch die damit verbundene Erhöhung des Material- und Herstelleraufwandes ist die Erhöhung der Stufenanzahl allerdings kein zielführender Verbesserungsansatz. Im Gegensatz zum Druckverhältnis Δp ist die Querschnittsfläche A der Leckstelle der einzig sinnvoll beeinflussbare Parameter. Zur Reduktion der Querschnittsfläche bietet sich mehrere Möglichkeiten an. Am einflussreichsten ist die Größe und Form des Dichtkörpers und des Dichtsitzes. Je kleiner die wirkende Dichtfläche ist und je kürzer die umlaufende Kontaktlinie eines Dichtkörpers mit seinem Gegenstück ist, desto geringer ist die Anzahl der Leckstellen und demgemäß geringer ist die Gesamtfläche der Leckstellen. Kleine Form- und Oberflächentoleranzen sowie ein geringer Widerstand gegen elastische Verformung der beiden Komponenten sind weitere flächensenkende Maßnahmen von Porenlecks.

Die Leckrate von Permeationslecks ist eine Funktion des Druckverhältnisses, der Permeationsfläche, des Permeabilitätsfaktors und der charakteristischen Länge.

$$f_{\text{LPer}}(\Delta p, A, K_{\text{perm}}, l)$$

Das Druckverhältnis Δp bietet analog zu den Porenlecks keine Möglichkeit, die Permeation zu verringern. Des Weiteren ist die Vergrößerung der charakteristischen Länge des Dichtmaterials keine zielführende Lösung. Die Verringerung des Permeabilitätsfaktors von Elastomeren in der Wasserstoffumgebung ist eine Herausforderung, der sich die Dichtungshersteller annehmen müssen. Die einzige Möglichkeit die Gasaustrittsmenge zu reduzieren bietet erneut die Verringerung der Querschnittsfläche. Dies kann durch

konstruktive Überlegungen erfolgen um die Anzahl der permeationsverantwortlichen Dichtungen wie O-Ringe gering zu halten und um eine weitestgehende Miniaturisierung der Nenndurchmesser und Schnurstärke zu ermöglichen.

Neben der Leckage durch Permeation kann auch durch Überbeanspruchung der O-Ringe eine Leckage entstehen. Bei der explosiven Dekompression führen aufgeplatzte Blasen zur Leckage. Je steifer das Material ist, desto größer ist durch den höheren E-Modulwert der Widerstand gegen diese Blasenbildung. Die Anfälligkeit auf eine explosive Dekompression hängt vom verwendeten Basispolymer (Kautschuk), vom Diffusionsvermögen D des Gases und von der Umgebungstemperatur T_u ab.

$$f_{\text{exD}}(E, \text{Basispolymer}, D, T_u)$$

Eine weiteres Schadensbild bei hohen Drücken ist der Abrieb, der bei dynamischen Einsatz von O-Ringen entsteht. Der Abrieb von O-Ringen hängt von vielen Faktoren ab, wie zum Beispiel von deren E-Modul und der Härte, dem Schmiermittel und der Gleitgeschwindigkeit. Ursachengemäß ist der Abrieb aber im Wesentlichen von der Reibkraft abhängig.

$$f_{\text{FR}}(p, A, \mu)$$

Der Anpressdruck p ist durch die Verpressung und durch den herrschenden Druck bestimmt. Die Verpressung soll in der Regel zwischen 10% und 25% der Schnurdicke entsprechen und ist dadurch nur unwesentlich veränderbar. Die Auflagefläche A kann einerseits durch eine Verkleinerung der Geometrie und andererseits durch einen alternativen Dichtring verkleinert werden. Alternative Dichtringe, die im Gegensatz zum O-Ring eine kleinere Kontaktfläche bei Druckbeanspruchung aufweisen, wären z.B. der K-Ring, der Z-Ring und der Nutring. Im Kapitel 3.1.4: „Störkräfte“ wird dieser Lösungsansatz näher erörtert.

Darüber hinaus lässt sich die Reibkraft naturgemäß durch eine Verminderung des Reibwertes senken. Dies kann einerseits durch eine entsprechende Oberflächenbehandlung zur Senkung der Rauhtiefe erfolgen, andererseits durch Einsatz eines Schmiermittels.

Zusammenfassend können folgende Anforderungen für eine hohe Dichtheit erhoben werden:

Tabelle 7: Anforderungen an eine hohe Dichtheit

Dichtheit	Anforderungen
Porenleck	Geringe Anzahl an Dichtungen
	Kleine Querschnittsflächen/ Kurze umlaufende Kontaktlinien
	Kleine Form- u. Oberflächentoleranzen
	Geringer Widerstand gegen elastische Verformung
Permeationsleck	Geringe Anzahl an Dichtungen
	Kleine Querschnittsflächen
	Kleiner Permeabilitätsfaktor
O-Ring Leckage durch Dekompression und Abrieb	Basispolymer mit resistenter Molekülvernetzung
	Ausreichend großes E-Modul
	Kleine Kontaktfläche zwischen O-Ring und Bohrung

	Geringe Rauhtiefe der Oberflächen
	Einsatz von Schmiermittel

Die experimentelle Analyse wird weitere Anforderungen zur Dichtheit aufzeigen, wie zum Beispiel geringe Stellkräfte und dauerfeste Materialien, die im Kapitel 3.2.7. „Zusammenfassung der experimentellen Analyse“ unter dem Punkt „Erkenntnisse“ vervollständigt werden.

Dichtheit Konzept A

Das Konzept A weist bedingt durch die radiale Anströmung mehrere axiale Dichtungen auf. Ein Dichtring befindet sich am Kolben der die Hochdruckseite p_{HD} von der Niederdruckseite p_{ND} trennt. Zwei O-Ringe befinden sich am bewegten Kolben, von denen einer den Niederdruckbereich gegen den Umgebungsdruck p_U abdichtet und der Andere den Hochdruckbereich gegen den Niederdruckbereich abdichtet. Ein dritter O-Ring dichtet statisch den Niederdruckbereich gegen die Umgebung ab.

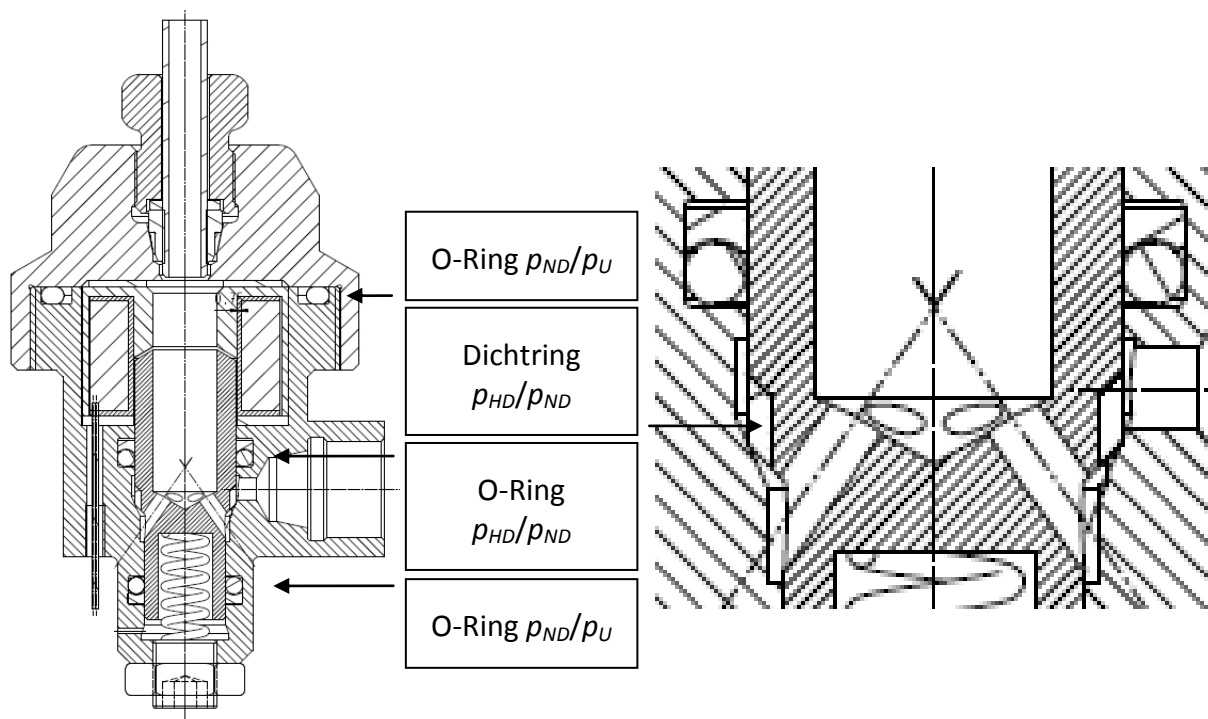


Abbildung 3-4: Dichtungen Konzept A [24]

Eine innere Leckage durch Porenlecks wird am Dichtring zwischen Hochdruck- und Niederdruckbereich begünstigt. Die konusförmige Geometrie des Dichtkörpers bildet mit dem konusförmigen Dichtsitz eine umlaufende Berührlinie. Diese Berührlinie ist aufgrund des großen Querschnitts des Kolbens sehr lang. Die Anzahl an möglichen Leckstellen und die daraus resultierende Gesamtfläche der Leckstellen ist folglich groß. Da der geforderte Massenstrom von 2,25 g/s selbst bei geringsten Druckgradienten mit kleinem Hub erreicht werden kann, ist eine Verkleinerung des Dichtsitzes eine mögliche Verbesserungsmaßnahme. Eine weitere Möglichkeit zur Reduktion möglicher Leckagen bietet die Wahl eines Materials mit größerer elastischer Verformung. Da dieses Konzept geringe axiale Kräfte aufweist und die mechanische Belastung auf den Dichtring dadurch sehr gering ist, ist der Einsatz eines Dichtringes mit geringerer Härte denkbar.

Eine Leckage durch Permeation ist aufgrund der Vielzahl an O-Ringen ebenfalls gegeben. Zum einen kann eine innere Leckage am O-Ring zwischen Hochdruck- und

Niederdruckbereich auftreten, zum anderen kann an den beiden O-Ringen die den Niederdruckbereich gegen die Umgebung abdichten eine äußere Leckage auftreten.

Darüber hinaus sind die beiden O-Ringe am Kolben einer dynamischen Belastung mit großer Lastspielzahl und hohen Druckkräften ausgesetzt. Die O-Ringe beginnen sich an der Kontaktstelle durch Reibung abzunutzen, was zu einer Partikelemission und zu einer geringeren Dichtwirkung durch eine niedrigere Verpressung führt. Die richtige Materialwahl mit einer geeigneten Shore Härte ist hier ein wichtiges Auslegkriterium. Des Weiteren ist ein geringer Reibwert an der Lauffläche durch eine hohe Oberflächengüte und durch Schmierung des O-Ringes zu empfehlen.

Dichtheit Konzept B

Das Konzept B verspricht durch die Besonderheit des Dichtkörpers geringe Porenlecks. Die Kugel hat durch ihre selbstzentrierende Eigenschaft immer eine optimale Paarung zu der konusförmigen Dichtscheibe. Im Vergleich zu einem kolbenförmigen Dichtkörper bei dem auch verschiedene Lagetoleranzen wie Winkelversatz oder Achsversatz zu Leckagen führen können, sind im Falle der Kugel nur Form- und Oberflächentoleranzen einzuhalten. Überdies hat die Kugel, die durch eine Feder mit geringer Vorspannung in eine konusförmigen Dichtscheibe gedrückt wird, durch ihre geringe Größe eine kurze umlaufende Kontaktlinie.

Die Leckage durch Permeation wird aufgrund der geringen Anzahl an Dichtstellen gering sein. Der statische O-Ring, der den Hochdruck vom Umgebungsdruck abdichtet, sitzt sowohl am Aluminiumkörper, als auch auf der Dichtscheibe, wodurch kein Gas unterhalb der Dichtscheibe austreten kann. Der dynamische O-Ring am Kolben begünstigt durch seinen großen Querschnitt die Permeationsleckage, weist jedoch durch den Niederdruck einen geringen Druckgradienten auf.

Die innere Leckage wird aufgrund des selbstzentrierenden Dichtkonzeptes bei Konzept B wahrscheinlich sehr gering ausfallen. Die äußere Leckagen wird ebenso gering sein, begründet durch die geringe Anzahl an Dichtflächen die ausschlaggebend für geringe Leckagen durch Porenlecks und Permeation sind. Die Schädigung des dynamischen O-Ringes fällt durch die geringe Druckkraft im Niederdruck ebenso gering aus.

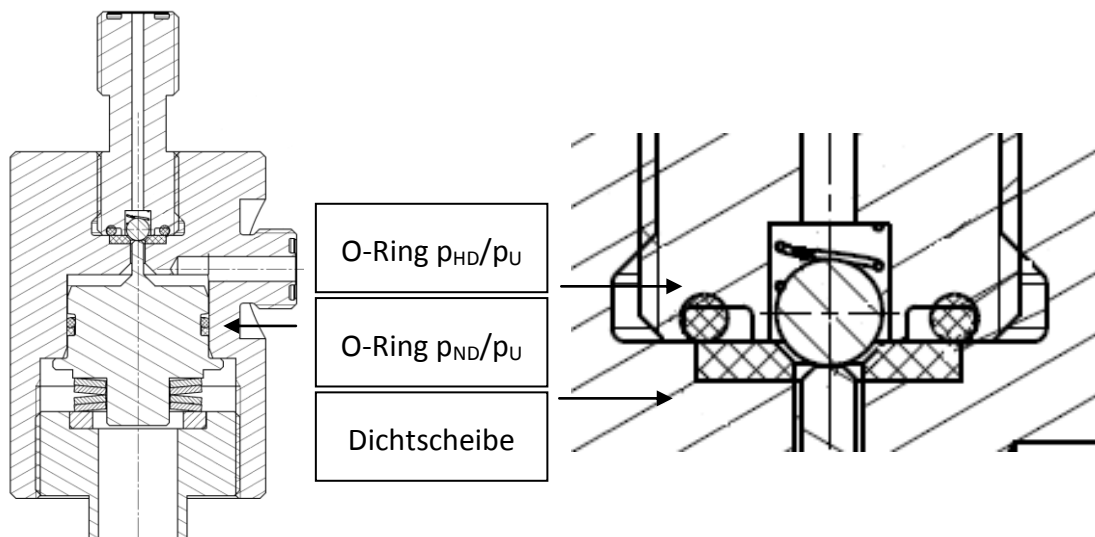


Abbildung 3-5: Dichtungen Konzept B [24]

3.1.2 Statisches Verhalten

In Druckventilen herrscht eine Vielzahl an Kräften die auf unterschiedliche Ursachen zurückzuführen sind. Diese setzen sich grundlegend aus Druckkräften, Federkräften, Störkräften und Stellkräften zusammen.

Die Druckkräfte sind Kräfte, die aufgrund des herrschenden Druckes auf eine Fläche entstehen. Als Beispiel wäre die Kolbenkraft zu erwähnen, die durch den Druck auf die Kolbenfläche wirkt, oder die resultierende Differenzdruckkraft, die durch den Differenzdruck an der effektiven Fläche des Dichtkörpers wirkt.

Die Federkräfte sind durch die mit entsprechender Vorspannung verbauten Federn existent und wirken am Kolben, die sich durch dessen Hub entsprechend ändern. Die Größe der Druck- und Federkräfte, die primär durch das Druckverhältnis und der Ventilsteuerungsart bestimmt ist, hat einen erheblichen Einfluss auf die Funktionalität und somit auf das statische Verhalten des Ventils.

Die Störkräfte sind sämtliche Kräfte, die einen negativen Einfluss auf das gewünschte, konstante Druck-Volumenstrom Verhalten haben und können in reibungsbedingte und strömungsbedingte Störkräfte kategorisiert werden. Strömungsbedingte Störkräfte entstehen durch veränderliche Größen während der Regelung, wie zum Beispiel durch den variablen Eingangsdruck während eines Entnahmezklus des Behälters, durch den variablen Ausgangsdruck während eines Regelzyklus des Druckreglers und durch die variable Federkraft durch den Hub des Kolbens. Die reibungsbedingten Störkräfte sind jene negativen Krafteinflüsse die durch Haft- und Gleitreibung entstehen. In diesem Fall sind meist Dichtungen wie O-Ringe die Ursache, die wiederum durch variable Drücke auch verschiedenhohe Reibkräfte verursachen.

Die Stellkräfte sind jene Kräfte, die für den Hub sowie für die Senkung des Kolbens notwendig sind. Sie ergeben sich durch die Änderung einer der oben genannten Kräfte wodurch das statische Gleichgewicht nicht mehr existent ist und der Kolben infolgedessen eine Bewegung erfährt. Es können aber auch Stellkräfte herrschen, wenn der Kolben dennoch in Ruhe ist. Diese sind bei einer nicht idealen Dichtgeometrie erforderlich um die notwendige Dichtheit zu erreichen.

Im Kapitel des statischen Verhaltens werden aufgrund der sinnhaften Gliederung bereits die strömungsbedingten Störkräfte, also jene durch variable Druck- und Federkräfte berücksichtigt. Erst im Kapitel 3.1.4 „Störkräfte“ werden die reibungsbedingte Störkräfte, die auch den größeren Einfluss der beiden Kategorien zeigen, untersucht.

Beschreibung des statischen Verhaltens

Das statische Verhalten beschreibt den Zusammenhang zwischen der Eingangsgröße und der Ausgangsgröße in einem stationären Zustand. Die Anforderung bei einem Druckregelventil ist ein möglichst konstantes Druck-Volumenstrom Verhalten zu gewährleisten. Um dem gerecht zu werden, wird ein Stellglied abhängig vom Abgleich der Messeinrichtung geregelt, d.h. mit einer Stellkraft verstellt. Das Stellglied ist im Falle eines Druckreglers der Dichtkörper der den Strömungsweg freigibt respektive sperrt. Die Messeinrichtung misst den geregelten Ausgangsdruck und ist im Falle eines mechanischen Druckreglers die Fläche des Kolbens.

Um eine entsprechende Analyse des statischen Verhaltens eines Druckreglers zu gewährleisten, wird das Grundprinzip eines mechanischen Druckreglers herangezogen. Ein mechanischer Druckregler ist Prinzip bedingt in seiner drucklosen Ausgangsstellung, was mit einer drucklosen Niederdruckseite gleichzusetzen ist, immer geöffnet. Sein Dichtkörper schließt erst, wenn an der Verbraucherseite der Ausgangsdruck p_a über den gewünschten Wert steigt. Der gewünschte Ausgangsdruck wird durch die Vorspannung der notwendigen Feder eingestellt. Die Vorspannung kann z.B. wie in Abbildung 2 – 8: „Druckregler der Firma

Tescom“ mittels Beilagscheiben eingestellt werden, oder wie im Fall der nachfolgenden Abbildung mittels einer Einstellschraube justiert werden.

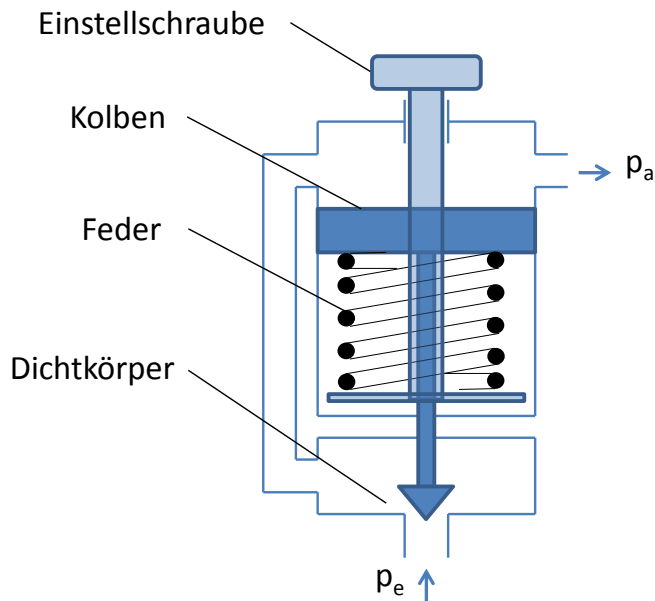


Abbildung 3-6: Grundprinzip eines mechanischen Druckreglers

Zur genauen Beschreibung der Funktionsweise eines mechanischen Druckreglers eignet sich am besten die Darlegung des gesamten Einsatzes des Reglers, beginnend bei dessen druckloser Ruhestellung mit anschließendem Einbau ins System, dessen Inbetriebnahme sowie der anschließenden Kalibrierung. Zu ergänzen ist, dass ein mechanischer Druckregler bis auf die beiden Sonderfälle eines steten konstanten Eingangsdruckes oder eines zumindest nur sehr kleinen Druckgradienten, in der drucklosen Ruhelage immer geöffnet sein muss. Selbst dann müssen außergewöhnlich große Stellflächen, die durch Kolbenflächen oder Membrane realisiert werden, eingesetzt werden, um ein akzeptables Regelverhalten zu erreichen. Diese Sonderfälle werden deshalb nicht weiter erörtert.

Wie in Abbildung 3-6 des Grundprinzips eines mechanischen Reglers ersichtlich, drückt die vorhandene Feder den Kolben bei druckloser Umgebung empor und hält in offen. Wird der Regler nun in ein System eingesetzt und der Regler mit Hochdruck p_e an dessen Eingangsseite beaufschlagt, strömt das Fluid durch den Regler. Bei einem Widerstand am anderen Ende der Niederdruckleitung beginnt sich Druck aufzubauen. Der Druckregler beginnt sich zu schließen, sobald der Druck mit dessen Wirkung auf die Kolbenfläche sich mit der eingestellten Federkraft gleichsetzt. Im Anwendungsfall ist dies bei 8 bar gewünscht. Im geschlossenen Zustand ist die wirkende Differenzdruckkraft am Dichtkörper, der Hochdruck- und Niederdruckbereich absperrt, am größten und wird nachfolgend näher erörtert. Die Differenzdruckkraft kann je nach Geometrie des Kolbens in oder gegen die Schließrichtung des Kolbens wirken, sollte bei Hochdruckanwendungen aber sinnvollerweise entgegen der Wirkrichtung der Kolbenkraft wirken, was nachfolgend ebenso genauer untersucht wird.

Zu beachten ist nun das statische Kräftegleichgewicht, welches sich nach erfolgtem Einbau und Druckbeaufschlagung des Systems zeigt. Der Regler befindet sich wie in der drucklosen Ruhestellung bei der nur die Federkraft wirkt und diese den Kolben empor hebt, auch in der druckbeaufschlagten Stellung in einer Ruhestellung sofern der Verbraucher noch nicht aktiv ist. Bei Druckbeaufschlagung und nicht aktiven Verbraucher ist der mechanische Druckregler durch den sich bildeten Staudruck des Verbrauchers geschlossen, da sinngemäß ein gewünschter Ausgangsdruck nicht überschritten werden darf.

Wird nun der Verbraucher aktiv, so sinkt der Druck unter die geforderten 8 bar. Die Federkraft überwiegt und hebt den Kolben empor. Wird der Druck von 8 bar allmählich wieder erreicht, so beginnt sich der Kolben durch die Druckkraft entgegen die Federkraft zu senken bis sich dieser schließt. Im idealen Fall der Leckagefreiheit ist der Dichtkörper durch den geometrischen Kontakt geschlossen und wird in dieser örtlichen Lage durch das Kräftegleichgewicht gehalten bis der Ausgangsdruck wieder absinkt.

In der Realität gibt es bei Druckdifferenzen nie eine absolute Leckagefreiheit (siehe Kapitel 3.1.1: Dichtheit) sondern stets eine gewisse Leckrate. Dies ist die Ursache für eine vorhandene Stellkraft, die den Dichtkörper zusätzlich anpresst und als Reaktion eine Normalkraft durch die Flächenpressung an der Dichtstelle verursacht, bis sich das tatsächliche Gleichgewicht durch die Leckage einstellen kann. Die Leckage verursacht naturgemäß einen erhöhten Ausgangsdruck. Wird der Druckregler auf die Leckage kalibriert, ist ein um diese Stellkraft erhöhter Druckabfall zu akzeptieren, bis sich der Dichtkörper zu heben beginnt. Bevor sich der Dichtkörper wieder zu heben beginnt, bewirkt die geringere Stellkraft aber bereits wieder eine Leckage, was noch näher erörtert wird.

Resultierend beginnt sich in diesem Regelvorgang ein schwingendes System einzustellen, dessen Verlauf der Kräfteverhältnisse in der Tabelle 8 und 9 untersucht wird. Nachstehende Abbildung 3-7 zeigt nun das Kräftegleichgewicht in allgemeiner Lage, welches sich nach der Druckbeaufschlagung des Systems bei bereits aktivem Verbraucher einstellt, und die während des Kolbenhubes wirkende Stellkraft berücksichtigt.

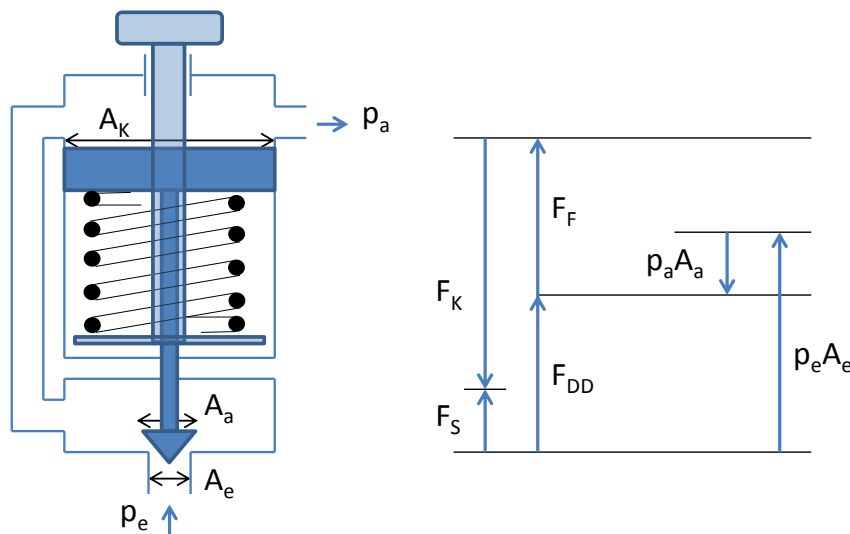


Abbildung 3-7: Kraftverhältnisse am Grundprinzip des mechanischen Druckreglers in allgemeiner Lage

$$\sum F = m\ddot{x} = F_K - F_F - F_{DD} = F_S \quad (3-1)$$

Die Kräfte setzen sich wie folgt zusammen.

$$F_K = p_a A_K \quad (3-2)$$

$$F_F = c_F \Delta x \quad (3-3)$$

$$F_{DD} = p_e A_e - p_a A_a \quad (3-4)$$

$$F_S = \Delta p_a A_K \quad (3-5)$$

$$\Delta p_a = p_N - p_{aist} \quad (3-6)$$

Die Kolbenkraft F_K setzt sich aus dem Ausgangsdruck p_a und der wirkenden Kolbenfläche A_K zusammen. Die Federkraft F_F wird durch dessen Federsteifigkeit c_F und ihrer Längenänderung Δx aufgrund ihrer Vorspannung erwirkt. Die Differenzdruckkraft F_{DD} ist die

Differenz aus der Kraft durch den Eingangsdruck p_e und der wirkenden Fläche A_e des Dichtkörpers an der Hochdruckseite und der Kraft durch den Ausgangsdruck p_a und der effektiv wirkenden Fläche A_a des Dichtkörpers an der Ausgangsseite. Im Falle gesonderter Dichtkörper - Geometrien wie z.B. ein Kegel mit oder ohne Stempel oder gar ein Stempel mit einer planen Dichtfläche sind die effektiv wirkenden Flächen stets zu berücksichtigen.

Die Stellkraft F_S setzt sich aus der Druckdifferenz des Nenndruckes p_N , der per Federvorspannung bei Leckagefreiheit eingestellt werden würde, mit dem Istausgangsdruck p_{aist} der tatsächlich auftritt und der Kolbenfläche zusammen. Hervorzuheben sei die Definition vom idealen Modell, welches die Dichtheit durch den geometrischen Kontakt erreicht, und dem realen Modell, welches zuzüglich eine auf den Kolben drückende Stellkraft benötigt um die geforderte Dichtheit zu erreichen. Des Weiteren ist der Sollausgangsdruck der gewünschte Ausgangsdruck und der Istausgangsdruck der tatsächlich herrschende Ausgangsdruck.

Im idealen Modell entspricht der Nennausgangsdruck p_N , jener Druck der bei geometrischer Dichtheit per Federvorspannung eingestellt wird, gleich dem Istausgangsdruck p_{aist} und der gewünschter Sollausgangsdruck p_{asoll} kann erwirkt werden.

Ideales Modell: für $p_{asoll} = p_{aist}$ gilt $p_N = p_{aist}$

Im realen Modell ist dies durch die Leckage nicht der Fall. Bei einer Kalibrierung unter Berücksichtigung der Leckage, muss die Federkraft nun um den Wert der Leckage Δp_a geringer eingestellt werden um früher zu schließen und inklusive der Leckage den gewünschten Sollausgangsdruck p_{asoll} einzuhalten. Da nun der herrschende Istausgangsdruck größer wie der per Federvorspannung eingestellte Nenndruck ist, ergibt sich die dichtende Stellkraft F_S . Damit Soll- und Istausgangsdruck übereinstimmen, muss der Nenndruck mit dem Wert der Leckage demnach verringert werden. Im realen Modell entspricht die Summe aus dem per niedrigere Federvorspannung eingestellten Nenndruck und der Leckage den gewünschten Istausgangsdruck.

Reales Modell: für $p_{asoll} = p_{aist}$ gilt $p_N + \Delta p_a = p_{aist}$

Ist die Stellkraft gemäß obiger Abbildung 3-7 positiv, das heißt der Sollausgangsdruck ist größer als der Istausgangsdruck, so beginnt der Kolben sich zu heben und der Strömungsquerschnitt wird freigegeben. Ist die Stellkraft null, so ist der Kolben in einer Ruhelage. Ist die Stellkraft negativ, das heißt der Sollausgangsdruck ist kleiner wie der Istausgangsdruck, so drückt die Stellkraft den Kolben auf seinen Dichtsitz.

$F_s = \text{positiv} \Leftrightarrow p_{asoll} > p_{aist}$ der Kolben hebt sich

$F_s = 0 \Leftrightarrow p_{asoll} = p_{aist}$ der Kolben befindet sich in einer Ruhelage

$F_s = \text{negativ} \Leftrightarrow p_{asoll} < p_{aist}$ der Kolben senkt sich bzw. wird niedergedrückt

Als Reaktion auf die Stellkraft, die den Kolben in seiner geschlossenen und dichtenden Endlage auf seinen Dichtsitz drückt, entsteht eine Normalkraft und bewirkt die dichtende Flächenpressung. Nachfolgend ist diese Endlage dargestellt, wobei der tatsächliche Istausgangsdruck p_{aist} nun immer mit p_a bezeichnet wird.

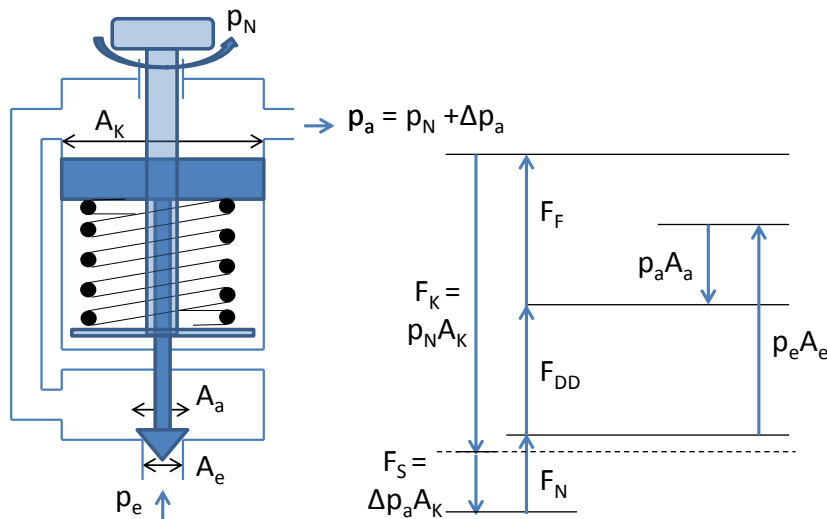


Abbildung 3-8: Kraftverhältnisse am Grundprinzip des mechanischen Druckreglers in seiner geschlossenen Endlage unter Berücksichtigung der realen Stellkraft

$$\sum F = 0 = m\ddot{x} = F_K + F_S - F_F - F_{DD} - F_N \tag{3-7}$$

Der eingestellte Nenndruck p_N ist nun um die Leckage Δp_a erhöht. Hervorzuheben ist die Definition des tatsächlich herrschenden Ausgangsdruckes p_a und der Kolbenkraft, die sich auf den per Federkraft eingestellten Druck p_N bezieht.

$$p_a = p_N + \Delta p_a \tag{3-8}$$

$$F_K = p_N A_K \tag{3-9}$$

Im geschlossenen Zustand wirkt auf den Kolben die eingestellte Druckkraft p_n und die Leckage Δp_a . Die nun wirkende Normalkraft ist so groß wie die Stellkraft $\Delta p_a A_K$ zuzüglich des um die Differenzdruckkraft gesunkenen Betrags $\Delta p_a A_a$. Da der Druckregler noch nicht korrigiert wurde, und nun unerwünschter Überdruck herrscht, weist die Federkraft noch die bisherige Kraft durch den ursprünglichen Nenndruck auf. Die verkleinerte Differenzdruckkraft $p_e A_e - (p_a + \Delta p_a) A_a$ bewirkt eine größere Normalkraft als die Stellkraft.

$$F_N = F_S + \Delta p_a A_a = \Delta p_a A_K + \Delta p_a A_a \tag{3-10}$$

Wird der Druckregler nun kalibriert, das heißt, dass der neue Nenndruck um die Leckage gesenkt wird damit $p_{asoll} = p_{aist}$ gilt, so stellt sich nachfolgendes Gleichgewicht ein:

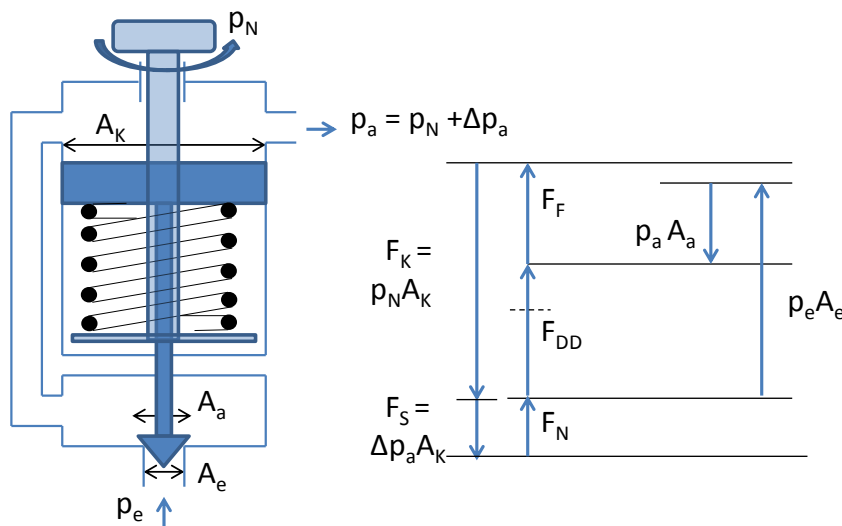


Abbildung 3-9: Kraftverhältnisse am Grundprinzip des mechanischen Druckreglers in seiner geschlossenen und kalibrierten Endlage

Der neu eingestellte Nenndruck p_N ist nun um Δp_a durch die geringere Federkraft F_F reduziert, wodurch vorherige Definition des realen Modells für die Bedingung $p_{asoll} = p_{aist}$ der Ausdruck $p_N + \Delta p_a = p_{aist}$ seine Gültigkeit zeigt. Die Differenzdruckkraft ist aufgrund des kalibrierten, kleineren Ausgangsdruckes größer geworden und hält sich mit der Federkraft und der Kolbenkraft im Gleichgewicht. Zur Beschreibung der sich ändernden Kräfte innerhalb einer Regelzyklus werden nachfolgend zunächst der ideale Regelzyklus bei geometrischer Dichtheit und anschließend der reale Regelzyklus der zur Dichtheit eine Flächenpressung erfordert, dargestellt.

Ideale Regelzyklus

Wie zuvor beschrieben, ist nur im idealisierten Fall der geometrischen Dichtheit die Summe der drei herrschenden Kräfte Kolben-, Differenzdruck-, und Federkraft in den Endlagen des Kolbens null und die Stellkraft sowie die Normalkraft nicht existent. Die Kraft die den Kolben in der Ruhelage auf seinen Dichtsitz drückt, genaugenommen in jener örtlichen Lage hält, in der der Querschnitt geometrisch geschlossen ist, muss daher gleich groß sein wie die Summe aus Federkraft und Differenzdruckkraft und hebt sich dadurch auf. Die Flächenpressung zwischen Dichtkörper und Dichtfläche wäre in diesem Fall null.

Mit der Gleichung 3-1 lässt sich in der leckagefreien Ruhestellung, bei der der Druckregler geometrisch geschlossen ist und die Stellkraft null ist, der Ausgangsdruck p_a auf folgenden Ausdruck umformen.

$$p_a = \frac{c_f \Delta x + p_e A_e}{A_K + A_a} \quad (3-11)$$

Ausgehend aus der Kräftebilanzierung gemäß der Formel: 3 - 1 führt eine jede Änderung des Ausgangsdruckes zu einer Veränderung der Kraftanteile und dadurch zu einer Verstellung des Kolbens. Die sich dadurch geänderte Federkraft und den durch den Verbraucher gesunkenen und nachzuregelnden Ausgangsdruck p_a bewirken eine Regelabweichung die nicht erwünscht ist. In Folge wird der Verlauf der Kräftegleichgewichte innerhalb dieses Regelzyklus in der Tabelle 8 beschrieben und kann gemäß obiger Formel: 3-11 für den resultierenden Ausgangsdruck nachvollzogen werden.

Tabelle 8: Kräftegleichgewichte bei der idealen Druckregelung

1. Kräftegleichgewicht im Ausgangszustand	
	<ul style="list-style-type: none"> • Im Ausgangszustand herrscht zunächst kein Verbrauch. • Der Dichtkörper des Druckreglers ist durch den wirkenden Ausgangsdruck p_a in geschlossener Position.
<p>Im Ausgangszustand herrscht ein Gleichgewicht zwischen dem Ausgangsdruck, dem Eingangsdruck und der Federkraft.</p>	

2. Verbrauch steigt	
	<ul style="list-style-type: none"> • Durch den steigenden Verbrauch sinkt der Ausgangsdruck p_a. • Die Kolbenkraft F_K wird dadurch kleiner und die Differenzdruckkraft F_{DD} wird dadurch größer. • Die resultierende Kräfteffferenz bewirkt ein Stellkraft F_S und hebt den Kolben an. • Der Dichtkörper beginnt sich zu heben.
Steigt nun der Verbrauch, sinkt der Ausgangsdruck. Der Regler wird aktiv.	
3. Dichtkörper öffnet	
	<ul style="list-style-type: none"> • Der Ausgangsdruck p_a beginnt zu steigen. • Durch die Entspannung der Feder wird die Federkraft F_F kleiner. • Die Kolbenkraft F_K wird durch den steigenden p_a wieder größer, während die Differenzdruckkraft F_{DD} dadurch kleiner wird. • Die Stellkraft F_S wird dadurch wieder geringer. • Ein neuer Gleichgewichtszustand mit einer kleineren Summe der Kräfte stellt sich ein.
Die Feder drückt gegen den sinkenden Ausgangsdruck den Dichtkörper soweit auf, bis sich bei geöffnetem Ventil ein neues Kräftegleichgewicht mit geringerer Federkraft einstellt.	
4. Gleichgewicht bei neuer Kolbenstellung	
	<ul style="list-style-type: none"> • Der Dichtkörper ist vollständig geöffnet und ermöglicht den größtmöglichen Durchfluss. • Die Federkraft F_F ist durch den Hub des Kolbens im Minimum so klein wie die Vorspannung. • Die Kolbenkraft F_K ist kleiner als im geschlossenen Ausgangszustand und führt zu einem kleineren Ausgangsdruck p_a. • Es resultiert eine Regelabweichung.
In der offenen, durchströmten Ventilstellung ist die Federkraft und der zu regelnde Ausgangsdruck p_a geringer. Es resultiert eine Regelabweichung Δp_{aF} , deren Größe vom Proportionalbeiwert des Reglers abhängt und deshalb auch als x_p bezeichnet wird.	

Der obige Prozess läuft anschließend rückwärts ab wenn der Ausgangsdruck durch das geöffnete Ventil bis zum eingestellten Druckniveau steigt und der Kolben sich zu schließen beginnt. Ein Zyklus beginnt sich dadurch einzustellen, der aufgrund der Regelabweichung

einen schwingenden Ausgangsdruck zur Folge hat, der bei offener Kolbenstellung geringer ist wie in geschlossener Stellung.

Komplementär verhält sich der Durchfluss, der bei geschlossener Kolbenstellung am geringsten, sinngemäß null sein sollte, und in offener Kolbenstellung am größten ist. Die zeitliche Abhängigkeit die dieser Regelzyklus bezüglich eines konstanten Druck-Volumenstrom Verhaltens aufweist, wird erst im nachfolgenden Kapitel 3.1.3: „Dynamisches Verhalten“ genauer erörtert.

Realer Regelzyklus

Der reale Regelzyklus unterscheidet sich im Vergleich zum idealen Regelzyklus weder in seiner allgemeinen Lage, in der der Kolben bewegt wird, noch im gänzlich offenen Zustand. Die allgemeine Bewegungsgleichung ist also nach wie vor gültig:

$$\sum F = m\ddot{x} = F_K - F_F - F_{DD} = F_S \quad (3-12)$$

Der beträchtliche Unterschied zwischen den beiden Zyklen zeigt sich wie in vorheriger Abbildung 3-8 beschrieben, im geschlossenen Zustand. Während im idealen Fall der Druckregler nur durch die drei in den Endlagen herrschenden Kräfte Kolben-, Differenzdruck-, und Federkraft geometrisch verschlossen ist, bewirken im realen Fall erst die herrschende Stell-, und Normalkraft und die daraus resultierende Flächenpressung eine tatsächliche Dichtwirkung.

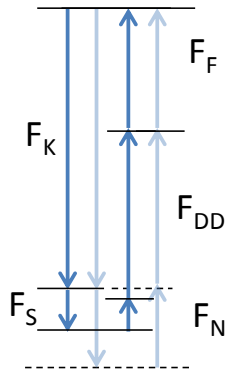
Die Gleichung 3-1 lässt sich im realen Fall, bei dem bei geschlossener Stellung die negative Stellkraft zur Gewährleistung der erforderlichen Dichtigkeit wirkt und der Druckregler gemäß Abbildung 3 – 9 auf den korrekten Sollausgangsdruck kalibriert wurde, wie folgt umformen:

$$p_a = \frac{c_f \Delta x + p_e A_e + \Delta p_a A_K}{A_K + A_a} \quad (3-13)$$

In Folge wird der Verlauf der Kräftegleichgewichte innerhalb eines Regelzyklus in der Tabelle 9 beschrieben und kann gemäß obiger Formel: 3-13 für den resultierenden Ausgangsdruck nachvollzogen werden.

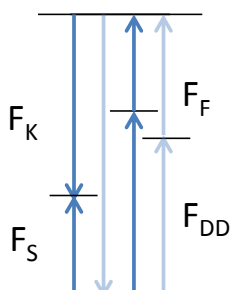
Tabelle 9: Kräftegleichgewichte bei der realen Druckregelung

1. Kräftegleichgewicht im Ausgangszustand	
	<ul style="list-style-type: none"> • Im Ausgangszustand herrscht zunächst kein Verbrauch. • Der Dichtkörper des Druckreglers ist durch den wirkenden Ausgangsdruck $p_a = p_N + \Delta p_a$ in geschlossener Position. • Die Stellkraft F_S bewirkt die erforderliche Dichtigkeit.
<p>Im Ausgangszustand herrscht ein Gleichgewicht zwischen dem Ausgangsdruck, dem Eingangsdruck und der Federkraft.</p>	

2. Verbrauch steigt I

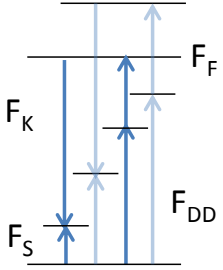
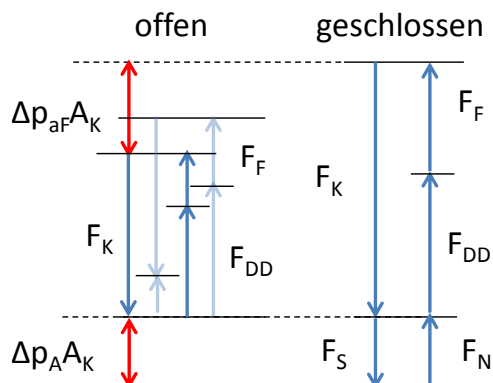
- Durch den steigenden Verbrauch sinkt der Ausgangsdruck p_a .
- Die Kolbenkraft F_K , per Definition durch den Nenndruck bestimmt, bleibt noch konstant. Zunächst wird das höchste Druckniveau reduziert, indem sich Δp_a abbaut. Dadurch sinkt die Stellkraft F_S und die Normalkraft F_N wodurch eine Leckage auftritt. Ist der Verbrauch größer wie die Leckage, baut sich der Druck weiter ab.
- Die Federkraft bleibt noch konstant, da der Dichtkörper noch geschlossen ist.
- Die Differenzdruckkraft wird durch den sinkenden Ausgangsdruck geringfügig größer woraus die Normalkraft F_N kleiner als die Stellkraft wird durch $F_N = \Delta p_a A_K + \Delta p_a A_a$.

Steigt nun der Verbrauch, sinkt die negative Stellkraft. Der Regler ist noch nicht aktiv und weiterhin geometrisch geschlossen. Eine Leckage stellt sich ein.

3. Verbrauch steigt II

- Durch den weiter steigenden Verbrauch sinkt der Ausgangsdruck p_a unter den Nenndruck p_N .
- Die Kolbenkraft F_K wird dadurch kleiner und die Differenzdruckkraft F_{DD} wird dadurch größer.
- Die resultierende Krätedifferenz bewirkt ein positive Stellkraft F_S und hebt den Kolben an.
- Der Dichtkörper beginnt sich zu heben.

Der steigende Verbrauch, der die Leckage überwiegt, bewirkt eine positive Stellkraft. Der Kolben beginnt sich zu heben und der Regler wird aktiv.

4. Dichtkörper öffnet	
	<ul style="list-style-type: none"> • Der Ausgangsdruck p_a steigt weiter. • Durch die Entspannung der Feder wird die Federkraft F_F kleiner. • Die Kolbenkraft F_K wird durch den steigenden p_a wieder größer, während die Differenzdruckkraft F_{DD} dadurch kleiner wird. • Die Stellkraft F_S wird dadurch wieder geringer. • Ein neuer Gleichgewichtszustand mit einer kleineren Summe der Kräfte stellt sich ein.
<p>Die Feder drückt gegen den sinkenden Ausgangsdruck den Dichtkörper soweit auf, bis sich bei geöffnetem Ventil ein neues Kräftegleichgewicht mit geringerer Federkraft einstellt.</p>	
5. Gleichgewicht bei neuer Kolbenstellung	
	<ul style="list-style-type: none"> • Der Dichtkörper ist vollständig geöffnet und ermöglicht den größtmöglichen Durchfluss. • Die Federkraft F_F ist durch den Hub des Kolbens im Minimum so klein wie die Vorspannung. • Die Kolbenkraft F_K ist kleiner als im geschlossenen Ausgangszustand und führt zu einem kleineren Ausgangsdruck p_a. • Es resultiert eine Regelabweichung durch die analog zum Idealprozess kleinere Federkraft Δp_{aF} und den zu unterschreitenden Überdruck durch Leckage Δp_a.
<p>In der offenen, durchströmten Ventilstellung ist die Federkraft und der zu regelnde Ausgangsdruck p_a geringer. Es resultiert eine Regelabweichung Δp_a durch die Leckage sowie Δp_{aF} durch die verringerte Federkraft, deren Größe vom Proportionalbeiwert des Reglers abhängt deswegen auch als x_p bezeichnet wird.</p>	

Der obige Prozess läuft anschließend rückwärts ab wenn der Ausgangsdruck durch das geöffnete Ventil bis zum eingestellten Druckniveau steigt und der Kolben sich zu schließen beginnt. Der sich einstellende Zyklus bewirkt aufgrund der Regelabweichung einen schwingenden Ausgangsdruck. Der Ausgangsdruck ist bei offener Kolbenstellung geringer als in geschlossener Stellung. Der Durchfluss hingegen verhält sich naturgemäß komplementär und ist in offener Kolbenstellung am größten und in geschlossener Stellung bei Berücksichtigung der Leckage am geringsten.

Der reale Fall durch Undichtigkeiten an der Dichtstelle zwischen Hoch- und Niederdruck Bedarf aufgrund von anwendungsspezifischer Relevanz eine beispielhafte Ergänzung. Zur vereinfachten Darstellung ist der Ausgangspunkt ein druckbeaufschlagtes System mit nachgeschaltetem Verbraucher der zunächst nicht aktiv ist, wodurch eine geschlossene

Stellung durch den wirkenden Ausgangsdruck gewährleistet wird. Ist nun der Druckregler durch die Vorspannung der Feder auf z.B. 8 bar Nenndruck eingestellt und eine Leckage tritt an der Dichtstelle auf, so steigt der Ausgangsdruck soweit an, bis durch den gestiegenen Ausgangsdruck die erhöhte Kolbenkraft die Leckage unterbrechen kann. Ein vorstellbarer Wert wären z.B. 12 bar.

Wird nun der Verbraucher aktiv, so sinkt wie in Tabelle 9 beschrieben, der Ausgangsdruck von 12 auf 8 bar ab, bis sich der Kolben bei Unterschreitung der 8 bar zur Regelung sinngemäß öffnet und bei Erreichen der 8 bar wieder schließen sollte. Durch die interne Leckage steigt der Ausgangsdruck allerdings höher an. Bei aktiven Verbraucher werden aufgrund der Dynamik der Regelung und dem langsamen bzw. kleinen Massenstrom der internen Leckage jedoch nicht die 12 bar erreicht, bei denen sich der Druckregler selbst abdichtet, sondern nur geringfügig mehr wie 8 bar.

Der Grund ist, dass zu diesem Zeitpunkt der Kolben durch Überschreitung der Federkraft bereits geschlossen ist und die interne Leckage den Verbrauch im Anwendungsfall nicht vollständig abdecken kann. Die Druckregelung erfolgt nun um den Betrag der internen Leckage innerhalb eines kurzen Regelzyklus oberhalb der 8 bar, z.B. 8,2 bar. Der Kolben hebt sich erst, wenn dieser Differenzdruck abgebaut ist, wodurch sich eine größere, schwingende Regelabweichung innerhalb eines Regelzyklus einstellt. Wird der Verbrauch deaktiviert, ist genügend Zeit vorhanden, damit sich der Ausgangsdruck durch die interne Leckage auf die vorher genannten 14 bar aufbauen kann, um den Druckregler wieder abzuschließen. Dieser Fall tritt beim mechanischen Druckregler der Firma Tescom auf, siehe Kapitel 2.2.3: „Stand der Technik“.

Hervorzuheben ist, dass ein mechanischer Druckregler demnach kein Absperrventil ist, da der Strömungsquerschnitt unterhalb des eingestellten Druckniveaus von 8 bar geöffnet wird. Würde zum Beispiel der Verbraucher, der einen Widerstand darstellt, entfernt werden, würden sich die Behälter aufgrund des mangelnden Staudruckes und der dadurch überwiegenden Federkraft die den Kolben schließlich empor hebt, vollständig entleeren.

Zur weiteren Analyse wird erneut die Bewegungsgleichung 3-1 allgemeiner Lage herangezogen. Die Kräftebilanz zeigt, dass sich die Kolbenkraft F_K und die Differenzdruckkraft F_{DD} direkt proportional gegenüber den herrschenden Drücken verhalten, hingegen die Größe der Federkraft F_F direkt proportional zur Änderung ihrer Länge ist. Die Federkraft ist die Differenz aus der Kolbenkraft, der Differenzdruckkraft und der Stellkraft.

$$F_F = F_K - F_{DD} - F_S = c_F \Delta x = p_a (A_K + A_D) - p_e A_e - \Delta p_a A_K \quad (3-14)$$

Durch den Hub des Kolbens und der damit verbundenen Änderung der Federlänge stellt sich die für eine Feder typische lineare Kennlinie gemäß der nachfolgenden Abbildung 3-10 ein.

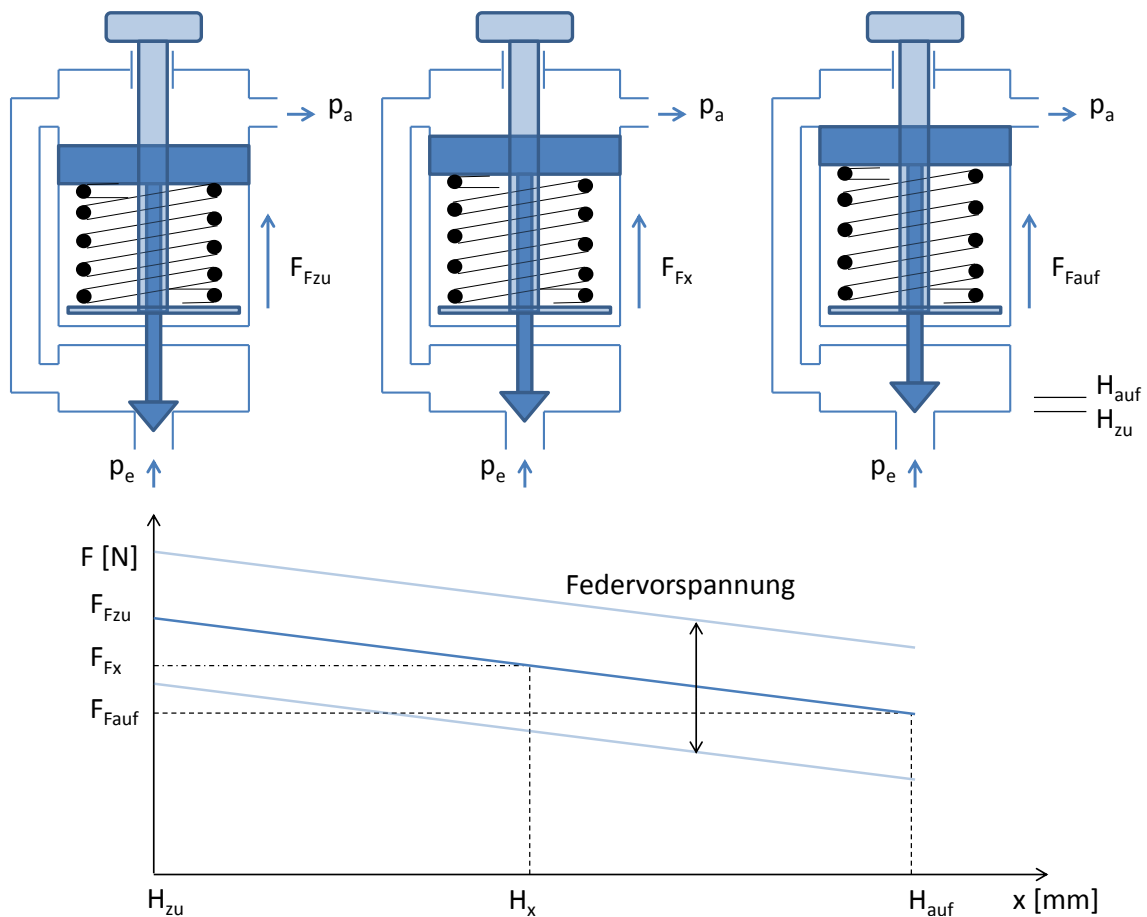


Abbildung 3-10: Federkraft abhängig vom Kolbenhub

Das Maximum der Federkraft F_F wirkt bei ihrer größten Längenänderung. Im Falle des Druckregler - Grundprinzips ist dies bei geschlossenem Kolben der Fall und wird als F_{Fzu} bezeichnet. Der Hub ist an dieser Stelle null. Das Minimum der Federkraft liegt beim maximalen Hub H_{auf} vor und wird als F_{Fauf} bezeichnet. Hier wirkt nur die Vorspannkraft die meist durch eine Einstellschraube justiert wird. Die Kennlinie wird dann je nach Größe der Vorspannung parallel verschoben.

Analog zur vorherigen Abbildung 3-10, die die Federkraft abhängig vom Kolbenhub zeigt, lässt sich der Ausgangsdruck p_a abhängig vom Volumenstrom darstellen. Der Grund ist die direkte Proportionalität des Ausgangsdruckes zur Federkraft gemäß Gleichung 3-14 sowie der proportionalen Änderung des Querschnittes zum Hub. Ausnahmen der Durchflussänderungen durch spezielle Dichtkörpergeometrien werden zunächst vernachlässigt, aber später noch einmal aufgegriffen, siehe Punkt: „Voraussetzungen für gutes statisches Verhalten“ in diesem Kapitel.

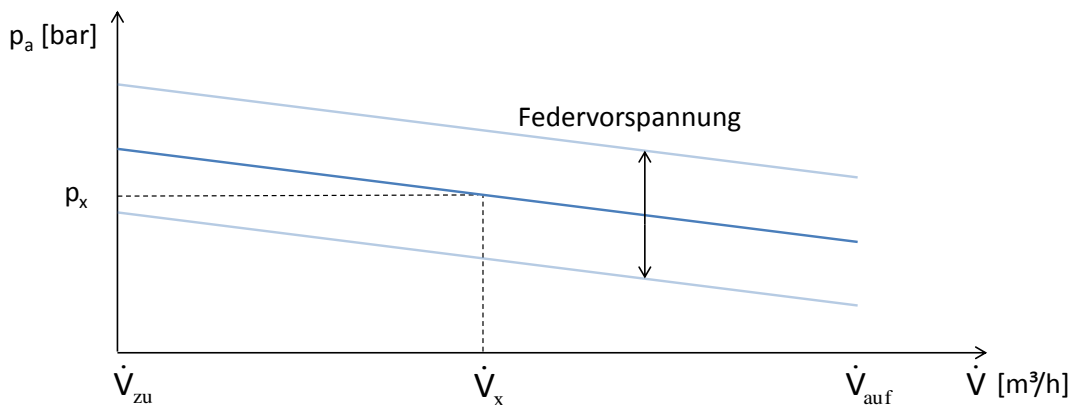


Abbildung 3-11: Federkraftbedingte Kennlinie des Ausgangsdruckes

Gemäß der Abbildung 3-11 stellt sich abhängig von der Federvorspannung ein Ausgangsdruck p_a ein, der je nach Kolbenstellung einen gewissen Volumenstrom ermöglicht. Wenn sich der Kolben öffnet, steigt naturgemäß der Volumenstrom \dot{V} an und der Ausgangsdruck p_a sinkt gemäß der Kennlinie. Schließt sich wieder der Kolben, läuft der Prozess rückwärts ab und der Volumenstrom wird unterbrochen. Da dieses System stetig ist und der Kolben eine zyklische Hubbewegung erfährt, schwankt der Ausgangsdruck p_a mit der Frequenz des Zyklus nach dieser Kennlinie.

Ergänzt man diese idealisierte Darstellung mit Störkräften die durch Haftreibungen und durch die federbedingte Hysterese aufgrund ihres mechanischen Wirkungsgrades entstehen, so tritt eine Hysterese h zwischen dem sich schließenden und dem sich öffnenden Kolben auf, die zu einer weiteren Druckdifferenz führt. Die wirkende Reibung zeigt in den Totpunkten des Kolbens eine Haftreibung und während der Hubbewegung eine Gleitreibung. Einen großen Einfluss darauf haben O-Ringe, die ein sehr ausgeprägtes Stick-Slip Verhalten (Haftgleiteneffekt) mit sich bringen. Dies wird erst im Kapitel 3.1.4: „Störkräfte“ im Detail untersucht.

In der Abbildung 3-12 ist die gesamte Regelabweichung x_{wR} (Regelabweichung $x_{wR} = x - w$; Regeldifferenz $e = w - x$) dargestellt. Sie setzt sich aus der haftreibungs- und federbedingten Hysterese h , dem federkennlinienbedingten Proportionalbereich x_p und der im Totpunkt resultierenden Schließdruckdifferenz Δp_s zusammen. Im Falle des realen Modells, welches eine Stellkraft zur notwendigen Dichtheit erfordert, vergrößert sich die Regelabweichung um Δp_a .

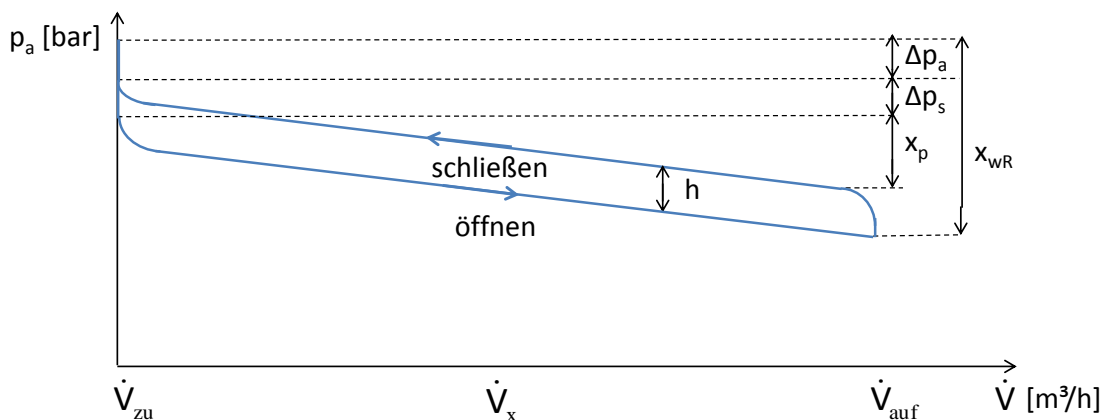


Abbildung 3-12: Federkraftbedingte Kennlinie des Ausgangsdruckes

Die erforderliche Kolbenkraft um den Dichtkörper zu öffnen ist infolge der Stellkraft durch Δp_a und der Haftreibung größer als jene zum Schließen und bewirkt einen niedrigeren Ausgangsdruck p_a . Der Druck sinkt anschließend gemäß der Federkennlinie weiter ab. Die erforderliche Kolbenkraft zum Schließen des Dichtkörpers ist infolge der zu überwindenden Reibungskräfte wiederum größer und erfordert einen höheren Ausgangsdruck p_a . Die Hysterese h , die durch die Haftreibung und durch die Federhysterese aufgrund ihres Wirkungsgrades bestimmt, ist innerhalb des Proportionalbereichs nicht zwingend konstant. Der Schließdruck bei geschlossenem Dichtkörper ist infolge der Hysterese durch die zu überwindenden Haftreibungskräfte und der Federhysterese größer als der Öffnungsdruck. Sehr niedrige Schließdruckdifferenzen weisen Ventile mit zwei Stufen, mit einer Vorsteuerung, auf.

Nachfolgende Abbildung 3-13 zeigt die Schließdruckdifferenzen Δp_s bzw. Δp_{schl} in Abhängigkeit vom Volumenstrom und von der Ventilart. Druckventil Nr. 1 ist ein direktgesteuertes Sitzventil, welches die höchste Differenz aufweist. Ventil Nr. 2 ist ein Schieberventil welches bereits niedrigere Differenzen zeigt. Die niedrigsten Schließdruckdifferenzen weist Ventil Nr.3 auf, ein vorgesteuertes Ventil.

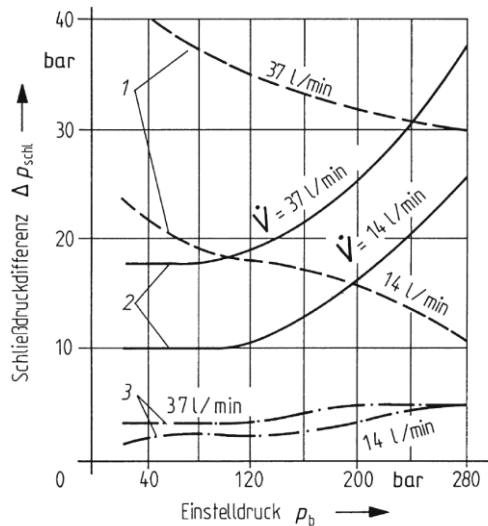


Abbildung 3-13: Schließdruckdifferenzen verschiedener Druckventile [13]

Die bisherige Analyse des statischen Verhaltens beschränkt sich auf einen infinitesimalen kurzen Zeitpunkt, auf den Regelzyklus. Wird das Zeitfenster auf den gesamten Entnahmezyklus ausgedehnt, bei dem der Druckbehälter entleert wird, zeigt sich ein weiteres Problem. Hierfür bedarf es genauerer Betrachtung des Terms für die Differenzdruckkraft:

$$F_{DD} = p_e A_e - p_a A_a \quad (3-4)$$

Der Ausgangsdruck p_a ist innerhalb eines Regelzyklus funktionsbedingt variabel. Innerhalb eines Entnahmezyklus gilt die Anforderung den Ausgangsdruck jedoch konstant zu halten. Umgekehrt verhält sich der Eingangsdruck. Der Eingangsdruck p_e kann während eines Regelzyklus aufgrund des großen Verhältnisses zwischen der gespeicherten Masse und der ausströmenden Masse als konstant angenommen werden. Innerhalb eines Entnahmezyklus bei dem der Druckbehälter entleert wird ist der Eingangsdruck jedoch variabel. Das führt aufgrund des hohen Druckgradienten zu einer signifikanten Regelabweichung innerhalb des Entnahmezyklus und wird in nachfolgender Abbildung veranschaulicht.

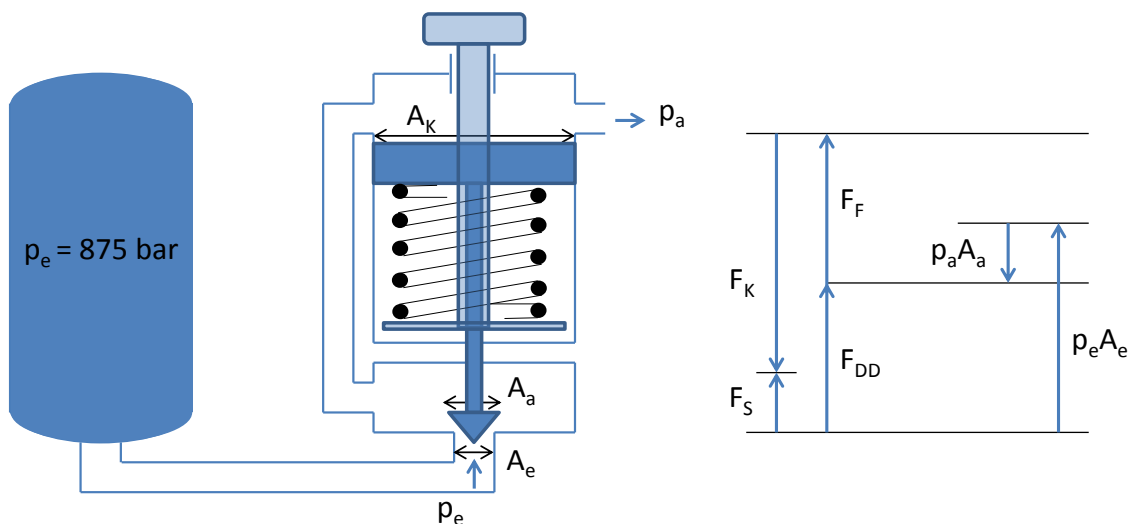


Abbildung 3-14: Kräftebilanz mit der Wirkrichtung der Differenzdruckkraft gegen die Kolbenkraft bei vollem Behälter

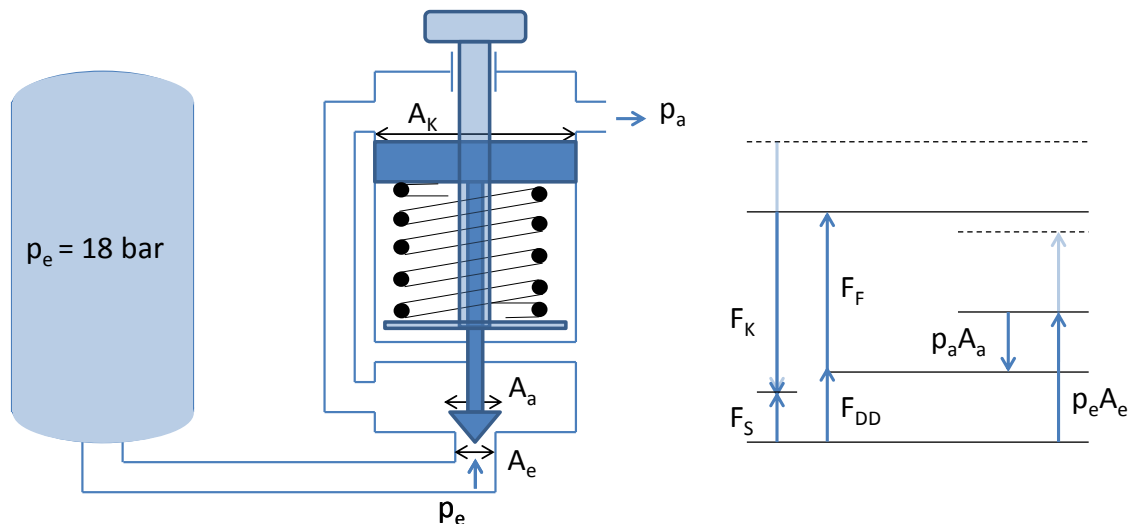


Abbildung 3-15: Kräftebilanz mit der Wirkrichtung der Differenzdruckkraft gegen die Kolbenkraft bei leerem Behälter

Die beiden Abbildungen zeigen das Druckregler - Grundprinzip in seiner allgemeinen Lage, bei der die positive Stellkraft den Kolben anhebt. Der Eingangsdruck und folglich die Differenzdruckkraft wirkt entgegen der Kolbenkraft. Die Kräftebilanz zeigt bei niedrigerem Behälterdruck, dass die Differenzdruckkraft mit sinkendem Eingangsdruck abnimmt. Die kleinere Differenzdruckkraft führt mit der konstanten Federkraft zu einer kleineren Kolbenkraft, woraus ein niedrigerer Ausgangsdruck resultiert.

Wenn der Dichtkörper in Wirkrichtung vom Eingangsdruck schließt, so wirkt auch die Differenzdruckkraft in Richtung der Kolbenkraft. Sinkt nun der Eingangsdruck, so wird auch die Differenzdruckkraft kleiner. Aufgrund der aus Sicht des Entnahmezyklus konstanten Federkraft muss die Kolbenkraft größer werden. Das hat einen steigenden Ausgangsdruck bei sinkendem Behälterdruck zur Folge. Durch die Richtungsumkehr der Differenzdruckkraft zum vorherigen Modell muss die Federkraft im Vergleich zur vorherigen Kräftebilanzierung bei gleichen Flächenverhältnissen um die zweifache Differenzdruckkraft größer werden. Das führt zu Federn mit sehr großen Federsteifigkeiten und in Summe zu einer unerwünscht hohen Summe der Kräfte. Man erkennt, dass der Einfluss der Dichtflächen durch den hohen Druckgradienten erheblich groß wird. Neben dem schwankenden Ausgangsdruck durch den Verbraucher muss in diesem Falle auch der füllstandabhängige Eingangsdruck als Störkraft betrachtet werden.

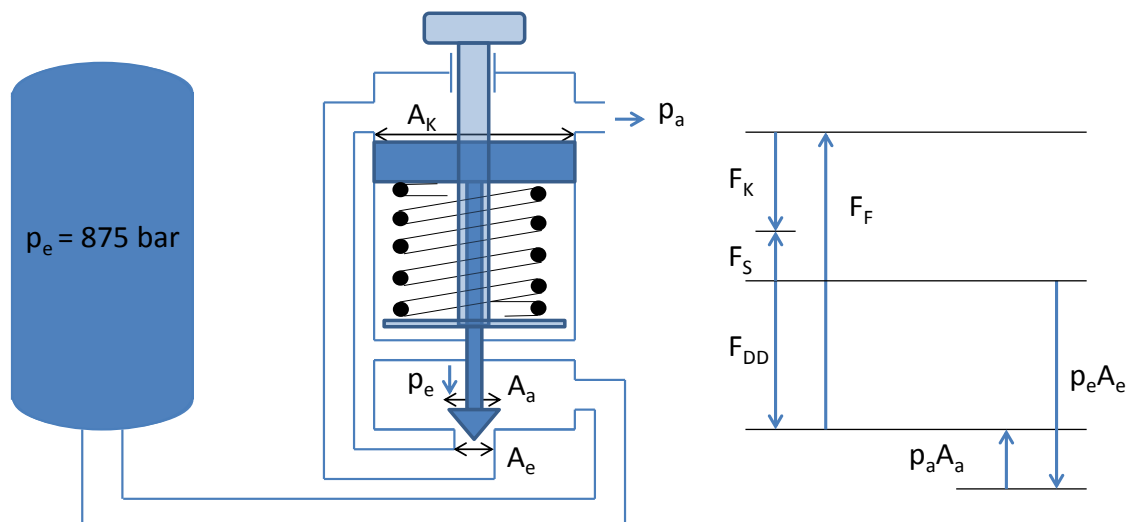


Abbildung 3-16: Kräftebilanz mit der Wirkrichtung der Differenzdruckkraft in Richtung der Kolbenkraft bei vollem Behälter

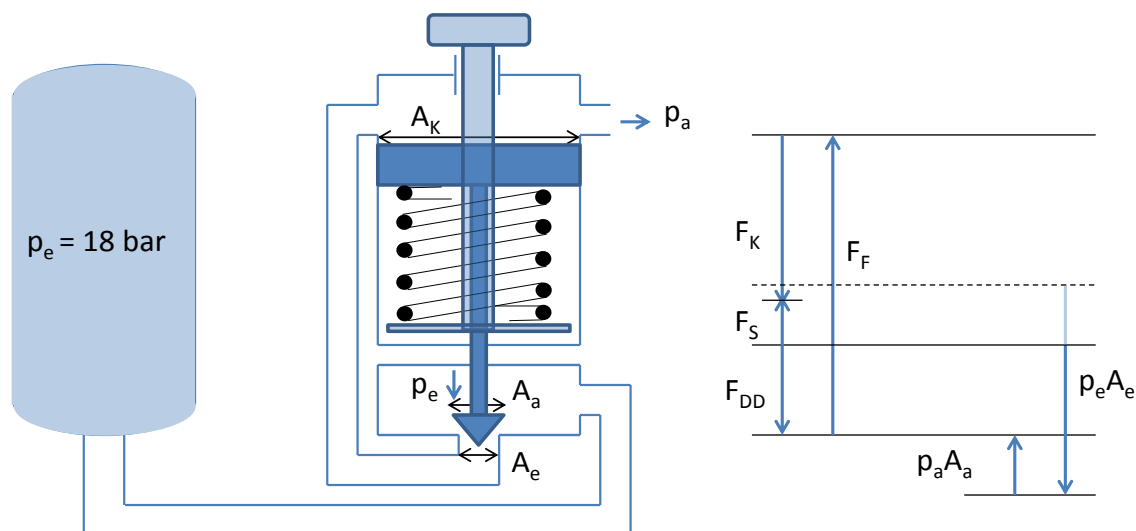


Abbildung 3-17: Kräftebilanz mit der Wirkrichtung der Differenzdruckkraft in Richtung der Kolbenkraft bei leerem Behälter

Zusammenfassend zeigt die Abbildung 3-18 die beiden herrschenden Abweichungen die hinsichtlich des statischen Verhaltens abgeleitet werden können. Die im Regelzyklus auftretende Abweichung x_{wR} , setzt sich aus dem leakagebedingten Überdruck, der Hysterese, dem Proportionalbereich und der Schließdruckdifferenz zusammen und ist die hochfrequente Schwankung. Sie ist jene Abweichung die innerhalb eines Regelzyklus wirkt und aufgrund der Leckage, der Federkennlinie und der Haftreibung auftritt. Die im Entnahmezyklus auftretende Abweichung $x_{wEgegen}$ bzw. x_{wEin} ist jene, die durch die Wirkrichtung des Eingangsdruckes, also der Differenzdruckkraft, bestimmt ist. Wirkt der Eingangsdruck gegen die Richtung der Kolbenkraft, so sinkt der Ausgangsdruck mit kleiner werdenden Behälterdruck p_e und die Abweichung $x_{wEgegen}$ stellt sich ein. Wirkt der Eingangsdruck in die Richtung der Kolbenkraft, so steigt der Ausgangsdruck mit kleiner werdenden Behälterdruck p_e und die Abweichung x_{wEin} entsteht.

Natürlich kann die Auslegung die durch die Federsteifigkeit und der Kolbenfläche bestimmt ist, auch umgekehrt erfolgen. Folglich erzielt man den gewünschten Ausgangsdruck dann nicht bei vollem Behälter, also bei p_{eMax} , sondern bei fast leerem Behälter mit dem Druck p_{eMin} . Auch eine Verschiebung des Auslegungsdruckes auf p_{ex} ist möglich. Je nach Wirkrichtung des Eingangsdruckes und je nach Auslegung des Arbeitspunktes kann die Lage des optimalen Punktes an dem der gewünschte Ausgangsdruck erreicht werden soll, beeinflusst werden.

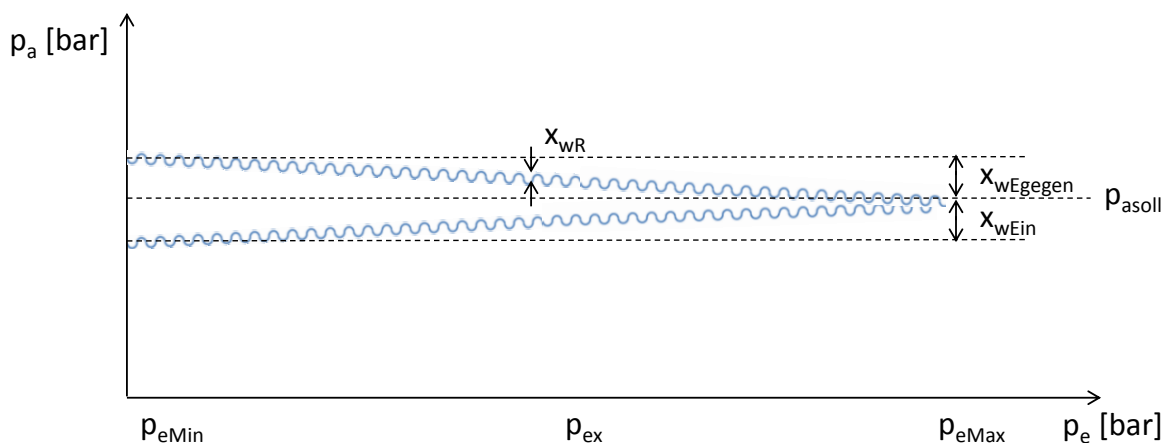


Abbildung 3-18: Resultierende Abweichungen beim statischen Verhalten

Die Zusammenhänge lassen erkennen, dass das Erfordernis eines konstanten Druck-

Volumenstrom Verhaltens eine Herausforderung darstellt. Im Regelzyklus ist ein konstantes Verhalten Prinzip bedingt nicht möglich. Der Einfluss durch diese Schwankung hält sich jedoch in Grenzen. Ein größeres Problem stellt die Abweichung im Entnahmezyklus dar. Hier ist der Einfluss durch den gegebenen Druckgradienten und den Flächenverhältnissen erheblich groß. Im nachfolgenden Kapitel werden Voraussetzungen abgeleitet, um dem Wunsch eines guten statischen Verhaltens gerecht zu werden.

Voraussetzungen für ein gutes statisches Verhalten

Um die Zusammenhänge der einflussnehmenden Parameter beschreiben zu können bietet die Regelungstechnik passende Werkzeuge. Die Größen werden in einer Regelstrecke und einer Regeleinrichtung zu einem mathematischen Modell abstrahiert. Damit wird es in weiterer Folge ermöglicht, Lösungen zur Minimierung des statischen Problems abzuleiten.

Die durch die Federkennlinie herrschende proportionale Regelabweichung bzw. der sich bildende Proportionalbereich x_p wird aus Sicht der Regelungstechnik als Regeldifferenz e bezeichnet. Der Proportionalbeiwert K_p beschreibt das Verhältnis zwischen der Ausgangsgröße und der Eingangsgröße des Regelkreisgliedes und ist im Fall des Reglers wie folgt definiert.

$$K_p = \frac{\text{Ausgangsgröße}}{\text{Eingangsgröße}} = \frac{\text{Stellgröße}}{\text{Regeldifferenz}} = \frac{y}{e} = \frac{\Delta K_v}{\Delta p_a} \quad (3-15)$$

Die Stellgröße y ist jene Größe, mit der die Regelgröße x , der Ist-Ausgangsdruck p_{aist} , bewusst beeinflusst wird. Diese Größe ist der Ventilhub der eine nach VDI 2173 [48] definierte Durchflussänderung ΔK_v zur Folge hat. Die Störgröße z ist im Falle des infinitesimal kurzen Regelzyklus der fallende Ausgangsdruck durch den Verbraucher. Die Regeldifferenz e ist die Differenz aus der Führungsgröße w und der Regelgröße x . Die Führungsgröße ist in diesem Fall der Soll-Ausgangsdruck p_{asoll} , die Regelgröße x ist wie bereits geschildert der Ist-Ausgangsdruck p_{aist} .

$$e = \text{Führungsgröße} - \text{Regelgröße} = w - x = p_{asoll} - p_{aist} = \Delta p_a \quad (3-16)$$

Die Regeldifferenz ist nun nach bisheriger Definition die in der Endlage durch die Leckage bestimmte Druckerhöhung und im Regelzyklus, bei der sich das Ventil öffnet, die durch die Hysterese, dem Proportionalbereich und dem Schließdruck bedingte gesamte Regelabweichung x_{wR} . Die nachfolgende Abbildung stellt den Wirkungsplan nach DIN 19226-4 [5] des Regelkreises dar.

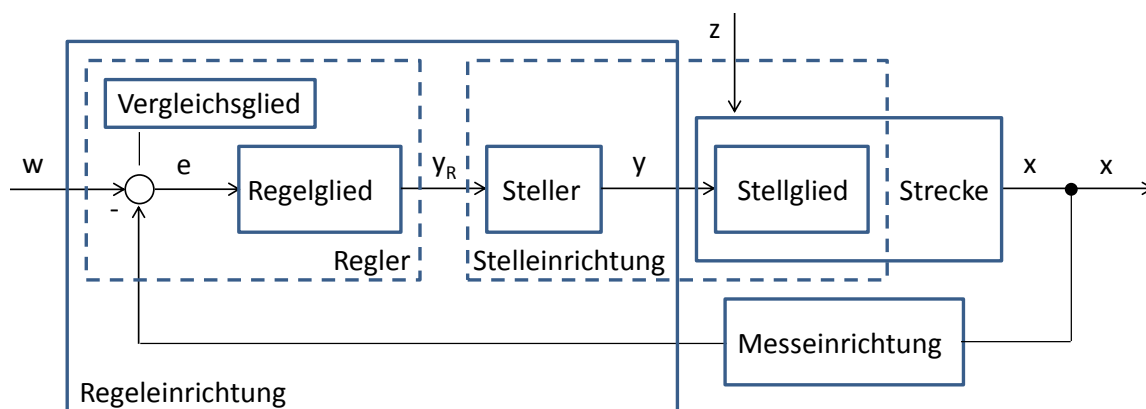


Abbildung 3-19: Wirkungsplan einer Regelung nach DIN 19226-4 [5]

Die im Regelzyklus herrschende Regeldifferenz Δp_a soll sinngemäß möglichst klein sein um auf Kosten des kleineren Einstellbereiches einen konstanten Ausgangsdruck zu erreichen. Aus vorheriger Gleichung 3-15 führt diese Erfordernis zu einem möglichst großen Proportionalbeiwert. Demnach muss auch die Stellgröße, also die nach VDI 2173 [48]

definierte Durchflussänderung ΔK_v groß werden, um die auftretende Druckabweichung schnell korrigieren zu können. Der nachgeführte Massenstrom bei offenem Ventil sollte schließlich größer sein, als der verbrauchte Massenstrom um einen schnellen Ausgleich gewährleisten zu können. Dies führt dazu, dass bei kleinen Druckänderungen große Kolbenhübe realisiert werden müssen, da die Durchflussänderung abhängig vom normierten Hub $h = \text{Hub}/\text{Hub}_{100}$ ist.

Der Kolbenhub hängt primär von zwei Parametern ab:

$$f_{\text{KHub}}(c_F, A_K)$$

Ein großer Kolbenhub kann laut Tabelle 8 und 9 nur bei einer geringen Federsteifigkeit c_F und einer großen Kolbenkraft, also mit einer großen Kolbenfläche A_K , realisiert werden. Neben dem eigentlichen Kolbenhub hängt die Durchflussänderung ΔK_v aber auch von der Formgebung des Dichtkörpers und vom K_{vs} -Wert, dem maximalen Durchfluss bei vollständig geöffnetem Ventil, ab. So kann bei gleichem Hub mit einer steilen Kennlinie und einem großen K_{vs} -Wert eine größere Durchflussänderung ΔK_v erreicht werden als bei einer flachen Kennlinie und einem kleinen K_{vs} -Wert. Mit der Ventilgrundkennlinie $K_v/K_{vs} = f(h)$ kann diese Abhängigkeit beschrieben werden. Häufige Anwendung findet die lineare und die gleichprozentige (exponentielle) Kennlinie.

Eine geringe Federsteifigkeit, eine geringe Leckage, eine große Kolbenfläche und ein großer K_{vs} -Wert können als Voraussetzungen für eine geringe Regelabweichung definiert werden. Probleme entstehen jedoch bei hohen Drücken und/oder großen Dichtflächen die große Stellkräfte verursachen. Hier wäre eine große Federsteifigkeit mit einer kleinen Kolbenfläche erforderlich. Um die großen Stellkräfte mit der gewünschten geringen Federsteifigkeit kompensieren zu können, müssen entsprechend lange Federn eingesetzt werden. Lange Federn führen aber zu großen und demgemäß teureren Ventilen. In diesem Falle muss die Ursache für die hohen Stellkräfte optimiert werden, woraus gefolgert werden kann, dass die vorherrschende Kräftebilanz durch eine möglichst kleine Dichtfläche A_D zwischen Hoch- und Niederdruckseite gering gehalten werden muss. Auch ein überdimensionierter K_{vs} -Wert zeigt seine Grenzen. Die auf den Dichtkörper wirkende Haft- und Gleitreibung steigt durch die zunehmende Größe. Die Reibkräfte, die als Störkräfte zusammengefasst werden können, werden im Kapitel 3.1.4: „Störkräfte“ näher behandelt.

In der nachfolgenden Abbildungen ist die Verbesserung qualitativ dargestellt, die durch eine optimalere Auslegung der vorhandenen Parameter erreicht werden kann. Die stationäre Regelabweichung x_{wRalt} im Regelzyklus verringert sich durch den kleineren Proportionalbereich zu x_{wRneu} . Die Hysterese bleibt infolge der Haftreibung bestehen. Dennoch bewirkt der größere Proportionalbeiwert ein konstanteres Druck-Volumenstrom Verhalten.

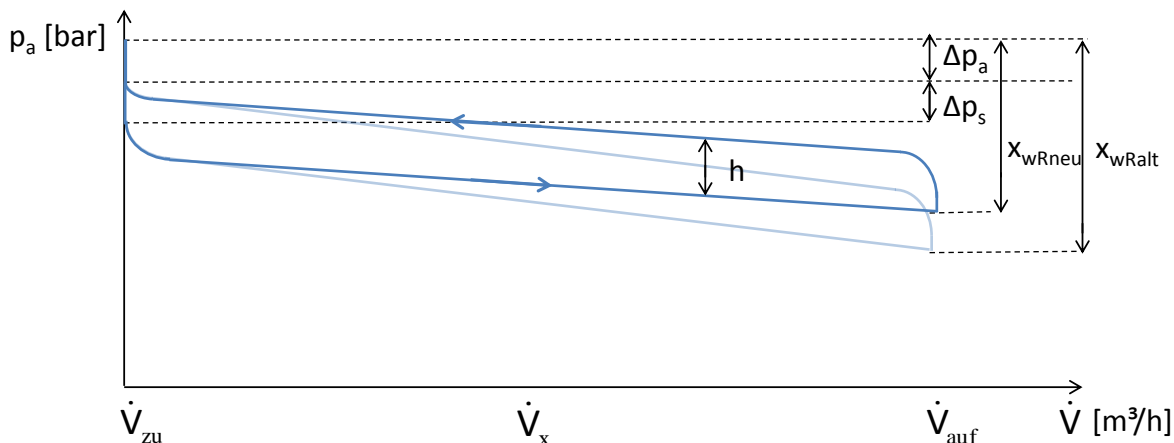


Abbildung 3-20: Verbesserung des Regelzyklus

Neben den Abweichungen im Regelzyklus, gilt es auch die Abweichung im Entnahmezyklus zu minimieren. Diesmal ist aber nicht mehr der sinkende Ausgangsdruck durch den Verbraucher die dominante Störgröße, sondern der variable Behälterdruck.

Das Problem an der Störgröße „variabler Eingangsdruck“ ist, dass diese nicht wie die Störgröße „variabler Ausgangsdruck“ auf die Kolbenfläche A_K wirkt, die der Vergleich und die Messeinrichtung gleichermaßen ist, sondern direkt auf das Stellglied, auf die Fläche A_e , wirkt. Dadurch dass das Stellglied, der Vergleich und die Messeinrichtung konstruktionsbedingt das gleiche Bauteil ist und gleichermaßen gestört wird, bedingt dies eine Regeldifferenz Δp_a , die nicht korrigiert werden kann. Das führt dazu, dass sich die Regeldifferenz im Fahrzyklus proportional zum Eingangsdruck verhält. Um diesen Umstand zu minimieren kann nur die Ursache, die Wirkung auf den Kolben, soweit wie möglich reduziert werden. Daraus resultiert eine möglichst kleine Dichtfläche A_D , im optimalen Fall sogar ein druckausgeglichener Kolben.

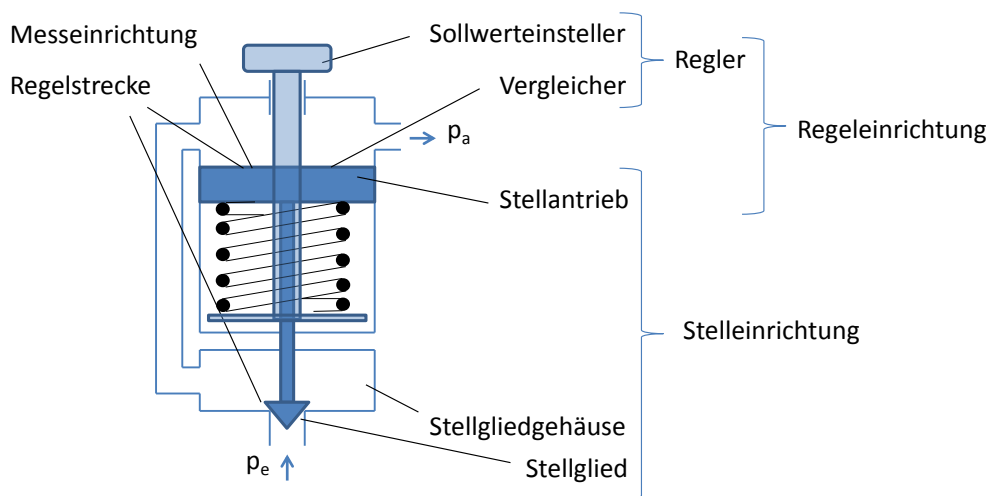


Abbildung 3-21: Druckregler gemäß Regelkreiscomponenten nach DIN 3380 [5]

Zusammenfassend können folgende Anforderungen für ein besseres statisches Druck-Volumenstrom Verhalten erhoben werden.

Tabelle 10: Anforderungen an ein gutes statisches Verhalten

Statisches Verhalten	Anforderungen
Regelzyklus	Geringe Federsteifigkeit
	Geringe Leckage am Dichtsitz
	Lange Feder, Großer Kolbenhub
	Große Kolbenfläche für größeren Hub
	Kleine Dichtfläche, Druckausgeglichenheit
	Steile Kennlinie für große ΔK_v
	Großer K_{vs} -Wert für große maximale ΔK_v
Entnahmezyklus	Differenzdruckkraft entgegen der Kolbenkraft wirkend
	Kleine Dichtfläche bzw. Druckausgleich

Die weiterführende Analyse wird weitere Anforderungen für ein gutes statisches Verhalten aufzeigen um zum Beispiel die verbleibende Hysterese im Regelzyklus durch eine geringere Haftreibung zu minimieren.

Statisches Verhalten Konzept A

Wie in der Konzepterläuterung im Kapitel 2.2.5 bereits beschrieben, hat das Konzept A bedingt durch die radiale Druckbeaufschlagung eine Besonderheit an sich. Es kombiniert die Vorteile eines Sitzventils, nämlich eine geringe Leckage und eine kurze Ansprechzeit, mit den Vorteilen des Schieberventils, nämlich die der Druckausgeglichenheit. Dadurch ist es möglich, die Stellkräfte und die resultierende Kräftebilanz gering zu halten.

Hinsichtlich des statischen Verhaltens im Regelzyklus kann dieses Konzept den Anforderungen nach Tabelle 9 gerecht werden. Die Federsteifigkeit ist relativ gering, um mit einer langen Feder einen großen Kolbenhub realisieren zu können. Da bei diesem Konzept die Stellkräfte durch die kleine Kolbenfläche und durch die Neutralität gegenüber dem hohen Eingangsdruck mit 99,75 N sehr gering sind, könnten diese durch eine größere Kolbenfläche zugunsten eines noch größeren Hubes sogar vergrößert werden. Ein großer Kolbenhub ist allerdings durch den Vorteil der Druckausgeglichenheit und der daraus resultierenden geringen Kräftebilanz nicht zwingend erforderlich. Die Dichtfläche kann schließlich wie in der Abbildung 3-22 dargestellt ohne Einflussnahme auf die wirkenden Kräfte groß gehalten werden. Dadurch ist eine große Durchflussänderung ΔK_v auch mit einer flacheren Kennlinie und einem kleineren Hub möglich.

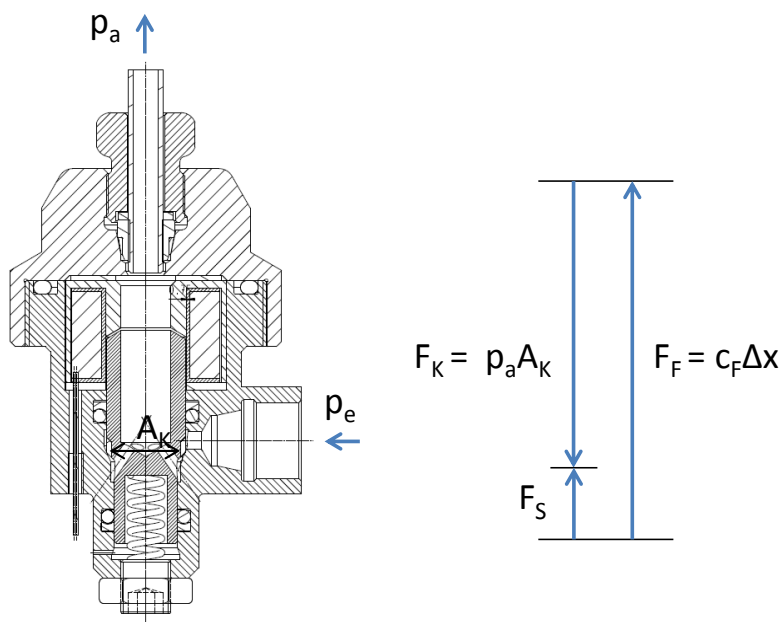


Abbildung 3-22: Ausgangssituation Konzept A

Auch im Entnahmezyklus lässt dieses Konzept durch die Erfüllung der Anforderungen ein gutes Verhalten erwarten. Durch die Druckausgeglichenheit stellt sich keine Druckdifferenz aufgrund eines variablen Eingangsdruckes ein. In diesem Fall kann der Ausgangsdruck über den gesamten Bereich des Behälterdrucks konstant gehalten werden.

Zusammenfassend kann dieses Konzept hinsichtlich des statischen Verhaltens beinahe als Optimum bezeichnet werden. Minimale Schwankungen im Regelzyklus und ein konstanter Verlauf im Entnahmezyklus zeichnen dieses Konzept aus.

Statisches Verhalten Konzept B

Das Konzept B weist aufgrund der axialen Wirkrichtung des Eingangsdruckes und den darüber hinaus in Richtung der Kolbenkraft wirkende Eingangsdruck eine erheblich größere Kräftebilanz im Vergleich zu Konzept A auf. Die Kräfte in der ersten Stufe summieren sich auf 3000 N, die Kräfte in der zweiten Stufe auf 110 N. Die Aufteilung auf zwei Stufen ermöglicht es, das zu regelnde Druckniveau noch in einem vertretbaren Rahmen zu halten.

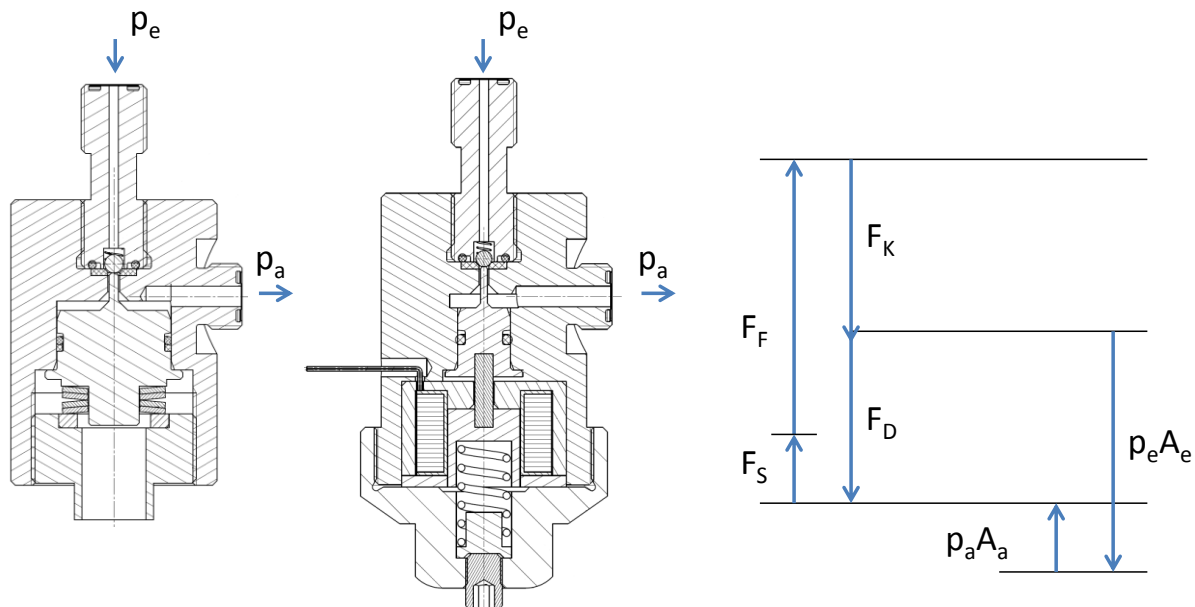


Abbildung 3-23: Ausgangssituation Konzept B

Im Regelzyklus kann die erste Druckstufe den Anforderungen an ein gutes statisches Verhalten nicht gerecht werden. Zum einen führt die sehr hohe Federsteifigkeit der Tellerfeder und dem damit verbundenen geringen Kolbenhub zu einem großen Proportionalbereich x_p . Zum anderen weist bereits die Kennlinie der Tellerfeder eine erhebliche reibungsbedingte Hysterese auf, die in Kombination mit dem O-Ring die Hysterese h bilden. Grundlegend soll für eine geringe Abweichung im Regelzyklus eine große Durchflussänderung ΔK_v ermöglicht werden. Diese ist jedoch durch den querschnittverengenden Stößel limitiert. Da der Stößel bereits bei weitem seine mechanische Beanspruchbarkeit hinsichtlich der Hertzschen Pressung erreicht hat, kann sein Querschnitt nicht weiter verkleinert werden. Ein größerer Bohrungsquerschnitt zieht wiederum eine größere Dichtfläche nach sich, die den Einfluss des Eingangsdruckes vergrößert. Im Idealfall sollte für einen größeren Gestaltungsspielraum die Kräftebilanz erheblich verringert werden. Da aber eine zweite Stufe zur Feinregelung nachgeschaltet ist, ist der Umstand vertretbar.

Die zweite Druckstufe wird während des Regelzyklus geringere Regelabweichungen zeigen. Die kleineren Kräfte durch den Eingangsdruck von 50 bar erlauben den Einsatz einer Spiralfeder mit entsprechend längerem Federweg und ohne reibungsbedingter Hysterese. Dennoch muss die Dichtfläche möglichst klein gehalten werden, um den Einfluss des Eingangsdruckes und dem damit verbundenen Leistungsbedarf der Spule zur Druckanhebung gering zu halten. Die Kolbenstange ist in diesem Fall erneut der limitierende Faktor.

Im Entnahmezyklus zeigt sich dieses Konzept als relativ problematisch. Der Arbeitspunkt der ersten Stufe ist auf einen Eingangsdruck von 875 bar ausgelegt. Da die Dichtkraft in Richtung der Kolbenkraft wirkt, führt ein sinkender Eingangsdruck zu einem späteren Schließen des Kolbens, woraus ein steigender Ausgangsdruck von bis zu 60,5 bar resultiert. Konträr verläuft dieser Prozess bei der zweiten Stufe ab. Der aus Sicht der zweiten Stufe gestiegene Eingangsdruck führt durch die Wirkrichtung der Dichtkraft in Richtung der Kolbenkraft zu einem früheren Schließen des Kolbens, woraus ein niedriger Ausgangsdruck von bis zu 7,5 bar

resultiert. In nachfolgender Tabelle 11 ist dieses Regelverhalten bei verschiedenen Behälterdrücken aufgelistet.

Tabelle 11: Druckverlauf im Entnahmezyklus von Konzept B

Eingangsdruck [bar]	Ausgangs- bzw. Eingangsdruck [bar]	Ausgangsdruck [bar]
875	50,0	8,0
700	52,2	7,9
500	54,8	7,8
300	57,4	7,7
100	60,0	7,6
61	60,5	7,5
60	60,0	7,6
50	50,0	8,0
30	30,0	8,9
15	15,0	9,6

Die Tabelle zeigt auch, dass der Kolben der ersten Stufe ab einem Eingangsdruck von 60 bar geöffnet bleibt. Der Druck zwischen den beiden Stufen sinkt dann gemäß dem Behälterdruck ab. Der Ausgangsdruck der zweiten Stufe steigt in diesem Fall auf bis zu 9,6 bar an.

Der Druckverlauf führt zu zwei unerwünschten Nebeneffekten. Zum einen muss die Magnetspule, die zu einer Anhebung des Ausgangsdruckes der zweiten Stufe dient, stets für den gewünschten Druck von 8 bar aktiv sein. Dieser Umstand verursacht einen Strombedarf bis zu einem Behälterdruck von 50 bar. Zum anderen kann der steigende Ausgangsdruck von bis zu 9,6 bar durch den Eingriff der Magnetspule nicht reduziert werden. Die Magnetspule dient nur zum Öffnen und nicht zum Schließen des Kolbens. In diesem Fall muss bei der Auslegung ein Kompromiss eingegangen werden, bei dem der Arbeitspunkt der zweiten Stufe auf einen niederen Eingangsdruck ausgelegt wird und ein höherer Ausgangsdruck bei hohem Behälterdruck akzeptiert wird.

3.1.3 Dynamisches Verhalten

Bei Druckventilen ist das dynamische Verhalten ähnlich dem statischen Verhalten entscheidend für die Qualität der Regelung. Es beschreibt den Zusammenhang zwischen der Eingangsgröße und der Ausgangsgröße in einem instationären Zustand. Dadurch zeigt sich, wie der Ausgangsdruck einer sich ändernden Eingangsgröße zeitlich folgt.

Beschreibung des dynamischen Verhaltens

Die Anforderung an das dynamische Verhalten ist eine möglichst kurze Ansprechzeit und ein möglichst schwingungsarmes Arbeiten. Ob der Druckregler dem gerecht werden kann, bedarf es einer genaueren Untersuchung mit Hilfe der Regelungstechnik. Dazu wird ein Regelkreisglied am Eingang mit einer Sprungfunktion angeregt und der zeitliche Verlauf der Ausgangsgröße, die Sprungantwort, untersucht. Vor dem Sprung sind beiden Größen konstant bzw. in einem statischen Zustand. Zur Bewertung des dynamischen Verhaltens dient neben der Sprungantwort auch das sogenannte Bode-Diagramm, wobei auf letzteres aber verzichtet

wird.

Die Regelstrecke ist Teil des Regelkreises und nach DIN 19226 [5] der aufgabengemäß zu beeinflussende Teil des Systems oder der entsprechende Teil des Wirkschaltplans. Der Anfang einer Regelstrecke ist dort an dem Stellgröße y angreift, der Stellort. Das Ende der Regelstrecke ist der Messort und ist dort, wo der Sensor sitzt und die Regelgröße x erfasst wird. Im Falle des Druckreglers ist die Regelstrecke das Regeleinrichtungsgehäuse mit dem Stellantrieb, das Stellgliedgehäuse mit dem Stellglied, sowie die anschließende Rohrleitung. Berücksichtigt man nun die zeitliche Komponente am Eingang und am Ausgang, so zeigt die Strecke bedingt durch die Trägheit des Kolbens der erst beschleunigt werden muss und des zeitlich steigenden Druckes mit der entsprechenden Wirkung auf die Messeinrichtung eine P-Strecke 1.Ordnung (P-T₁-Strecke). Das bedeutet, dass eine Stellgrößenänderung am Messort zwar sofort wirksam ist, zwischen der Regelgrößenänderung und der Stellgrößenänderung anfangs jedoch keine Proportionalität besteht. Die Sprungfunktion am Eingang wird wiederum mit dem Faktor K_{PS} multipliziert, wodurch sich die Sprungantwort unter dem zeitlichen Aspekt parallel verschiebt. Die Abbildung 24 zeigt die Reaktion der Regelstrecke aufgrund einer Sprungfunktion mit der Sprunghöhe Δy am Eingang. Der zeitliche Verlauf der Ausgangsgröße Δx ist die Sprungantwort [31].

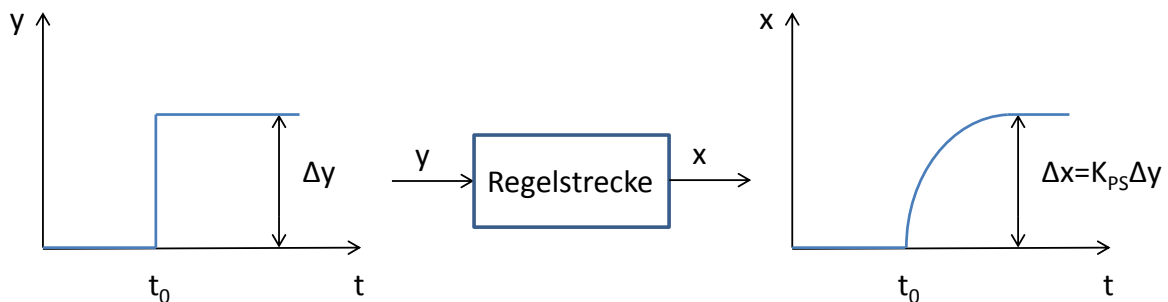


Abbildung 3-24: Sprungantwort der P-T₁-Regelstrecke

Der Regler setzt sich aus dem Vergleich und dem Regelglied zusammen. Im Falle des Druckreglers ist das Regelglied der Sollwertesteller, also die Einstellfeder. Der Vergleich ist die Kolbenfläche auf die der Ausgangsdruck wirkt. Ein Verstellen der Federvorspannung hat dementsprechend eine sprunghafte Änderung am Vergleich zur Folge. Demzufolge weist der Regler ein proportionales Verhalten auf. Das zeitliche Verhalten des Ausgangs am P-Regler weist zum Eingang dabei keine zeitliche Verzögerung auf. Die Sprungfunktion am Regler-Eingang wird wiederum mit dem Faktor K_{PR} multipliziert wodurch sich die Sprungantwort unter dem zeitlichen Aspekt parallel verschiebt. Nachfolgende Abbildung stellt dies dar.

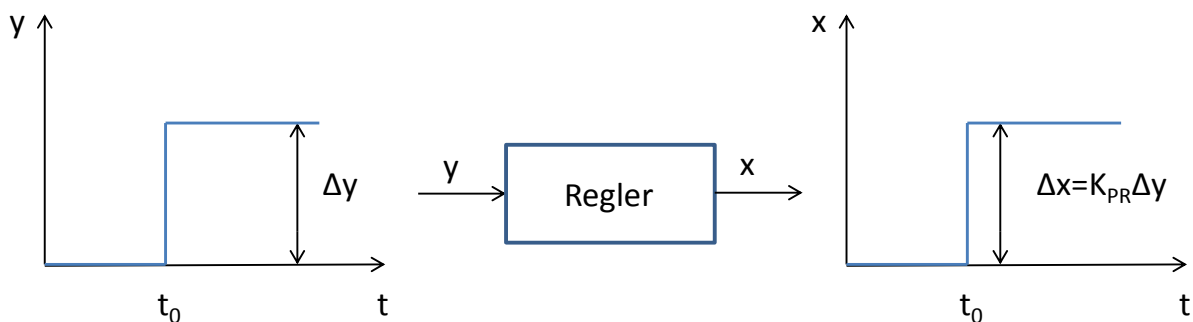


Abbildung 3-25: Sprungantwort des P-Reglers

Der Druckregler ist demzufolge ein Proportionalregler bei dem sich durch die Einstellfeder ein gewisser Hub einstellt, dem der gewünschte Druck folgt. Ändert sich der Ausgangsdruck, führt dies zu einer proportionalen Änderung des Hubs gemäß der Federkennlinie. Würde man zum Beispiel anstatt mit einer Feder mit einer Gewichtskraft regeln, so hat man kein

wegabhängiges sondern ein geschwindigkeits- bzw. beschleunigungsabhängiges Verhalten, woraus ein integrierendes Verhalten mit langsamer Ansprechzeit resultiert.

Bei der Regelung einer P-T₁-Strecke mit einem P-Regler entsteht grundsätzlich eine bleibende Regelabweichung. Erreicht der Ist-Wert den Soll-Wert des P-Reglers, wird der Proportionalbeiwert Null und der Regler stoppt zu regeln. Dadurch fällt der Ist-Wert wieder unter den Soll-Wert. Es kann also kein konstanter Ausgangsdruck eingestellt werden. Der Regler regelt folglich nur wenn eine Abweichung e herrscht. In nachfolgender Berechnung wird dieses Verhalten aufgrund der Änderung der Führungsgröße w näher erörtert.

Die Regelkreisglieder sind nach DIN 19226-4 [5] wie folgt definiert:

Strecke:

$$x = K_{PS}y \quad (3-17)$$

Regler:

$$y = K_{PR}e \quad (3-18)$$

Vergleicher:

$$e = w - x \quad (3-19)$$

Die Übertragungsfunktionen der P-T₁-Strecke und der Regeleinrichtung lauten:

$$G_S(s) = \frac{x(s)}{y(s)} = \frac{K_{PS}}{1 + sT_1} \quad (3-20)$$

$$G_R(s) = \frac{y_R(s)}{e(s)} = K_R \quad (3-21)$$

Durch eine Laplace-Transformation, der Berücksichtigung des Sollwertsprunges $w\sigma(t)$ und einer anschließenden Rücktransformation in den Zeitbereich stellt sich folgende Regelgröße $x(\infty)$ ein

$$x(\infty) = \frac{K_{PR}K_{PS}w}{1 + K_{PR}K_{PS}} \quad (3-22)$$

Die bleibende Regeldifferenz $e(\infty)$ ergibt sich mit

$$x(\infty) = \frac{K_{PR}K_{PS}w}{1 + K_{PR}K_{PS}} \quad (3-23)$$

zu

$$e(\infty) = w - x(\infty) = \frac{w}{1 + K_{PR}K_{PS}} \quad (3-24)$$

Die Formel zeigt, dass der Sollwert w nie erreicht werden kann. Durch höhere Proportionalfaktoren kann die Regeldifferenz aber verkleinert werden. Dies bewirkt aber eine Instabilität.

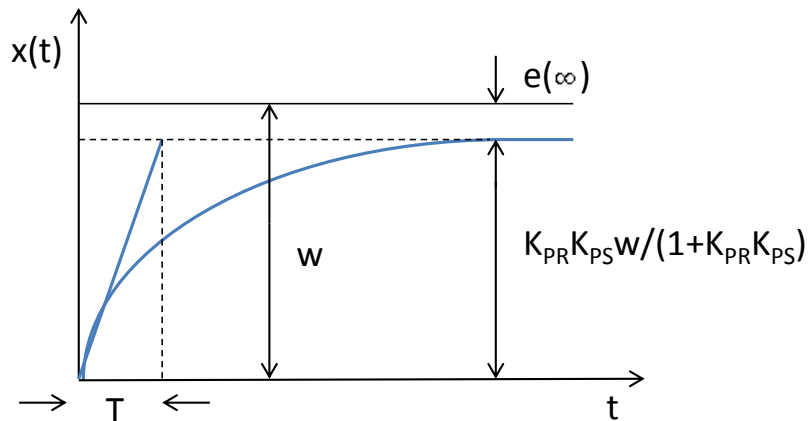


Abbildung 3-26: Führungssprungantwort des Regelkreises

Anwendungsspezifischer ist im Falle des Druckreglers anstatt der Änderung der Führungsgröße w die Änderung der Störgröße z . Diese Änderung kann z.B. der sinkende Eingangsdruck sein. Auch diesmal bleibt durch die P-Regelung eine Regeldifferenz bestehen. Die Übertragungsfunktion der Störung ist wie folgt definiert.

$$G_Z(s) = \frac{x(s)}{z(s)} = \frac{G_S(s)}{1 + G_R(s)G_S(s)} = \frac{K_{PS}}{1 + K_{PR}K_{PS} + sT_I} \quad (3-25)$$

Durch eine Laplace-Transformation, der Berücksichtigung des Störsprunges $z\sigma(t)$ und einer anschließenden Rücktransformation in den Zeitbereich stellt sich folgende Regelgröße $x(\infty)$ ein:

$$x(\infty) = \frac{K_{PS}z}{1 + K_{PR}K_{PS}} \quad (3-26)$$

Die bleibende Regeldifferenz $e(\infty)$ ergibt sich mit $e = w - x(\infty)$ und $w = 0$ wegen der Konstante der Festwertregelung zu:

$$e(\infty) = \frac{-K_{PS}z}{1 + K_{PR}K_{PS}} \quad (3-27)$$

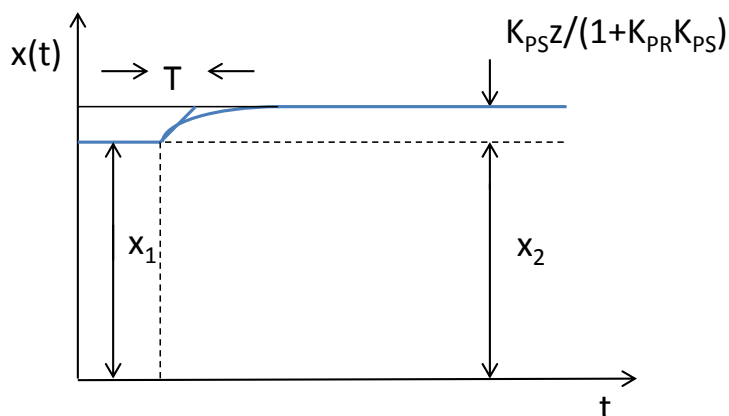


Abbildung 3-27: Störungssprungantwort des Regelkreises

Das Produkt aus dem Regler-Proportionalbeiwert K_{PR} und dem Regelstrecken-Proportionalbeiwert K_{PS} ist die Kreisverstärkung V_0 . Die Kreisverstärkung darf einen bestimmten Wert nicht übersteigen, da sich sonst ein schwingender Regelkreis einstellt. Die Abbildung 3-28 zeigt nach DINIEC 60050-351 [5] ein einschwingendes System das durch eine Sprungfunktion, die durch eine Änderung der Führungsgröße w beziehungsweise durch eine Änderung der Störgröße z erregt wurde. Die einschwingende Sprungantwort ist durch

folgende Kennwerte bestimmt, die auch der Beurteilung des dynamischen Verhaltens dienen.

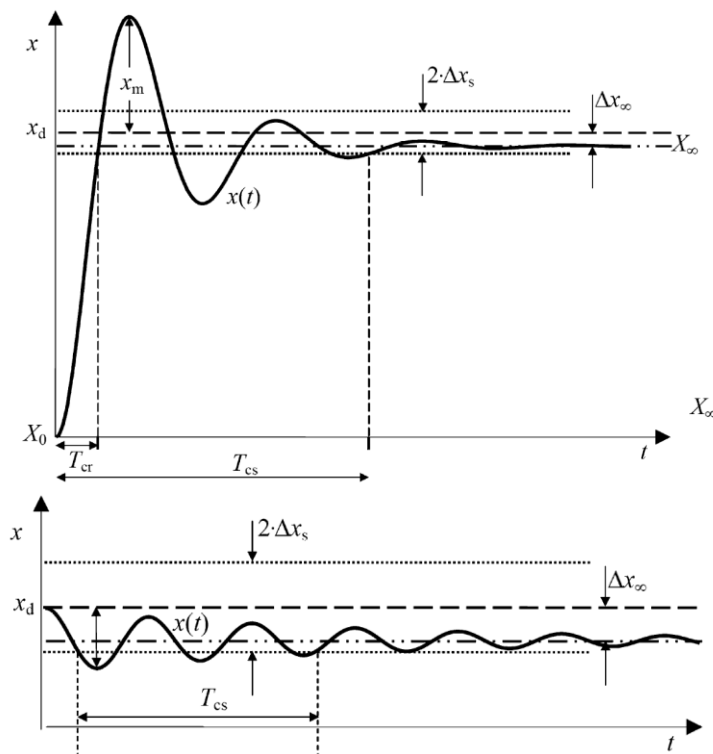


Abbildung 3-28: Einschwingvorgang durch Führungs- und Störgrößenänderung nach DINIEC 60050-351 [5]

- Überschwingweite x_m : Die Überschwingweite x_m ist die größte Abweichung der Sprungantwort vom Grenzwert nach dem erstmaligen Überschreiten einer der Grenzen der Einschwingtoleranz.
- Anregelzeit T_{cr} : Die „Control Rise Time“ ist ein Maß für die Schnelligkeit der Sprungantwort. Sie ist jene Zeit die vergeht wenn ein Führungs- oder Störsprung in der Sprungfunktion auftritt und die Sprungantwort erstmalig den Toleranzbereich des Beharrungswertes erreicht.
- Ausregelzeit T_{cs} : Die „Control Setting Time“ ist die Dauer, die die Sprungantwort bei Auftreten einer Sprungfunktion benötigt um im Toleranzbereich des Beharrungswertes zum dauernden Verbleib einzutreten.
- Bleibende Regeldifferenz $\Delta x(\infty)$: Die bleibende Regeldifferenz ist durch die P-Regelung gegeben und ist durch die Proportionalbeiwerte bestimmt.

Voraussetzungen für ein gutes dynamisches Verhalten

Um den Anforderungen an ein gutes dynamisches Verhalten gerecht zu werden, muss eine möglichst kurze Ansprechzeit und ein möglichst schwingungsarmer Betrieb gewährleistet werden. Dies führt zu einer geringen Anregelzeit T_{cr} , einer geringen Ausregelzeit T_{cs} , einer kleinen Überschwingweite x_m sowie einer gering bleibenden Regeldifferenz $\Delta x(\infty)$. Diese Kriterien lassen sich anhand der Sprungantwort oder aus den gemäß den Übertragungsfunktionen gebildeten Differentialgleichungen bestimmen. Die Differentialgleichungen können anschließend nach Stabilitätskriterien (z.B. nach Hurwitz oder nach Nyquist) untersucht werden. Da dies erst nach einer genauen Modellbildung möglich ist und das nicht im Fokus der Arbeit liegt, muss an dieser Stelle auf die weiterführende Literatur der Regelungstechnik verwiesen werden. In Anbetracht dessen werden nur auf qualitative Weise Auslegungskriterien abgeleitet, die der Erfüllung der genannten Merkmale dienen.

Die Anregelzeit T_{cr} ist ein Indikator für die Schnelligkeit des Ventils und hängt von der Ordnung der Regelstrecke des schwingfähigen Systems ab. Die Ordnung steigt mit der Anzahl der Glieder in der Strecke. Je geringer die Ordnung ist, desto steiler ist der Gradient der Sprungantwort und desto kürzer ist die Ansprechzeit. Des Weiteren führt eine hohe Federsteifigkeit mit kurzem Hub und einer geringen Masse des Kolbens zu einer schnellen Beschleunigung des Kolbens, wodurch sich ebenso die Ansprechzeit verringert. Da sich bei einer hohen Federsteifigkeit ein Trade Off mit dem statischen Verhalten zeigt, ist lediglich die Anforderung der geringen Anzahl an Glieder und der geringen Masse des Kolbens festzuhalten.

$$f_{T_{cr}}(\text{Anzahl der Glieder}, c_F, m_K)$$

Die Ausregelzeit T_{cs} ist maßgebend für die Stabilität des Ventils und durch die Dämpfung gekennzeichnet. Eine große Dämpfung hat eine kurze Ausregelzeit zur Folge. Ein großer Dämpfungsfaktor führt allerdings wieder zu einer Verlängerung der Anregelzeit. Da ohne Dämpfung kein stabiles Arbeiten des Ventils gewährleistet werden kann, muss hier ein Kompromiss zwischen Dämpfungsverhalten und Zeitverhalten getroffen werden. Ursache der Ausregelzeit ist wiederum die Trägheit der bewegten Masse.

$$f_{T_{cs}}(D, m_K)$$

Die Überschwingweite x_m korreliert gleich wie die Ausregelzeit mit der Größe des Dämpfungsfaktors und ist ebenso ein Indikator der Stabilität. Je größer die Dämpfung desto kleiner wird die Überschwingweite. Der Dämpfungsfaktor kann im Anwendungsfall des Druckreglers entweder mechanisch oder gasdynamisch beeinflusst werden. Die mechanische Dämpfung kann mittels Federkraft erfolgen. Bei der gasdynamischen Dämpfung wird das Stellglied so ausgeführt, dass bei seinem Hub die gegenüberliegende Kolbenfläche in einem Zylinder eine Kompression zur Folge hat. Ohne Simulation kann aber die Notwendigkeit eines Dämpfungskolbens nicht beurteilt werden. Eine Verkürzung der Überschwingweite ist analog zur Ausregelzeit, durch eine Reduktion der Massenträgheiten zu erzielen.

$$f_{x_m}(D, m_K)$$

Die bleibende Regeldifferenz $\Delta x(\infty)$ ist ein Maß für die Genauigkeit und wird ausschließlich vom Proportionalbeiwert bestimmt. Um die Regeldifferenz gering zu halten, sollte der Proportionalbeiwert möglichst groß sein. Daraus resultieren aber ein kleinerer Regelbereich und eine Erhöhung der Schwingneigung des Regelkreises. Alternativ kann anstatt einem P-Regler ein PI-Regler eingesetzt werden. Ein integrierendes Regelverhalten ist aber wie bereits erwähnt anstatt mit Federkraft mit einer entsprechenden Masse zu realisieren und nicht zielführend.

$$f_{\Delta x(\infty)}(K_{PR}, K_{PS})$$

Es ist leider nicht möglich Genauigkeit, Stabilität und Schnelligkeit gleichermaßen zu erhöhen. Da sich diese Anforderungen einander zum Teil widersprechen, müssen Kompromisse getroffen werden. Zusammenfassend können aber folgende Anforderungen für ein besseres dynamisches Verhalten erhoben werden:

Tabelle 12: Anforderungen an ein gutes dynamische Verhalten

Dynamisches Verhalten	Anforderungen
Schnelligkeit	Geringe Anzahl der zu übertragenen Glieder
	Geringes Spiel der mechanischen Übertragungsglieder
	Kleine Massenträgheitsmomente

Genauigkeit	Große Proportionalbeiwerte für großes ΔK_v
Stabilität	Kleine Massenträgheitsmomente
	Hohe Dämpfung gegen Überschwingen

Dynamisches Verhalten Konzept A

Aus mehreren Gründen können weder für das statische noch für das dynamische Verhalten quantitativen Erhebungen gemacht werden. Dazu müssten die Prototypen in einem detailgetreuen mathematischen System abgebildet werden und anschließend der Regelkreis mit geeigneter Software wie MATLAB Simulink simuliert werden. Diese Vorgehensweise ist nicht Teil dieser Arbeit. In Anbetracht dessen werden die beiden Konzepte nur auf die zuvor hergeleiteten Voraussetzungen bewertet.

Das Konzept A ist aus Sicht der Regelungstechnik ein Regelkreis mit einem P-Regler und einer PT₁-Strecke. Demzufolge sind die der Beurteilung des dynamischen Verhaltens dienenden Sprungantworten gleicher Ordnung, wie die des Grundprinzips. Die Glieder sind in nachfolgender Abbildung ersichtlich.

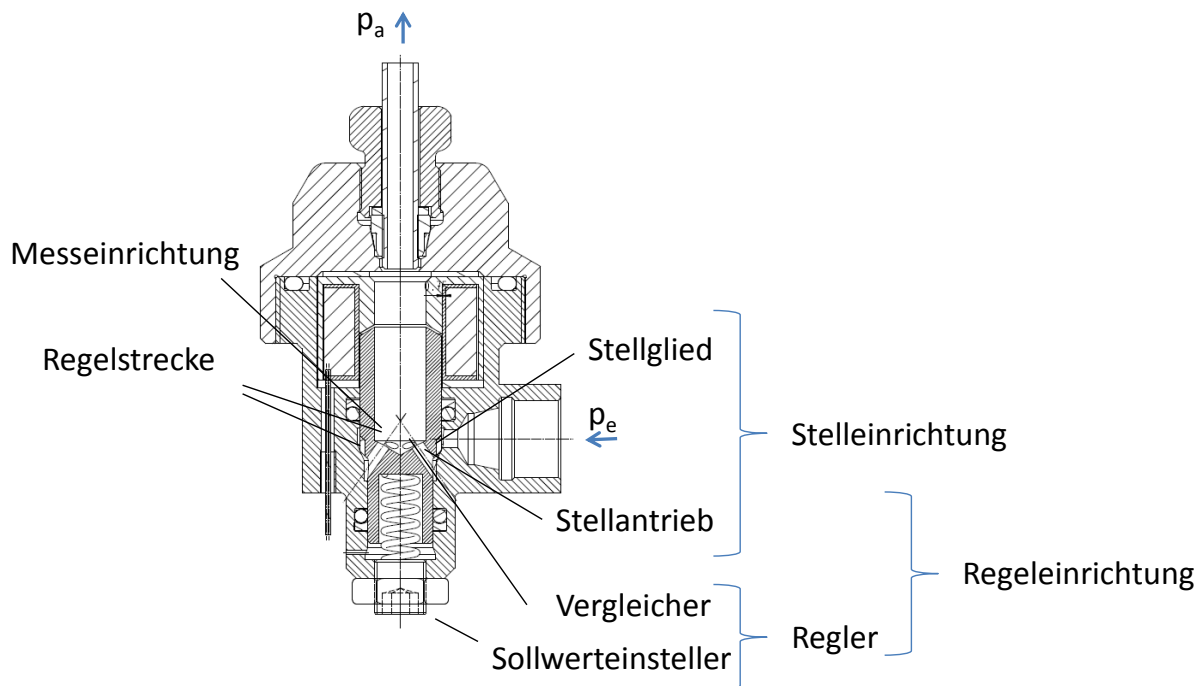


Abbildung 3-29: Regelkreiskomponenten Konzept A

Im Bezug auf die Schnelligkeit (Anregelzeit T_{cr}) des Ventils hat das Konzept analog zum Grundprinzip den Vorteil, dass das Stellglied und der Stellantrieb dasselbe Bauteil sind. Dadurch lässt sich auch die Regelstrecke 1. Ordnung erklären. Nachteilig wirkt sich allerdings die große Masse des Kolbens durch eine sehr groß dimensionierte gasführende Bohrung aus. Durch Optimierung der wirkenden Kolbenfläche und der Federkraft kann diese allerdings gesenkt werden. Auf eine ausreichend lange Führung des Kolbens ist dabei zu achten.

Die Genauigkeit (Regeldifferenz $\Delta x(\infty)$) der Regelung ist bei diesem Konzept durch einen sehr großen Proportionalbeiwert gegeben. Bereits ein kleiner Hub führt zu einer großen Durchflussänderung ΔK_v .

Analog zur Schnelligkeit kann hinsichtlich zur Verbesserung der Stabilität (Ausregelzeit T_{cs} , Überschwingweite x_m) die Kolbenmasse noch verringert werden.

Dynamisches Verhalten Konzept B

Das Konzept B ist aus regelungstechnischer Sicht ein Regelkreis mit einem P-Regler und eine P-T₂-T₁ Strecke. Das bedeutet, dass die Strecke zweiter Ordnung ist und ein Totzeitglied aufweist. Die zweite Ordnung lässt sich durch die zwei getrennten Regelkreisglieder Stellglied und Stellantrieb erklären. Das Totzeitglied entsteht dadurch, dass beim Schließen des Stellgliedes funktionsbedingt kein Kontakt zum Stellantrieb vorliegt. Nachfolgende Abbildung stellt die Regelkreiskomponenten von der zweiten Stufe des Konzepts B dar:

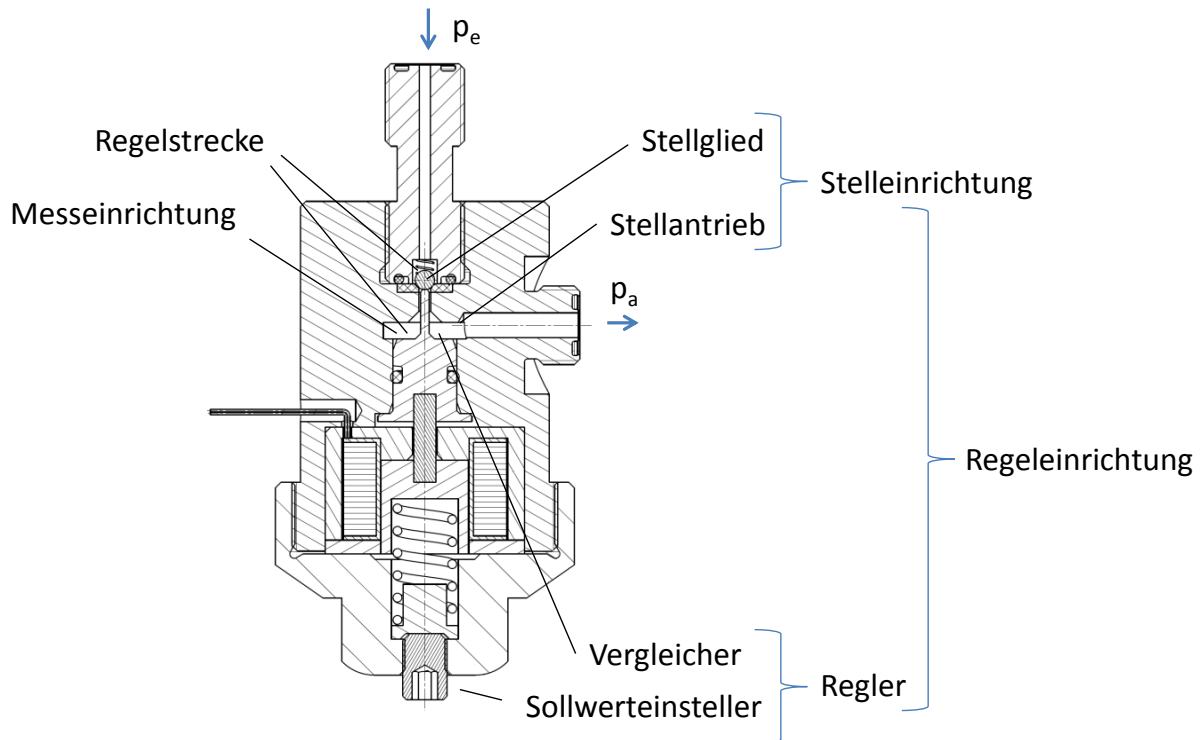


Abbildung 3-30: Regelkreiskomponenten Konzept B

Die Schnelligkeit der Regelung ist bei diesem Konzept aufgrund der längeren Regelstrecke geringer wie bei Konzept A. Die Regelstrecke besteht nun aus zwei getrennten Gliedern, der Kugel (Stellglied) und dem Kolben (Messort). Das Totzeitglied wirkt aufgrund der Weglänge beim geschlossenen Kolben zwischen dem Stellantrieb (der Stößel) und dem Stellglied (die Kugel) bis zu dem Zeitpunkt wenn die Kugel zum Anheben berührt wird. Die Verzugszeit wird umso größer je größer die Kolbenabsenkung durch einen größeren Ausgangsdruck wird. Die Verzugszeit wird demzufolge bei niedrigem Behälterdruck am größten sein.

Die Genauigkeit (Regeldifferenz $\Delta x(\infty)$) kann durch einen großen Proportionalbeiwert, also durch eine große Durchflussänderung ΔK_v , erhöht werden. Die Größe des Proportionalbeiwertes ist durch den Einfluss des Eingangsdruckes auf die Dichtfläche und den Stößel - Querschnitt limitiert. Ein Kompromiss zwischen Statik und Dynamik ist hier anzutreffen.

Die Stabilität (Ausregelzeit T_{cs} , Überschwingweite x_m) kann ursachengemäß nur durch Reduktion der bewegten Massen erfolgen. Die erste Stufe hat funktionsbedingt einen massereichen Kolben. Dieser Umstand kann aber aufgrund der nachfolgenden zweiten Stufe vernachlässigt werden, die im Sinne der Stabilität bereits sehr geringe bewegte Massen aufweist.

3.1.4 Störkräfte

Die ersten Störkräfte können bereits beim statischen Verhalten erhoben werden. Diese beschränken sich allerdings nur auf die variablen Druck- und Federkräfte sowie auf die Haftreibung in der Endlage des Kolbens, was zu Abweichungen im Druck-Volumenstrom Verhalten im Regelzyklus führt. Im nachfolgenden Kapitel werden Störkräfte untersucht, die einen noch stärkeren Einfluss nehmen können. Diese sind reibungsbedingte Störkräfte im Entnahmezyklus.

Beschreibung der Störkräfte

Störkräfte in Druckventilen sind ein Problem, das immer mehr in den Vordergrund tritt. Der Grund ist, dass immer höhere Anforderungen an die Regelgeschwindigkeit und an die Regelgüte der Ventile gestellt werden. Die dadurch steigende Empfindlichkeit der Systeme führt zu immer größer werdender Anfälligkeit auf Störkräfte. In nachfolgender Abbildung sind die Orte an denen die Störkräfte am Druckregler – Grundprinzip auftreten rot markiert. Die dargestellten kreisrunden Flächen sind zwei O-Ringe, die zum einen den Niederdruck gegen die federbelastete Unterseite des Kolbens abdichtet, und zum anderen die Hochdruckseite gegen die Umgebung abdichtet. Die markierten Mantelflächen sind Kontaktflächen bei denen zwischen der Kolben- und der Zylinderfläche Reibung auftritt. Neben den abgebildeten O-Ringen werden in Druckventilen noch weitere Dichtungen eingesetzt. Da diese aber nur statisch eingesetzt werden, um z.B. einen Deckel für die Montage gegen die Umgebung abzudichten und keine Störkräfte zur Folge haben, kann auf deren Berücksichtigung verzichtet werden.

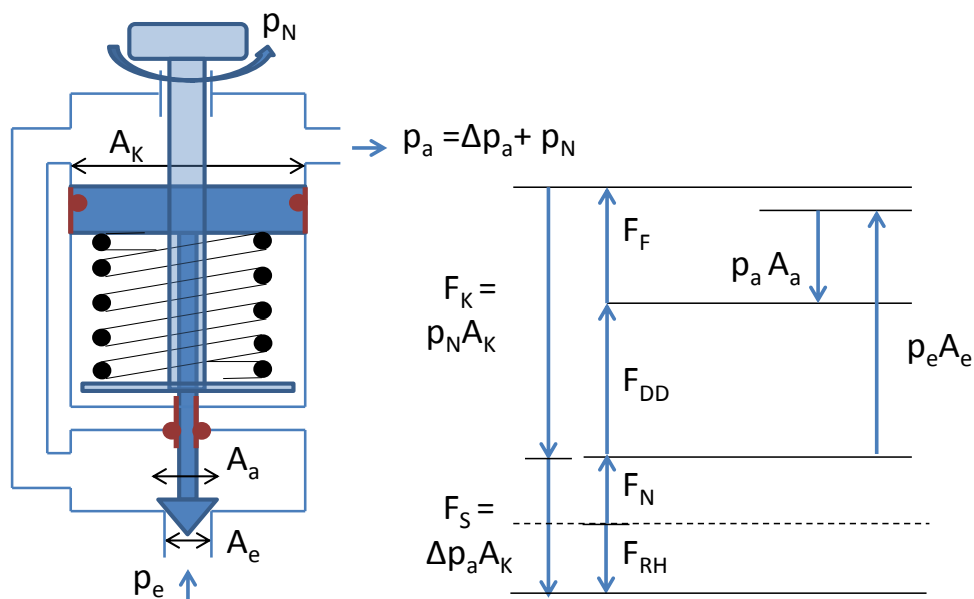


Abbildung 3-31: Störkräfte am Grundprinzip des Druckreglers

An der Kräftebilanz erkennt man, dass in der Ruhelage naturgemäß nur eine Haftreibung F_{RH} auftritt. Diese Haftreibung muss zum Öffnen des Querschnittes überwunden werden was eine um die Haftreibung vergrößerte, positive Stellkraft F_S beim Öffnungsvorgang erfordert. Während der Öffnung wirkt die Gleitreibung F_{RH} , die einen geringeren Wert wie die Haftreibung aufweist, aber um deren Wert die Stellkraft während des Hubes vergrößert sein muss. Der dadurch vergrößerte Differenzdruck Δp_a führt zu einem erhöhten Ausgangsdruck p_a . Wird der Reibungseinfluss in der Kalibrierung des Druckreglers berücksichtigt, in dem der Istausgangsdruck den Sollausgangsdruck nicht überschreiten darf, so ist der Nennwert p_N zu reduzieren. Folglich ist eine um diese Druckdifferenz vergrößerte Druckschwankung, die zu einer weiteren Unterschreitung des Sollausgangsdruckes führt zu akzeptieren. Diese haftreibungsbedingte Hysterese h , die innerhalb eines Regelzyklus auftritt, ist in nachfolgender Abbildung dargestellt.

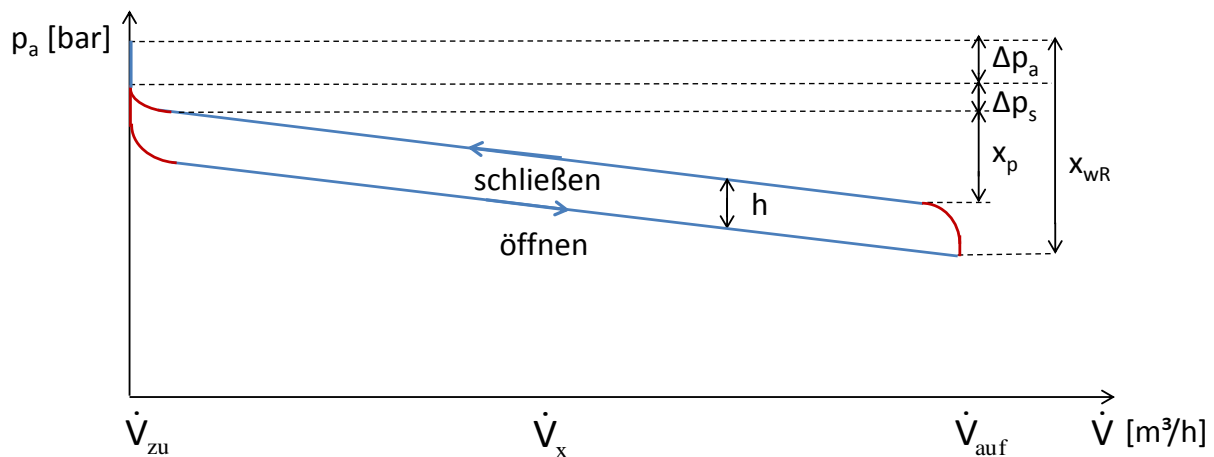


Abbildung 3-32: Störkräfte am Grundprinzip des Druckreglers

Die Ursache für dieses Verhalten ist der Stick-Slip Effekt bzw. der Haftgleiteffekt. Dieses Verhalten führt zu einem Kompromiss zwischen der Anforderung an eine minimale Reibung durch geringe Vorpressung bei einer gleichzeitigen maximalen Dichtwirkung. Herausfordernd sind die starke Toleranzabhängigkeit der betroffenen Bauteile und die immer stärkere Zunahme des Effektes bei kleiner werdendem Durchmesser [41].

Wenn O - Ringe konstruktionsbedingt im Hochdruckbereich eingesetzt werden müssen, so wie es in der Abbildung 3-16 und 3-17 der Fall wäre, bei dem der Stempel vom Kolben gegen die Druckdifferenz zwischen Hochdruck und Niederdruck bzw. Umgebungsdruck abgedichtet werden muss, bewirken die Reibungskräfte neben einer Abweichung im Regelzyklus x_{wRR} auch eine Abweichung im Entnahmezyklus x_{wRE} . Die auftretende Abweichung erfolgt innerhalb eines Regelzyklus, zeigt aber durch die Abhängigkeit vom Behälterdruck ihren Einfluss auf den Entnahmezyklus. Mit steigendem Behälterdruck nehmen diese Abweichungen des Regelzyklus im Entnahmezyklus zu. Der Grund ist, dass bei einem hohen Behälterdruck die Reibkraft, die immer gegen die Stellkraft und somit gegen die Bewegungsrichtung des Kolbens wirkt, eine größere Kolbenkraft zum Öffnen und zum Schließen zur Folge hat. Dadurch erwirkt ein hoher Eingangsdruck eine größere Schwankung x_{wREo} oberhalb des Sollausgangsdruckes und x_{wREu} unterhalb des Sollausgangsdruckes. Die Auswirkung der Reibkraft ist in Abbildung 3-33 dargestellt.

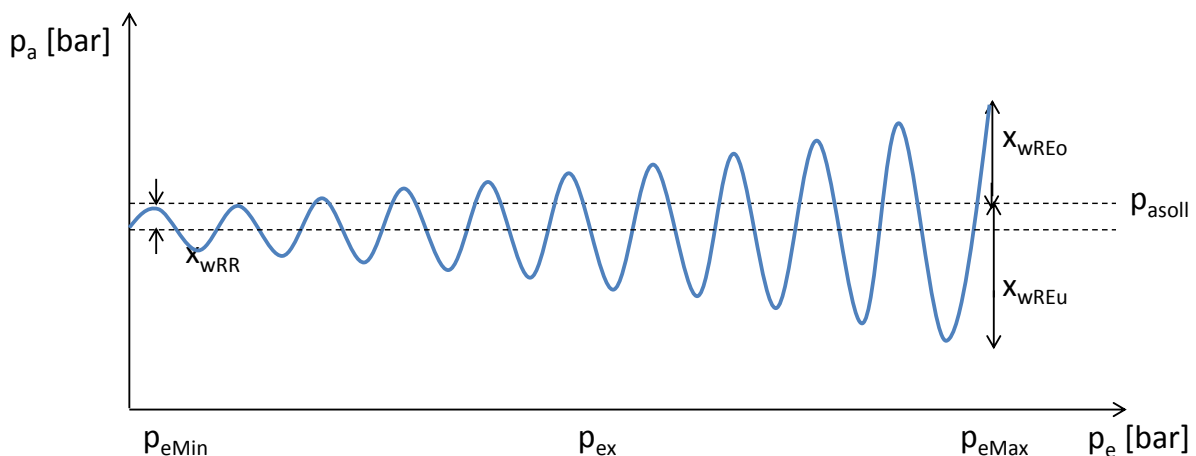


Abbildung 3-33: Abweichungen des Regelzyklus im Entnahmezyklus durch reibungsbedingte Störkräfte

Die Reibkraft, die aufgrund des Einsatzes von O-Ringen im Niederdruckbereich entsteht, bewirkt ausschließlich Abweichungen im Regelzyklus. Werden O-Ringe auch im variablen Hochdruckbereich eingesetzt, wie sie bei der Wirkrichtung der Dichtungskraft in Richtung der Kolbenkraft notwendig sind, entsteht eine variable Abweichung des Regelzyklus im

Entnahmezyklus. Die experimentelle Analyse im Kapitel 3.2. der beiden Prototypen beweist diesen Umstand.

Voraussetzungen für geringe Störkräfte

Die reibungsbedingten Störkräfte stellen durch ihren großen Einfluss und der Schwierigkeit zur Reduktion ein ernstzunehmendes Problem dar. Diese Aussage verhärtet sich durch die nicht selbstschmierende Wirkung des Mediums Wasserstoff aufgrund seiner Kohlenstofffreiheit.


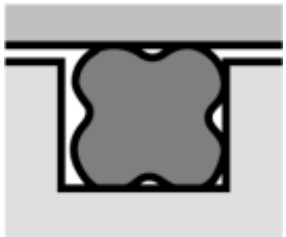
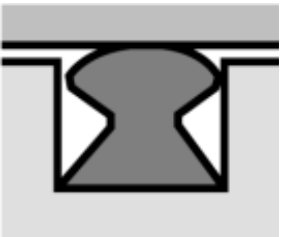



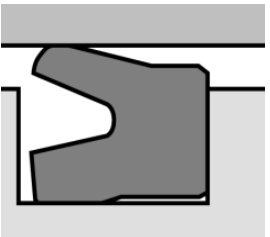
Um die Störeinflüsse im Regelzyklus und im Entnahmezyklus gering zu halten gilt es analog wie im Kapitel 3.1.1: „Dichtheit“ die Haft- und die Gleitreibung von O-Ringen so gut als möglich zu verringern. In beiden Fällen hängen sie vom Anpressdruck p , der Auflagefläche A und dem Reibwert μ ab. Der Reibwert lässt sich aber nach Gleit- und Haftreibwert unterscheiden:

$$f_{FRG}(p, A, \mu_G) \quad f_{FRH}(p, A, \mu_H)$$

Der Anpressdruck p setzt sich aus dem Betriebsdruck und der Verpressung des O-Ringes zusammen. Da auf den Betriebsdruck sinngemäß kein Einfluss genommen werden kann und die Verpressung, die die relative Änderung der Schnurstärke ist, mit 10 ÷ 25 % im Fall der Hochdruckanwendung einen verschwindend geringen Anteil hat, ist eine Reduktion des Anpressdruckes nur in geringem Maße möglich.

Die Auflagefläche kann durch eine Miniaturisierung, alternativen Dichtformen und der Reduktion der Verformung durch eine Optimierung der Verpressung und der Shore Härte beeinflusst werden. Der anteilige Einfluss der Reduktion der Verformung ist in der Regel aber durch die Vorgabe eine Shore Härte von 95 % und einer Verpressung von 10 ÷ 25 % vernachlässigbar gering. Alternative Dichtformen bieten im vorliegenden Anwendungsfall die Möglichkeit die Kontaktfläche erheblich zu reduzieren. In nachfolgender Tabelle 13 sind verschiedene Möglichkeiten dargestellt.

Tabelle 13: Verschiedene Dichtring Geometrien [16]

			
O-Ring	Quadring	I-Ring	K-Ring
			
Z-Ring	Topfmanschette	Lippenring	

Einen weiteren großen Einfluss auf die Auflagefläche hat die Miniaturisierung. In diesem Fall sollen sämtliche konstruktionsbedingten Möglichkeiten genutzt werden um durch kleine Dichtungen die wirkende Auflagefläche zu reduzieren.

Als letzte Einflussgröße kann der Reibwert erhoben werden. Der Reibwert hängt von einer Vielzahl an Parametern ab. Diese wären die Normalkraft, die Gleitgeschwindigkeit, die Oberflächenrauheit, die Kontaktzeit und die Temperatur [36].

Im Anwendungsfall des Druckventils ist nur die Reduktion der Oberflächenrauheit realisierbar. Dies lässt sich neben einer hohen Fertigungsgüte nur durch Schmiermittel senken. Aufgrund der geforderten Reinheit ist auf die Zulässigkeit der Schmiermittel zu achten.

Man erkennt, dass im dynamischen Einsatz und unter hohen Betriebsdruck Dichtungen wie O-Ringe oder K-Ringe an ihre Einsatzgrenzen kommen. In diesem Fall muss im Anwendungsfall des Druckventils auf ein alternatives Dichtkonzept zurückgegriffen werden. Jene Dichtung die für den dynamischen Einsatz ausgelegt ist, Reibungsfreiheit bietet und somit keinen Stick-Slip Effekt aufweist, ist die Membrandichtung. Diese zeichnet sich des Weiteren dadurch aus, dass sie kleine als auch große Kolbenhubbewegungen ermöglichen kann, unempfindlich gegen Druckstöße ist, eine hohe Standzeit hat und die maximal mögliche Dichtheit aufgrund der hermetischen Abdichtung erreicht. In nachfolgender Abbildung ist eine Membrandichtung in der Ausführung „Gummiblattendichtung“ dargestellt. Diese ist ideal für Hochdruckerwendungen, da sie sich durch einen geringen Hub mit einer engen Bohrung-Welle Paarung auszeichnet:

Elastomer-Folie 0,1...1 mm dick

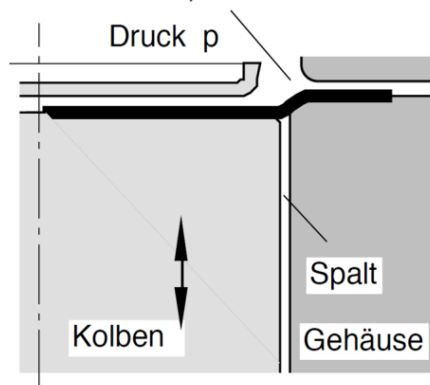


Abbildung 3-34: Gummiblattendichtung [36]

Zusammenfassend können folgende Anforderungen für geringe reibungsbedingte Störgrößen erhoben werden:

Tabelle 14: Anforderungen an geringe reibungsbedingte Störgrößen

Störkräfte	Anforderungen
Haft- und Gleitreibung	Geringe Anzahl an (druckbelastete) Dichtungen
	Kleine Kontaktflächen
	Optimale Verpressung und Shore Härte
	Hohe Oberflächengüte
	Schmiermittel Einsatz
	Statt Ring-Dichtung Membrandichtung einsetzen

Störkräfte Konzept A

Bei Konzept A zeigt sich nun der Nachteil der druckausgeglichenen Anströmung. Der radial wirkende Eingangsdruck am Kolben muss gegen beide Bewegungsrichtungen abgedichtet werden. Durch die konstruktive Umsetzung mit zwei O-Ringen führt das zu erheblichen reibungsbedingten Störgrößen.

In der Abbildung 3-4: „Dichtungen Konzept A“ im Kapitel 3.1.1 sind die beiden O-Ringe ersichtlich. Der untere O-Ring, der den Ausgangsdruck gegen die Umgebung abdichtet, wird mit dem wirkenden Ausgangsdruck verformt. Da der Ausgangsdruck abgesehen von unerwünschten Einflüssen konstant ist, kann die wirkende Störgröße in die Auslegung der Kolbenfläche und der Federsteifigkeit mit einfließen. Letztlich wird durch diesen O-Ring nur eine Stick-Slip bedingte Abweichung im Regelzyklus auftreten. Einen erheblicheren Einfluss zeigt der obere O-Ring. Dieser wird mit dem variablen Eingangsdruck verformt. Da die auftretende Störgröße durch den weiten Druckbereich von 18 bar bis 875 bar gezeichnet ist, wird eine signifikante Abweichung im Fahrzyklus auftreten.

Der obere O-Ring, der den variablen Eingangsdruck gegen den Ausgangsdruck abdichtet, ist aufgrund der großen Druckdifferenz erheblichen Verformungskräften ausgesetzt. In diesem Fall bietet sich der Einsatz einer Membrandichtung anstatt eines O-Ringes an.

Störkräfte Konzept B

Das Konzept B zeigt zwar erhebliche Störkräfte durch variable Druck- und Federkräfte, die reibungsbedingten Störkräfte werden allerdings gering sein. Der Grund ist, dass wie in Abbildung 3-4: „Dichtungen Konzept B“ im Kapitel 3.1.1 ersichtlich ist, nur eine O-Ring Dichtung dynamisch eingesetzt wird. Dieser O-Ring dichtet den Ausgangsdruck gegen die Umgebung ab und bewirkt wie beim unteren O-Ring von Typ A nur eine Stick-Slip bedingte Abweichung im Regelzyklus.

3.1.5 Zusammenfassung der theoretischen Analyse

Die theoretische Analyse zeigt, dass für die Kriterien Dichtheit, statisches Verhalten, dynamisches Verhalten und Störkräfte eine Vielzahl an Parametern Einfluss haben. Um ein vielversprechendes Ergebnis zu erreichen ist es notwendig, die abgeleiteten Anforderungen weitestgehend einzuhalten. In der nachfolgenden Tabelle werden die Anforderungen zusammengefasst:

Tabelle 15: Merkmale, ihre Wirkung und die Anforderungen an Druckventile

Merkmals	Wirkung	Anforderungen
Dichtheit	Porenleck	Geringe Anzahl an Dichtungen
		Kleine Querschnittsflächen/ Kurze umlaufende Kontaktlinien
		Kleine Form- u. Oberflächentoleranzen
		Geringer Widerstand gegen elastische Verformung
	Permeationsleck	Geringe Anzahl an Dichtungen
		Kleine Querschnittsflächen
		Kleiner Permeabilitätsfaktor

	O-Ring Leckage durch Dekompression und Abrieb	Basispolymer mit resistenter Molekülvernetzung
		Ausreichend großes E-Modul
		Kleine Kontaktfläche zwischen Dichtring und Bohrung
		Geringe Rauhtiefe der Oberflächen
		Einsatz von Schmiermittel
Statisches Verhalten	Regelzyklus	Geringe Federsteifigkeit
		Geringe Leckage am Dichtsitz
		Lange Feder, Großer Kolbenhub
		Große Kolbenfläche für größeren Hub
		Kleine Dichtfläche, Druckausgeglichenheit
		Steile Kennlinie für große ΔK_v
		Großer K_{vs} -Wert für große maximale ΔK_v
	Entnahmezyklus	Differenzdruckkraft entgegen der Kolbenkraft wirkend
		Kleine Dichtfläche bzw. Druckausgleich
	Dynamisches Verhalten	Schnelligkeit
Geringes Spiel der mechanischen Übertragungsglieder		
Kleine Massenträgheitsmomente		
Genauigkeit		Große Proportionalbeiwerte für großes ΔK_v
Stabilität		Kleine Massenträgheitsmomente
		Hohe Dämpfung gegen Überschwingen
Störkräfte	Haft- und Gleitreibung	Geringe Anzahl an (druckbelastete) Dichtungen
		Kleine Kontaktflächen
		Optimale Verpressung und Shore Härte
		Hohe Oberflächengüte
		Schmiermittel Einsatz
		Statt Ring-Dichtung Membrandichtung einsetzen

3.2 Experimentelle Analyse

Das Ziel der experimentellen Analyse ist es, die beiden Druckreglerkonzepte hinsichtlich verschiedener Kriterien zu untersuchen die aufgrund der theoretischen Analyse erhoben werden. Bei diesen Kriterien beschränkt man sich auf wesentliche Funktionen die mit Hilfe von Prinzipversuche getestet werden. Der Grund ist einerseits, dass nach einem Ausschlussverfahren die Funktionalitäten gezielt erprobt werden können, andererseits liegen bei Konzept B nur partikuläre Prototypenteile vor, die keinen umfassenden Einsatz erlauben.

In erster Linie werden die zwei Konzepte auf Dichtheit geprüft. Da beide Ventile als Sitzventile ausgeführt sind, verspricht man sich gegenüber Schieberventile geringe Leckagen. Als Dichtprinzip nutzt Konzept A eine Kegel-Kegel Paarung, Konzept B nutzt hingegen eine Kugel-Kegel Paarung.

Das Konzept A wird in weiterer Folge auf das statische Verhalten und auf dessen Störkräfte untersucht. Die statische Regelung des Druckes wird voraussichtlich durch erhebliche Reibkräfte des O-Ringes im Hochdruckbereich negativ beeinflusst. Abhängig vom anliegenden Eingangsdruck lässt sich aufgrund des sich einstellenden Ausgangsdruckes der Einfluss der Reibung ermitteln.

Das Konzept B wird bezüglich der Betätigung der Kugel mittels eines Stößels analysiert. Hierfür wird an unterschiedlichen Eingangsdrücken das Verhalten der Kugel untersucht, und die durch die Selbstzentrierung der Kugel ableitbare Dichtheit mittels einer Leckagemessung überprüft.

Nach den erfolgten Tests wird eine mikroskopische Untersuchung an den Dichtungen plastischen Verformungen, die durch die Druckkräfte verursacht werden, aufzeigen und Rückschlüsse auf eventuelle Leckagen geben können. Eine Zusammenfassung der Ergebnisse mit einer anschließenden Ableitung der erlangten Erkenntnisse zur Ergänzung des Anforderungsprofils schließt die experimentelle Analyse ab.

3.2.1 Prüfkörperaufbau

Aus Gründen der Ausfallsicherheit und der Vergleichbarkeit zwischen den Prüfergebnissen werden dichtheitsrelevante Bauteile wie Dichtringe und Dichtscheiben aus unterschiedlichen Materialien eingesetzt.

Für Konzept A werden Kolben getestet, die mit Dichtringen aus PU und PEEK versehen sind. Die O-Ringe sind aus NBR mit einer Shore-Härte von 90 gefertigt. Die Stützringe bestehen aus PU.

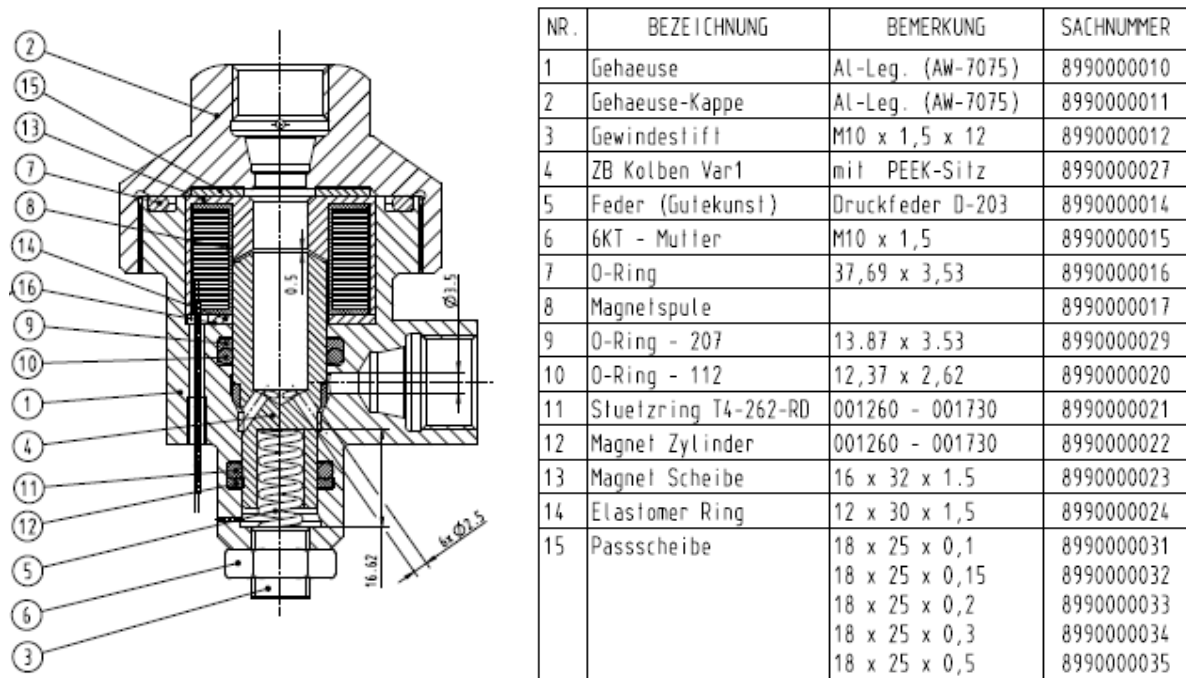


Abbildung 3-35: Prüfkörperaufbau Konzept A mit Stückliste [24]

Für Konzept B werden Dichtscheiben aus PU, NBR und PEEK eingesetzt. Die O-Ringe sind aus PU mit einer Shore-Härte von 95 gefertigt. Für das Konzept B existiert kein vollständiger Druckregler-Prototyp. Es liegen lediglich partikuläre Prototypenteile vor, die es erlauben, das Dichtkonzept der Kugel-Kegel Paarung zu testen. Der Zusammenbau ist in nachfolgender Abbildung dargestellt.

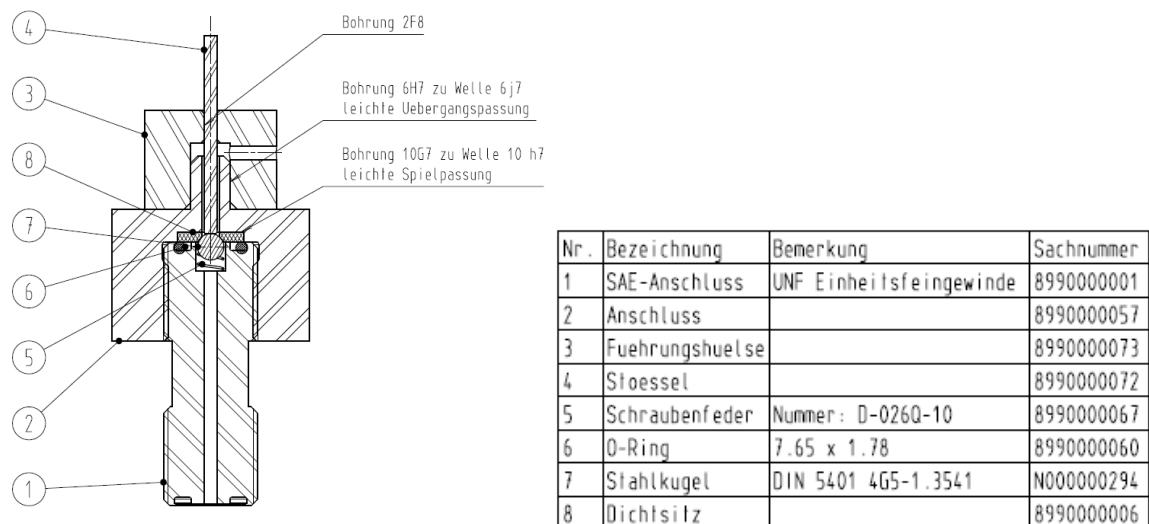


Abbildung 3-36: Prüfkörperaufbau Konzept B mit Stückliste [24]

Bei Hochdruckanwendungen ist die Sauberkeit der Bauteile von hoher Priorität. Kleinste Partikel können an den Dichtsitzen Prägungen und Rauigkeiten verursachen, die zu einem Anstieg der Leckage führen. Die zu untersuchenden Bauteile werden vor dem erstmaligen Zusammenbau gereinigt und auf optische Spuren untersucht. Mithilfe eines Mikroskops werden die Dichtungen auf mögliche Bearbeitungsmängel geprüft.

Die nachfolgende Abbildung 3-37 zeigt den Kolben des Konzeptes A mit Dichtringen aus PEEK und PU. Beide Dichtringe weisen eine gute Verarbeitungsqualität auf. Die fertigungsbedingten umlaufenden Ringe werden aufgrund ihrer radialen Ausrichtung nicht die Ursache für auftretende Leckagen sein.

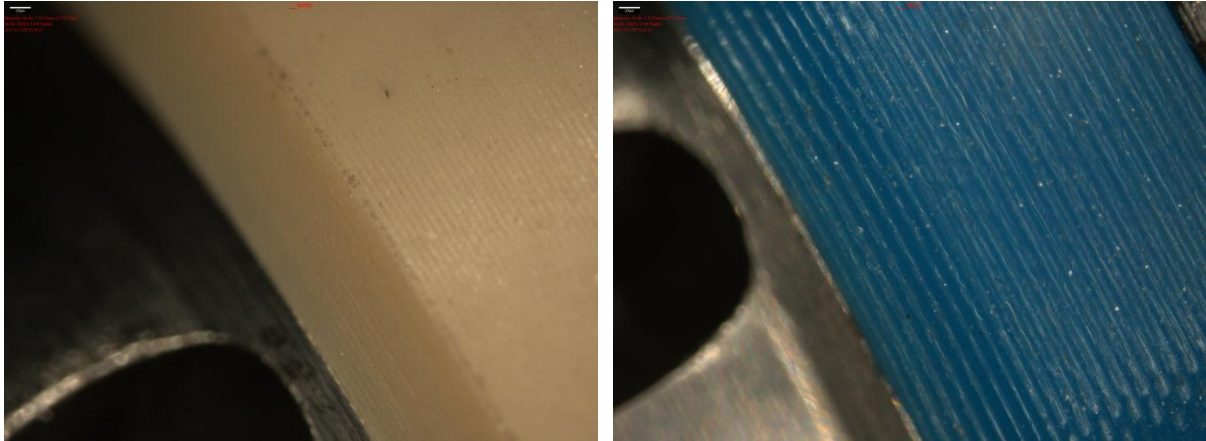


Abbildung 3-37: Dichtringe aus PEEK und PU unter einem Mikroskop

Die Dichtscheiben des Konzeptes B weisen deutlichere Bearbeitungsspuren auf. Die Dichtscheibe aus PEEK hat neben radialen Ringen auch axiale Spuren die durch Zustell- und Nachstellbewegungen des Werkzeuges auftreten können. Die Dichtscheibe aus PU weist an der Bohrung gut sichtbare Formtoleranzen auf.

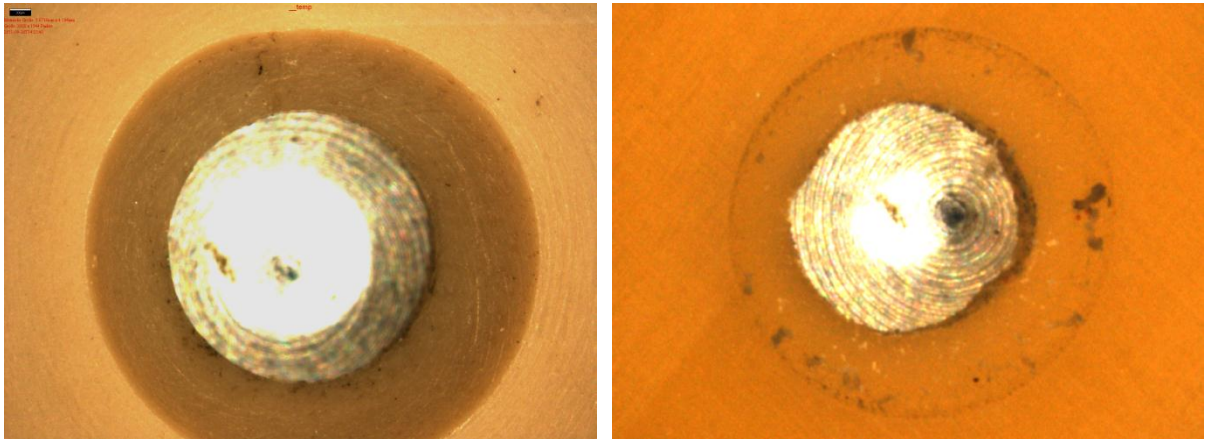


Abbildung 3-38: Dichtscheiben aus PEEK und PU unter einem Mikroskop

3.2.2 Prüfstands Aufbau

Der erste Versuchsaufbau für das Konzept A dient zur Prüfung der Dichtheit des Dichtsitzes. Um den Eingangsdruck am Druckregler (5) einstellen und überwachen zu können, ist die Zulaufleitung (1) mit einem Absperrventil (2) und einem Manometer (3) versehen. Der Drucksensor (4) speist den Rechner der den Verlauf des Druckes aufzeichnet. Der Druckregler (5) wird verbraucherseitig, d.h. an der Niederdruckseite mit Druck beaufschlagt. Dies wird den Kolben auf seinen Dichtsitz pressen, wodurch ein Ausströmen des Gases in den ursprünglichen Einlasskanal verhindert wird. An der ursprünglichen Eingangsseite wird ein spezielles Manometer (6) zur Messung der internen Leckage angeschlossen.

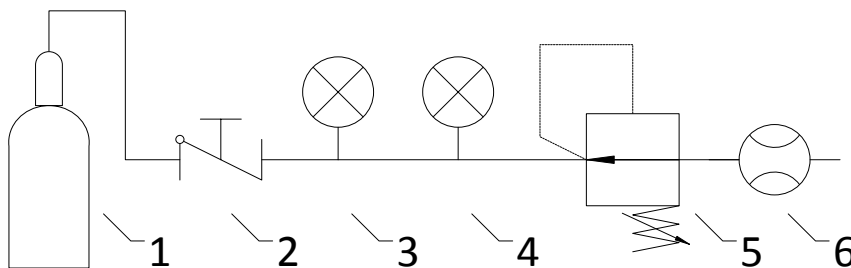


Abbildung 3-39: Versuchsaufbau Konzept A #1

Der zweite Versuchsaufbau für das Konzept A dient zur Prüfung der Regelfunktion. Wie bei dem vorangegangenen Aufbau ist die Zulaufleitung (1) mit einem Absperrventil (2) und einem Manometer (3) versehen, was ein Messen und Einstellen des Eingangsdruckes am Druckregler (5) erlaubt. Der Drucksensor (4) speist wiederum den Rechner der den Verlauf des Druckes aufzeichnet. Ein weiteres Absperrventil (8) ermöglicht das kontrollierte Ablassen bzw. Minimieren des Ausgangsdruckes der mit einem entsprechenden Drucksensor (6) aufgezeichnet wird und einem Manometer (7) verifiziert wird. Nach erfolgter Regelung dient ein spezielles Manometer (9) zur Messung der internen Leckage.

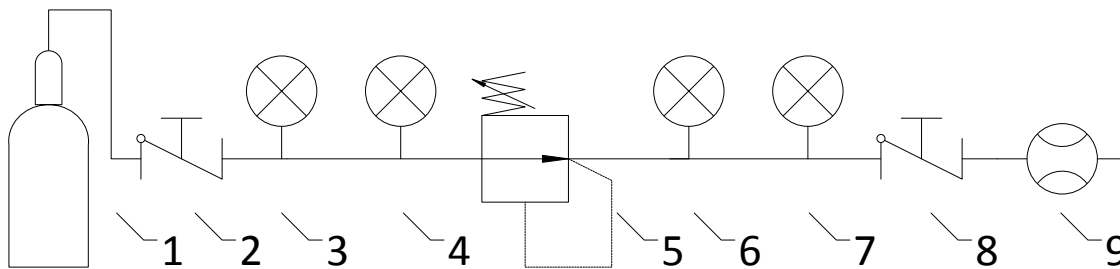


Abbildung 3-40: Versuchsaufbau Konzept A #2

Der Versuchsaufbau für das Konzept B dient zur Prüfung der Dichtheit des Dichtsitzes und des Verhaltens der Kugel bei ihrer Betätigung. Analog ist die Zulaufleitung (1) des Druckreglers (5) mit einem Absperrventil (2) und einem Manometer (3) zur Regelung des Eingangsdruckes versehen. Der Eingangsdruck wird die Kugel auf ihren Dichtsitz pressen und ein Ausströmen des Gases verhindern. Die interne Leckage lässt sich mit einem entsprechenden Manometer (6) ermitteln. Der Drucksensor (4) speist wiederum den Rechner der den Verlauf des abfallenden Druckes beim Anheben der Kugel aufzeichnet.

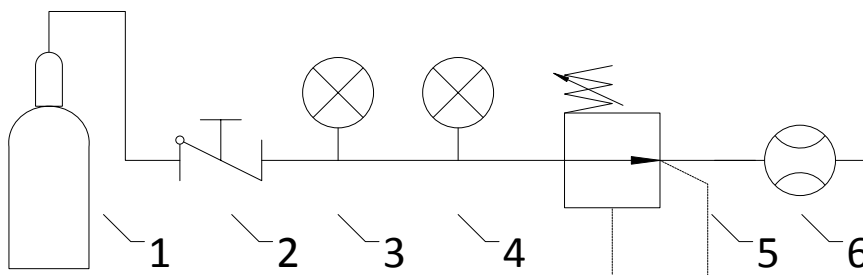


Abbildung 3-41: Versuchsaufbau Konzept B

3.2.3 Versuchsdurchführung

Im nachfolgenden Kapitel werden die Abläufe zu den Prüfungen beschrieben. Um den Aufwand der Prüfungen in einem sinnvollen Rahmen zu halten, werden die Prinzipversuche nur bei Raumtemperatur durchgeführt und der maximale Eingangsdruck vom Prüfgas Helium auf 200 bar beschränkt.

Konzept A

Für die Dichtheitsprüfung wird der Druckregler Konzept A ausgangsseitig mit Druck beaufschlagt. Die Einstellfeder, die der Justierung des Ausgangsdruckes dient, wird nicht verbaut. Ein langsamer Druckaufbau ab Umgebungsniveau ermöglicht es festzustellen, bei welchem Druck der Kolben schließt. Das Verhalten des Kolbens wird bei diesem Grenzdruck beobachtet. Anschließend wird die Dichtheit bei den Drücken 15 bar, 25 bar und 40 bar bei einer jeweils 3 minütigen Haltedauer geprüft. Sinkt der Druck an der Eingangsseite, so ist dies auf eine mögliche interne oder auch externe Leckage zurückzuführen. Erst das Manometer am Ende des Prüfaufbaus misst die interne Leckage. Der Druck wird nicht weiter als auf 40 bar erhöht, da Eingangs- und Ausgangsseite vertauscht sind. Bei einem ordnungsgemäßen Betrieb, bei dem der Hochdruck an der Eingangsseite anliegt, wäre schließlich die Anpresskraft bedeutend geringer. Der Vorgang wird dreimal mit den Dichtringen aus PU und

PEEK wiederholt.

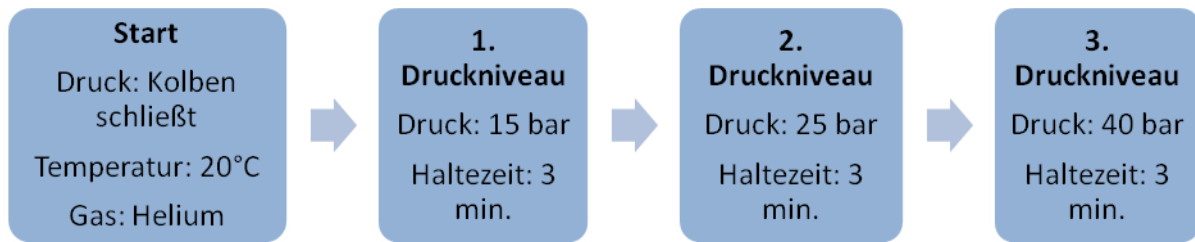


Abbildung 3-42: Versuchsdurchführung Dichtheit Konzept A

Für die Regelungsprüfung wird der Druckregler an der dafür vorgesehenen Eingangsseite mit Hochdruck beaufschlagt. Der steigende Eingangsdruck wird die Reibkräfte der O-Ringe erhöhen und den Ausgangsdruck dadurch steigen lassen. Die Einstellfeder wird zunächst nicht eingebaut, wodurch es ermöglicht wird, unabhängig von der Federvorspannung die Reibkräfte zu ermitteln. Jedes Druckniveau wird für 3 Minuten gehalten, während eventuelle Leckagen festgehalten werden. Innerhalb dieser Haltezeit wird der Kolben betätigt, um den sich einstellenden Ausgangsdruck bei erhöhtem Eingangsdruck zu erfassen. In einem zweiten Durchgang wird die Einstellfeder mit möglichst geringer Vorspannung eingebaut und der reduzierte Ausgangsdruck aufgezeichnet.

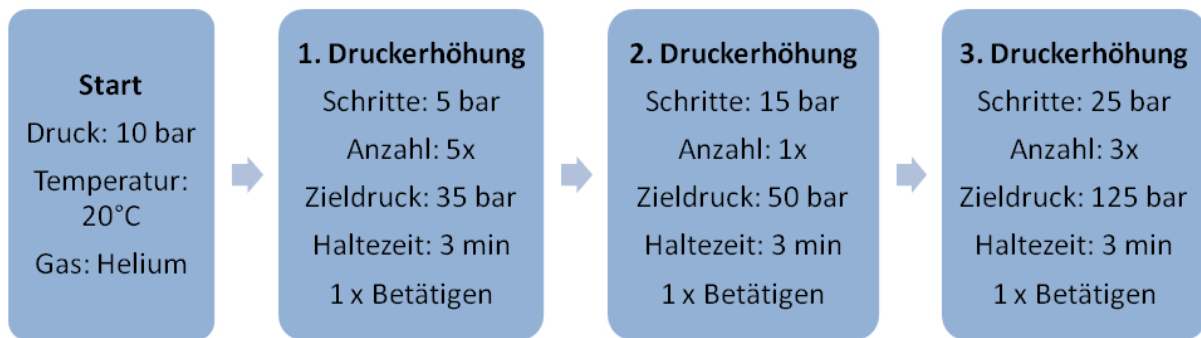


Abbildung 3-43: Versuchsdurchführung Regelung Konzept A

Konzept B

Die Dichtheitsprüfung für den Druckregler Konzept B erfolgt bei Drücken von 20 bar, 100 bar und 200 bar bei einer jeweils drei minütigen Haltedauer. Die Prüfung wird mit Dichtscheiben aus den Materialien NBR, PU und PEEK jeweils dreimal durchgeführt. Der Druckabfall der durch das Manometer an der Eingangsseite gemessen wird, setzt sich wiederum aus einer internen und externen Leckage zusammen. Erst das Manometer am Ende der Ausgangsseite misst dabei die interne Leckage.

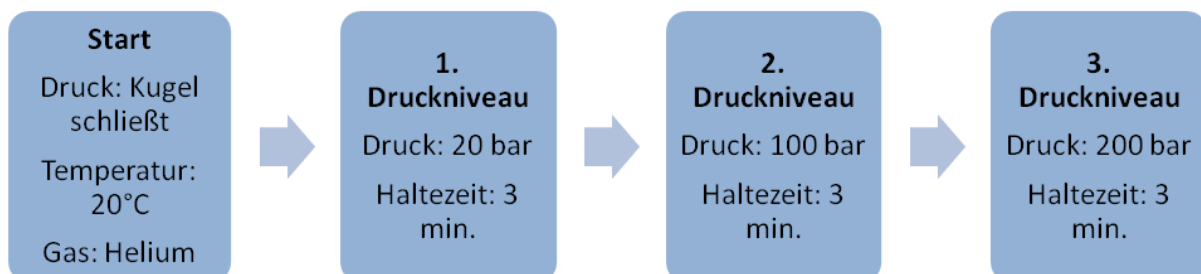


Abbildung 3-44: Versuchsdurchführung Dichtheit und Betätigung Konzept B

Die Prüfung auf Funktionstüchtigkeit der Betätigung der Kugel mit einem Stößel wird wie bei der vorangegangenen Dichtheitsprüfung bei Drücken von 20 bar, 100 bar und 200 bar durchgeführt. Während einer 3 minütigen Haltedauer wird mit einem Stößel die Kugel angehoben und das Verhalten dieses Dichtkonzeptes analysiert. Durch eine zeitgleiche Messung der Leckage wird die Funktionstüchtigkeit der Selbstzentrierung der Kugel geprüft.

3.2.4 Hydraulische Druckprüfung

Bevor Dichtheitsprüfungen mit Gas durchgeführt werden können, ist eine hydraulische Druckprüfung erforderlich. Sie sichert den Prüfling auf ein mögliches mechanisches Versagen ab, indem er mit 1,5 x NWP beaufschlagt wird. Da die ersten Tests mit Helium bei 200 bar durchgeführt werden, ergibt sich ein erforderlicher hydraulischer Prüfdruck von 300 bar.

Das Konzept A wird mit einem Kolben mit einem Dichtring aus PEEK aufgebaut. Eine vorgeschaltete Kolbenpumpe baut den Hydraulikdruck langsam auf und hält den Prüfdruck von 300 bar über einen Zeitraum von 3 Minuten. Da der Prüfling während des Tests keine Leckage aufweist und nach erfolgtem Test keine mechanischen Verformungen zeigt, schließt Konzept A den Test positiv ab.

Das Konzept B wird mit einer Dichtscheibe aus PEEK aufgebaut. Diese Konstellation ist bereits bei herkömmlichen Wasserleitungsdruck von 2,5 bar stark undicht. Die Kolbenpumpe kann durch die große Leckage keinen Druck aufbauen um die Kugel stärker einzupressen und eine Dichtheitserhöhung zu erreichen. Weitere Versuche nach mehrmaliger Demontage, Reinigung der Einzelteile und ordnungsgemäßer Montage zeigen dasselbe negative Testergebnis: die Kugel mit einer Dichtscheibe aus hartem PEEK ist stark wasserdurchlässig. Die stetige Berührlinie, die laut Geometrie zwischen Kegelsitz und Kugel vorherrschen soll, ist in der Praxis durch Form- und Oberflächentoleranzen in Kombination mit dem gegen Verformung sehr widerstandsfähigen PEEK nicht existent. Eine Formgebung durch Einpressen der Kugel löst dieses Problem nur temporär, da sich im Betrieb eine sich willkürlich und stetig drehende Kugel einstellt.

Der zweite Prüfling von Konzept B wird mit einer Dichtscheibe aus NBR aufgebaut. Das weiche NBR bietet der Kugel einen bedeutend geringeren Widerstand gegen Verformung was eine durchgehende Berührlinie, beziehungsweise sogar Berührfläche zur Folge hat. Am Prüfling zeigt sich keine Leckage wodurch die hydraulische Druckprüfung mit 300 bar durchgeführt werden kann. Nach 3 minütiger Haltezeit kann die Bauteilfestigkeit als ausreichend beurteilt werden, was den Prüfling zur Gasprüfung mit 200 bar qualifiziert.

Die Anpresskraft von 188,7 N, die durch einen Druck von 300 bar und einer Auflagefläche von 6,29 mm² resultiert, bewirkt an der weichen NBR-Dichtscheibe bereits starke Verformungen, die in nachfolgender Abbildung ersichtlich sind.

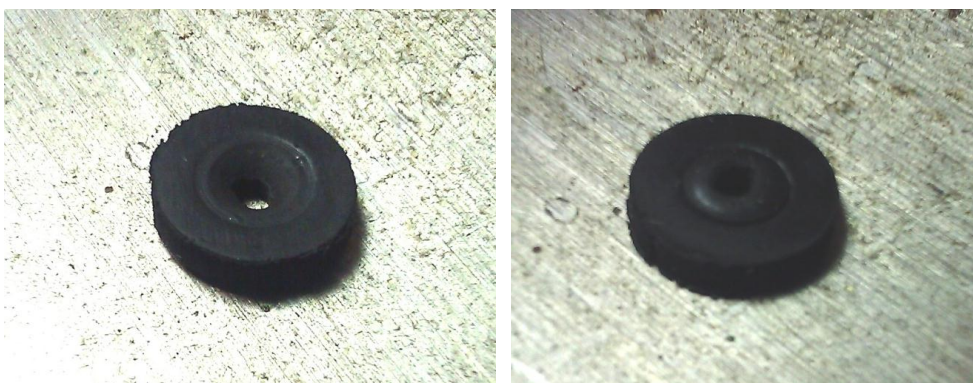


Abbildung 3-45: Verformung an NBR-Dichtscheibe bei 300 bar

3.2.5 Gasdruckprüfung Konzept A

Die Prüfungen bei Konzept A gliedern sich in eine Dichtheitsprüfung und eine Regelungsprüfung. Eine anschließende mikroskopische Untersuchung der Dichtringe soll den Verschleiß der im Zuge dieser Prüfungen entsteht, ersichtlich machen.

Erste Tests zeigen, dass ein gasdichter Prüfaufbau keine Selbstverständlichkeit ist. Genormte Verschraubungen, Manometeranschluss und Absperrhahn weisen zu Beginn Leckagen auf, die ein reproduzierbares Messergebnis ausschließen. Erst mit größerem Aufwand unter

Zuhilfenahme von Lecksuchspray und Wasserbad können die Leckagen aufgespürt und behoben werden.

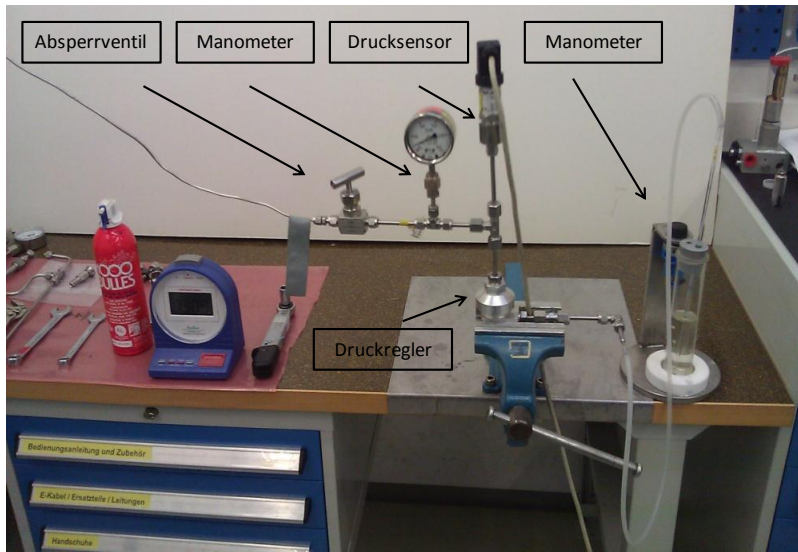


Abbildung 3-46: Prüfaufbau für Dichtheit Konzept A

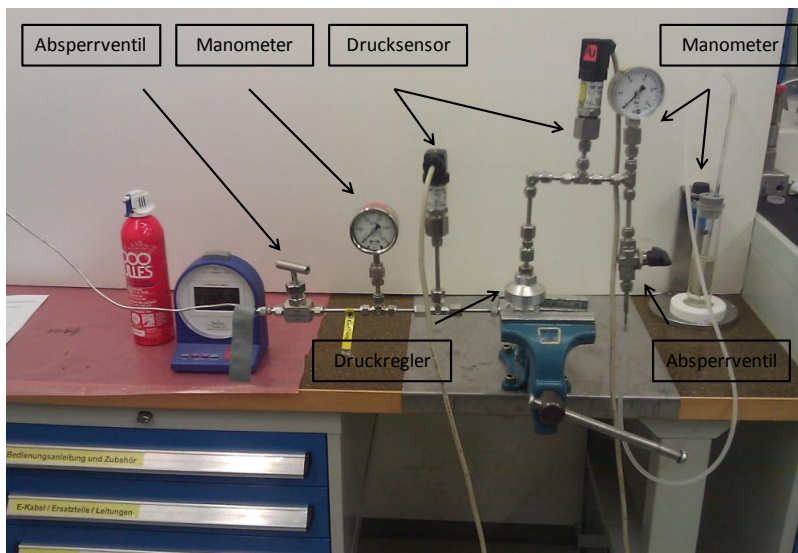


Abbildung 3-47: Prüfaufbau für Regelung Konzept A

Die Drucksensoren werden mit einem Messrechner und dem Programm *Labview 8.5* von *Measurement Instruments* ausgelesen. Die Manometer dienen zur Plausibilisierung des Messwertes.

PU Dichtring

Das Material PU bietet im Vergleich zu PEEK einen geringen Widerstand gegen Verformung. Die Dichtung toleriert dadurch etwas größere Form- und Oberflächentoleranzen der Bauteile. Hohe Drücke und die daraus resultierenden hohen Kräfte können das Material jedoch schädigen. Im nachfolgenden Kapitel sind die Ergebnisse betreffend der Dichtheit und der Regelung mit diesem Material dargestellt.

Dichtheit

Bei der Dichtheitsprüfung wird der Druckregler wie im Kapitel „Prüfstands Aufbau“ beschrieben, ausgangseitig mit Druck beaufschlagt. Ein langsamer Druckaufbau ermöglicht es festzustellen, wann der Kolben ohne Beeinflussung der Feder erstmalig schließt. Das Verhalten des Druckes, respektive des Kolbens wird bei diesem Grenzdruck beobachtet.

Anschließend wird die Dichtheit bei den Drücken 15 bar, 25 bar und 40 bar bei einer 3 minütigen Haltedauer geprüft. Eine weitere Erhöhung des Druckes ist nicht zielführend da bei einem ordnungsgemäßen Betrieb, bei dem der Hochdruck an der Eingangsseite anliegt, die Anpresskraft bedeutend geringer ist. Aus Sicht der Statik ist die Anpresskraft sogar Null, da ein Kräftegleichgewicht mit der Feder herrscht. Der Vorgang wird dreimal wiederholt um Montagefehler auszuschließen.

Die erste Prüfung zeigt in der Abbildung 3-46, dass der Kolben bei stetiger Druckerhöhung bei einem Fließdruck zwischen 4 und 7 bar schließt und sich ein Staudruck von ca. 20 bar aufbaut. Wird dieser Grenzdruck gehalten verweilt der Kolben in seiner Lage und der Dichtsitz bleibt geschlossen. Die Dichtheit des Sitzes ist so groß, dass sogar bei einer Druckreduktion auf null bar, was keine Anpresskraft mehr zur Folge hat, kein Gas ausströmt. Der Grund ist jener, dass sich eine Haftreibung einstellt die durch ein gewisses Übermaß des Dichtringes und durch den hohen Reibwert des PU-Materials verursacht wird.

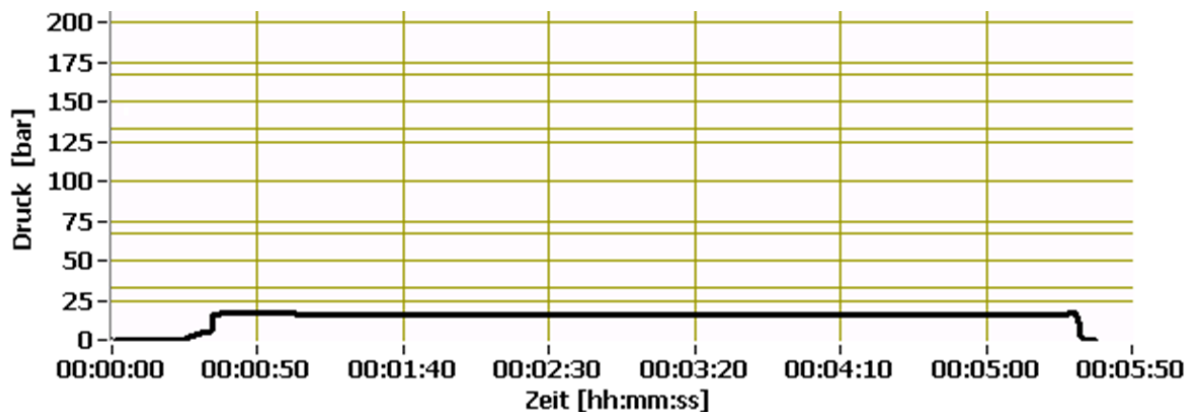


Abbildung 3-48: Druckverlauf bei Kolbenschlussung Konzept A PU

Die zweite Prüfung misst den Druckabfall, beziehungsweise die Leckage bei den Drücken 15 bar, 25 bar und 40 bar. Während der jeweiligen 3 minütigen Haltedauer kann keine Leckage mit dem PU-Dichtring festgestellt werden. Die Ergebnisse der drei Vorgänge sind in nachfolgender Tabelle ersichtlich.

Tabelle 16: Leckage Konzept PU

Prüfungsnummer	Druck Prüfbeginn	Druck Prüfende	Interne Leckage	Haltedauer
# 1	16,8 bar	16,8 bar	0 ml	3 min
	25,2 bar	25,2 bar	0 ml	
	40,6 bar	40,6 bar	0 ml	
# 2	15,8 bar	15,8 bar	0 ml	3 min
	25,7 bar	25,6 bar	0 ml	
	40,5 bar	40,4 bar	0 ml	
# 3	15,5 bar	15,5 bar	0 ml	3 min
	25,2 bar	25,2 bar	0 ml	

	40,4 bar	40,3 bar	0 ml	
--	----------	----------	------	--

Das folgende Diagramm zeigt den Druckverlauf der Prüfung # 1. Der konstante Druck bei 16,8 bar, 25,2 bar und 40,6 bar ist über die jeweilige Haltedauer deutlich erkennbar.

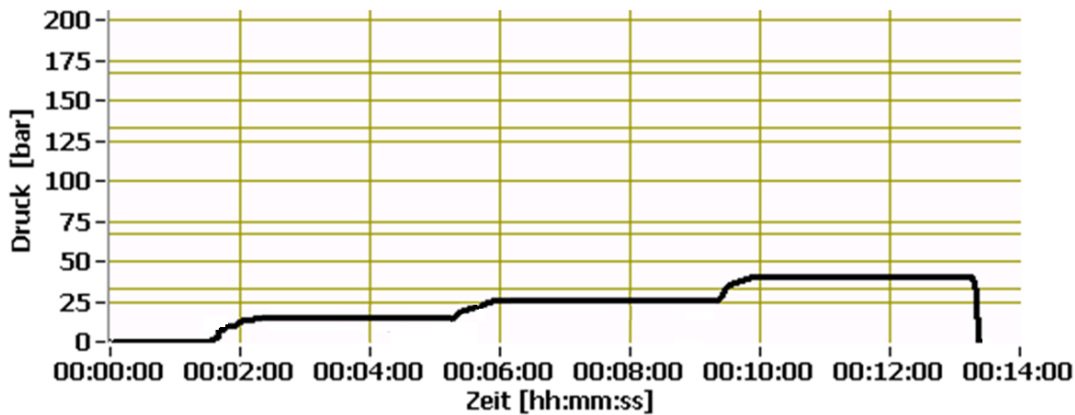


Abbildung 3-49: Druckverlauf Dichtheit Konzept A PU #1

Regelung

Zur Prüfung der Regelung wird der Druckregler an der dafür vorgesehenen Eingangsseite mit Hochdruck beaufschlagt. Die Federvorspannung und die durch den Eingangsdruck unerwünscht auftretenden Reibkräfte der O-Ringe stellen einen entsprechenden Ausgangsdruck ein.

Die erste Prüfung erfolgt ohne Einstellfeder. Dadurch lassen sich unabhängig von der Federvorspannung die Reibkräfte, die durch die O-Ringe verursacht werden, ermitteln. Um den PU-Dichtring nicht zu beschädigen, wird bei einem ausgangsseitigen Druck von 25 bar die Prüfung abgebrochen. Jedes Druckniveau wird für 3 Minuten gehalten. Innerhalb dieser Haltezeit, bei der der Eingangsdruck und der Ausgangsdruck gemessen wird, wird der Kolben bei jedem Druckniveau betätigt, um den sich einstellenden Ausgangsdruck zu beobachten und beide Drücke erneut zu messen. Der Druckverlauf vor und nach jeweiliger Betätigung ist in nachfolgender Tabelle aufgelistet.

Tabelle 17: Regelung durch Reibkräfte Konzept A PU ohne Feder

Prüfungsnummer	Druck Eingang	Druck Ausgang	Haltedauer
# 1	10,1 bar	6,3 bar	3 min
	10 bar	6,2 bar	
# 2	15,1 bar	6,9 bar	3 min
	15,1 bar	6,9 bar	
# 3	20,1 bar	6,9 bar	3 min
	20 bar	6,6 bar	
# 4	25,2 bar	7,3 bar	3 min
	25,2 bar	7,3 bar	

# 5	30,3 bar	8 bar	3 min
	30,4 bar	12,3 bar	
# 6	40,7 bar	15,1 bar	3 min
	40,7 bar	20,5 bar	
# 7	50 bar	20,6 bar	3 min
	50 bar	24,3 bar	

Im folgenden Diagramm ist der Druckverlauf dieser Prüfung dargestellt. Die grüne Kurve stellt den Ausgangsdruck dar, der bei Betätigung des Reglers bewusst auf Umgebungsniveau abgebaut wird. Die schwarze Kurve stellt den sukzessiv erhöhten Eingangsdruck dar. Die Messergebnisse zeigen zum einen, dass bei Druckerhöhung teilweise Leckagen auftreten. Zum anderen wird die Annahme belegt, dass die Druckerhöhung an der Eingangsseite erst bei Betätigung des Kolbens ihren Einfluss zeigt. Der Kolben schließt durch die erhöhte Reibung später und bewirkt dadurch eine Erhöhung des Ausgangsdruckes.

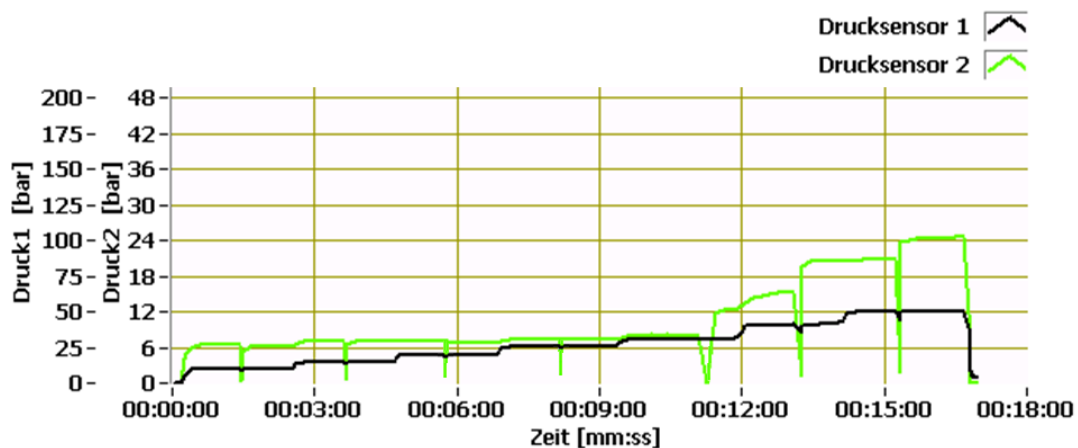


Abbildung 3-50: Druckverlauf durch Reibkräfte Konzept A PU ohne Feder

Die Reibkräfte können durch den sich einstellenden Ausgangsdruck und der Kolbengeometrie ermittelt werden. Das folgende Diagramm in der Abbildung 3-51 stellt die Reibkraft abhängig vom Eingangsdruck auf Basis der vorherigen Messung dar. Man erkennt, dass ein Druck von bis zu 25 bar keinen Einfluss auf den O-Ring zeigt. Ab 25 bar nimmt die Verpressung des O-Ringes zu, wodurch die Reibkraft erheblich steigt.

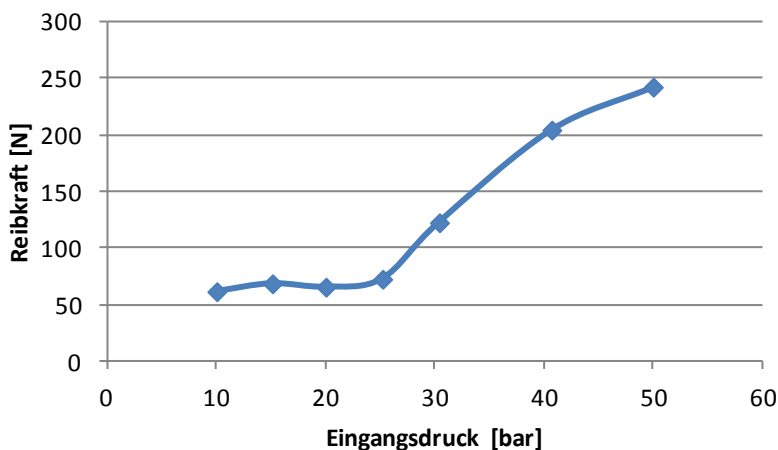


Abbildung 3-51: Reibkräfte ohne Feder

Die zweite Prüfung wird mit eingebauter Einstellfeder durchgeführt. Diese wird nur so gering wie möglich angezogen, da wie bei vorheriger Messung festgestellt, die Reibung bereits einen entsprechend hohen Ausgangsdruck einstellt. Der Einfluss der Federvorspannung ist dadurch beinahe vernachlässigbar. Analog zur vorherigen Prüfung werden der Eingangsdruck und der Ausgangsdruck vor und nach einer jeweiligen Betätigung gemessen.

Der Druck wird diesmal auf 125 bar angehoben. Man erkennt, dass durch die geringe Vorspannung der Feder sich bei einem Eingangsdruck von 50 bar der Ausgangsdruck auf 27 bar einstellt. Im Vergleich zur Prüfung ohne Feder ist der sich einstellende Druck mit 24 bar nur minimal niedriger.

Tabelle 18: Regelung durch Reibkräfte Konzept A PU mit Feder

Prüfungsnummer	Druck Eingang	Druck Ausgang	Haltedauer
# 1	10 bar	10 bar	
	Regler offen		
# 2	Betätigung ↻ 15,5 bar	14,1 bar	3 min
	15,5 bar	14,1 bar	
# 3	20,3 bar	16,8 bar	3 min
	20,3 bar	16,9 bar	
# 4	25,2 bar	19,4 bar	3 min
	25 bar	19,7 bar	
# 5	30,3 bar	20 bar	3 min
	30,4 bar	22 bar	
# 6	35,2 bar	22 bar	3 min
	35,5 bar	22,6 bar	
# 7	50 bar	23,1 bar	3 min
	50,3 bar	27,2 bar	
# 8	75,2 bar	27,4 bar	3 min
	75,2 bar	39,8 bar	
# 9	99,8 bar	39,8 bar	3 min
	100 bar	50 bar	
# 10	124,9 bar	49,95 bar	3 min
	125,2 bar	80,25 bar	

Analog zum Messergebnis ohne Feder zeigt sich, dass erst nach einer Betätigung des Kolbens der höhere Eingangsdruck seine Wirkung zeigt und die erhöhten Reibkräfte ein verspätetes Schließen des Kolbens bewirken. Dieser Vorgang ist an der grünen Kurve erkennbar, die bei der Betätigung des Kolbens stark abfällt, und beim anschließenden Druckaufbau über das vorherige Druckniveau ansteigt. Des Weiteren ist auffallend, dass sich der Ausgangsdruck ab einem Eingangsdruck von 100 bar sehr deutlich erhöht. Ein zum Eingangsdruck proportionaler Reibkraftanstieg scheint daher unwahrscheinlich.

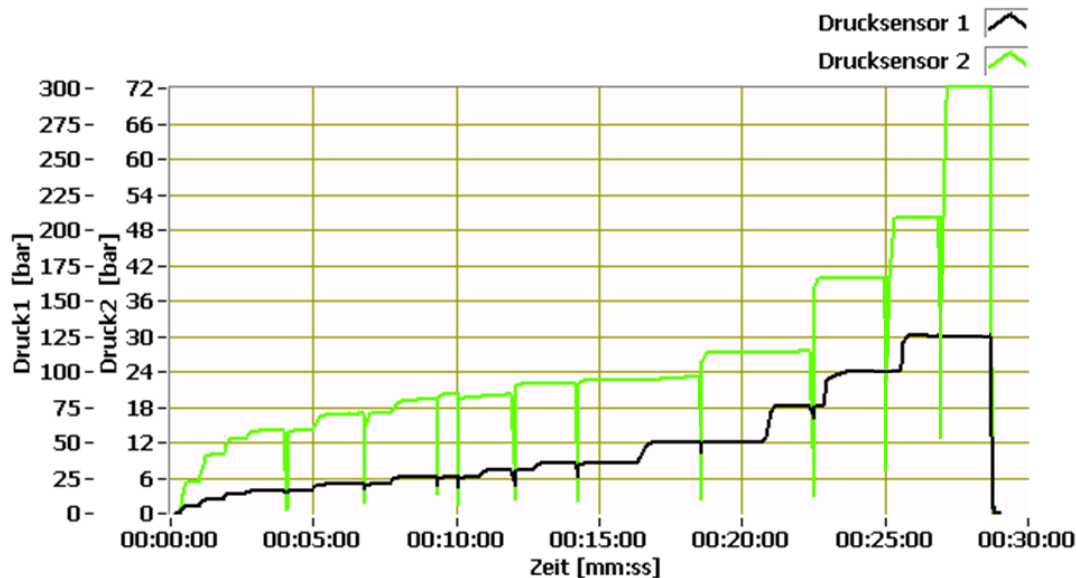


Abbildung 3-52: Druckverlauf durch Reibkräfte Konzept A PU mit Feder

Die Reibkräfte werden im Vorfeld durch eine externe FE-Simulation ermittelt. Sie zeigt gemäß der Abbildung 3-53, dass in der Nulllage des Kolbens der O-Ring, sowie der bei hohen Drücken gegen Spaltextrusion erforderliche Stützring, bei 200 bar eine Reibkraft von ca. 80 N auf den Kolben bewirken. Bei einem Druck von 700 bar erhöht sich die Reibkraft auf ca. 300 N. Wird der Kolben bei einem Druck von 700 bar verschoben, zeigt sich der Verlauf gemäß dem rechten Bild in der Abbildung 3-53. Eine maximale Reibkraft von 430 N soll bei einem Hub von 0,5 mm gemäß der Simulation auf den Kolben wirken.

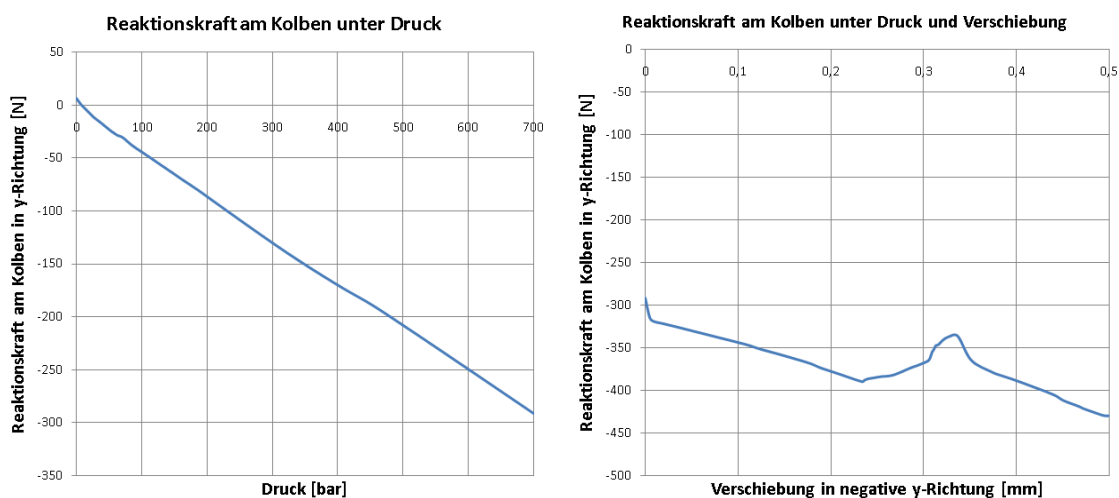


Abbildung 3-53: Reibkraft abhängig von Druck und Verschiebung laut Simulation [24]

Die experimentelle Analyse bietet nun die Möglichkeit, die Ergebnisse der Simulation zu prüfen. Die Reibkräfte die anhand der experimentellen Analyse ermittelt werden können sind in nachfolgender Abbildung 3-54 dargestellt. Es zeigt sich, dass die Reibkräfte einen erheblich größeren Anteil an der Kräftesituation des Druckreglers haben.

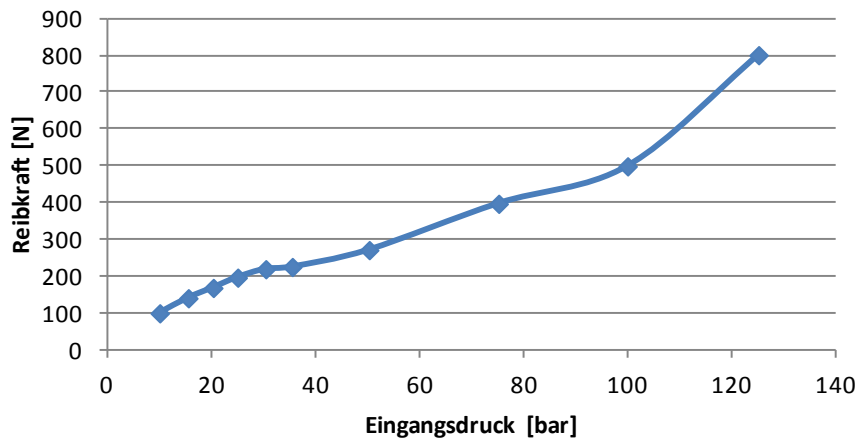


Abbildung 3-54: Reibkräfte mit Feder

Die Analyse zeigt, dass bei einem Druck von 120 bar eine Reibkraft von 800 N auf den Kolben wirkt. Die erhebliche Differenz von 650 N zur Simulation kann dadurch begründet werden, dass laut Simulation nur die Reibung vom O-Ring und vom Stützring simuliert wurde, die den Hochdruck gegen den Niederdruck abdichten. Das auch der Dichtring aus PU durch Hochdruck verformt wird und somit an dessen Dichtstelle eine erhebliche Reibkraft erwirkt, sowie noch ein weiterer O-Ring den Niederdruck gegen den Umgebungsdruck abdichtet, wurde fälschlicherweise vernachlässigt. Eine weitere Ursache für die Differenz kann die Schwierigkeit der Simulation von Reibung sein, die durch Elastomere wie O-Ringen und Stützringe hervorgerufen wird.

Dichtring

Der aufgepresste Dichtring aus PU hat aufgrund seiner elastomer-typischen Materialeigenschaften einen hohen Reibwert. Dies verursacht eine Haftreibung die im Betrieb zu einem Ablösen des Dichtringes vom Kolben führt wie im linken Bild der Abbildung 3-55 ersichtlich. Ein entsprechend radiales Profil ist am Kolben anzubringen um den Dichtring am Kolben zu sichern.

An der rechten Abbildung sind Spuren am Dichtring sichtbar, die sich im Zuge der Prüfungen abzeichnen. Jene Fläche, mit der der Dichtring am Gehäuse abdichtet, ist durch die Anpresskräfte geglättet. Da bei diesem Konzept die Anpresskräfte jedoch gering sind, bleibt die Formgebung des PU-Ringes erhalten.

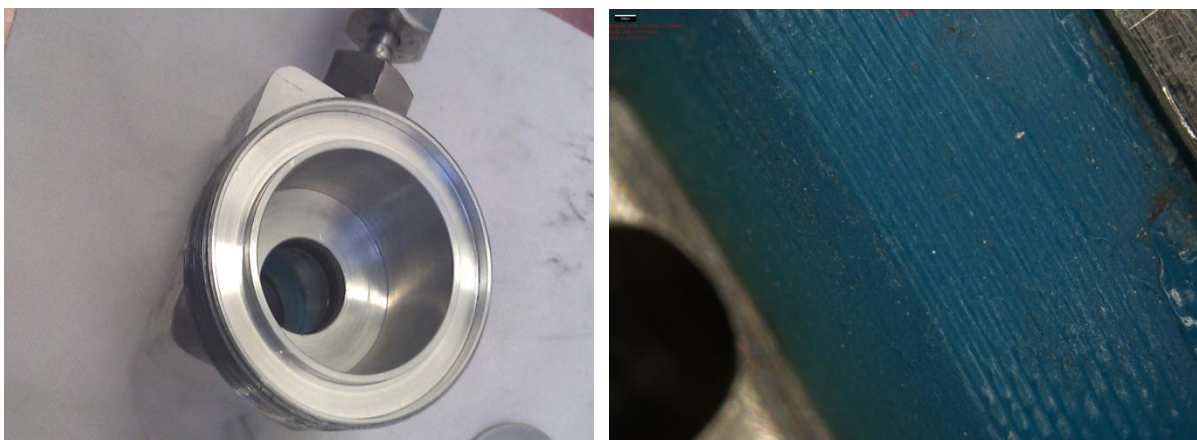


Abbildung 3-55: Verformung am PU-Dichtring nach Prüfung

PEEK Dichtring

Das Material PEEK zeichnet sich durch eine hohe Härte aus. Diese Härte fordert kleinste Form- und Oberflächentoleranzen, um sich im Einsatz als Dichtmaterial zu bewähren. Zur Erhöhung der Dichtigkeit der Kegel-Kegel Paarung wird vorab ein Preforming mit 250 kg

durchgeführt. Nachfolgend sind die Ergebnisse betreffend der Dichtheit und der Regelung mit diesem Material dargestellt.

Dichtheit

Die Dichtheitsprüfung mit dem Dichtring aus PEEK wird analog zur der aus PU durchgeführt. Ein langsamer Druckaufbau dient der Feststellung, ab welchen Druck der Kolben ohne Beeinflussung der Feder schließt und welches Verhalten der Kolben bei diesem Grenzdruck zeigt. Die anschließende Messung der Leckage wird bei den Drücken 15 bar, 25 bar und 40 bar bei einer 3 minütigen Haltedauer durchgeführt. Der Vorgang wird dreimal wiederholt um Montagefehler auszuschließen.

Die erste Prüfung zeigt wie in der Abbildung 3-56 ersichtlich, dass der Kolben bei stetiger Druckerhöhung bei einem Fließdruck von 10 bar schließt. Wird dieser Grenzdruck gehalten, öffnet sich wieder umgehend der Kolben und das Gas strömt vollständig aus. Der Grund ist jener, dass im Gegensatz zum PU, was einen großen Reibwert aufweist, PEEK keine Reibkraft verursacht mit der der Kolben in seinem Sitz gehalten werden kann. Die beiden O-Ringe, die durch die Einfuhr des Kolbens deformiert werden, verformen sich in ihre Ausgangslage zurück und heben den Kolben an. Wird der Druck auf 15 bar erhöht, so verweilt der Kolben bereits in seinem Sitz. Der Anpressdruck ist aber noch so gering, dass sich ein Druckabbau auf 10,5 bar innerhalb von 3 Minuten einstellt. Nach weiteren 9 Minuten sinkt der Druck auf 5 bar ab, bei dem sich der Kolben löst und das Gas schlagartig entweicht.

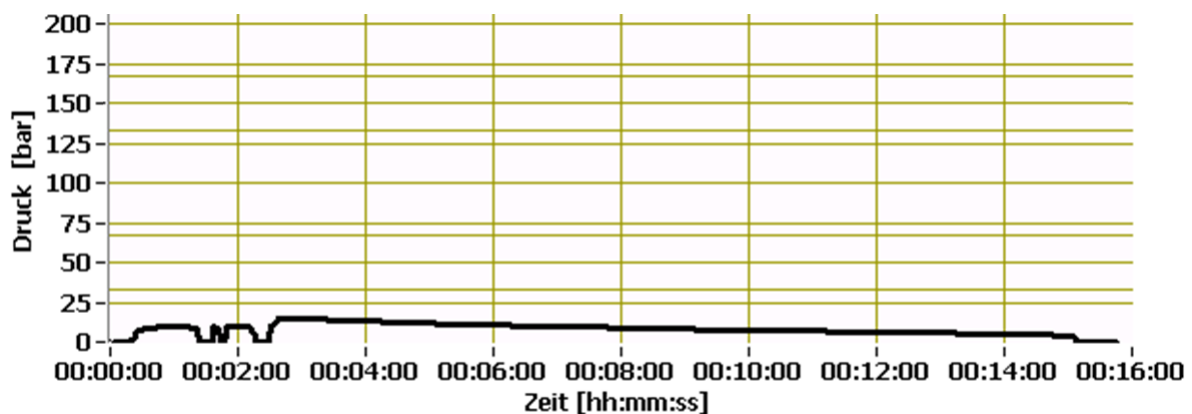


Abbildung 3-56: Druckverlauf Dichtheit Konzept A PEEK

Die zweite Prüfung misst den Druckabfall, beziehungsweise die interne Leckage bei den Drücken 15 bar, 25 bar und 40 bar. Bei niedrigen Drücken ist die Leckage zum Teil noch so groß, dass sie am Messgerät nicht abgelesen werden kann. Solch große interne Leckagen werden in der Tabelle mit einem „X“ bezeichnet.

Tabelle 19: Leckage Konzept A PEEK

Prüfungsnummer	Druck Prüfbeginn	Druck Prüfende	Interne Leckage	Haltedauer
# 1	16,5 bar	12,7 bar	X ml	3 min
	26,1 bar	24,5 bar	X ml	
	40,4 bar	40,4 bar	0 ml	
# 2	15,2 bar	0 bar	X ml	3 min
	25,4 bar	22,5 bar	X ml	

	40,3 bar	40,1 bar	0 ml	
# 3	16,1 bar	7,4 bar	X ml	3 min
	25,5 bar	22 bar	X ml	
	40,7 bar	40,6 bar	0 ml	

Die folgende Abbildung 3-57 zeigt den Druckverlauf der Prüfung # 2. Bei geringen Drücken ist ein rascher Druckabfall erkennbar. Je höher die Drücke, desto geringer ist durch die höhere Anpresskraft die Leckage bzw. der Druckabfall. Ab 40 bar ist keine Leckage mehr zu messen.

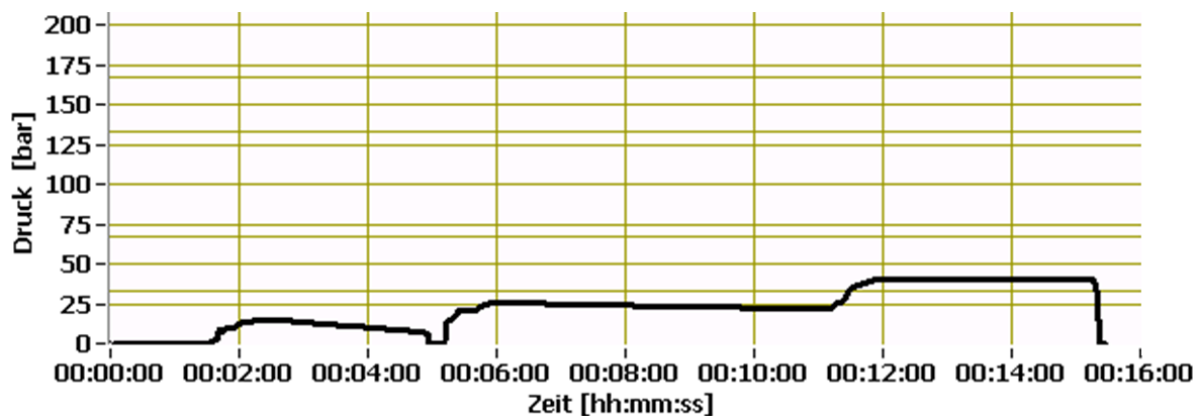


Abbildung 3-57: Druckverlauf Dichtheit Konzept A PEEK #2

Aufgrund der höheren mechanischen Beanspruchbarkeit des PEEK Materials wird gegensätzlich zum Dichtring aus PU der Druck über 40 bar angehoben. In der nachfolgenden Tabelle ist die Dichtheit bei 100 bar und 200 bar ersichtlich. Es zeigt sich, dass 40 bar ausreichend sind, um eine gute Dichtheit erzielen zu können

Tabelle 20: Leckage Konzept A PEEK 200 bar

Prüfungsnummer	Druck Prüfbeginn	Druck Prüfende	Interne Leckage	Haltedauer
# 1	20,2 bar	13,4 bar	X ml	3 min
	100,8 bar	100,6 bar	0 ml	
	201,5 bar	201,1 bar	0 ml	
# 2	20,2 bar	8,4 bar	X ml	3 min
	100,3 bar	100,1 bar	0 ml	
	200,7 bar	200,4 bar	0 ml	
# 3	20,8 bar	11,5 bar	X ml	3 min
	100,5 bar	100,4 bar	0 ml	
	200,6 bar	200,5 bar	0 ml	

Die Abbildung 3-58 zeigt den Druckverlauf mit dem Dichtring aus PEEK. Ein Druck von 25 bar kann noch keine ausreichende Anpresskraft aufbringen um eine gute Dichtheit zu erlangen. Aus vorheriger Messung zeigt sich, dass ab 40 bar die Anpresskraft ausreichend ist.

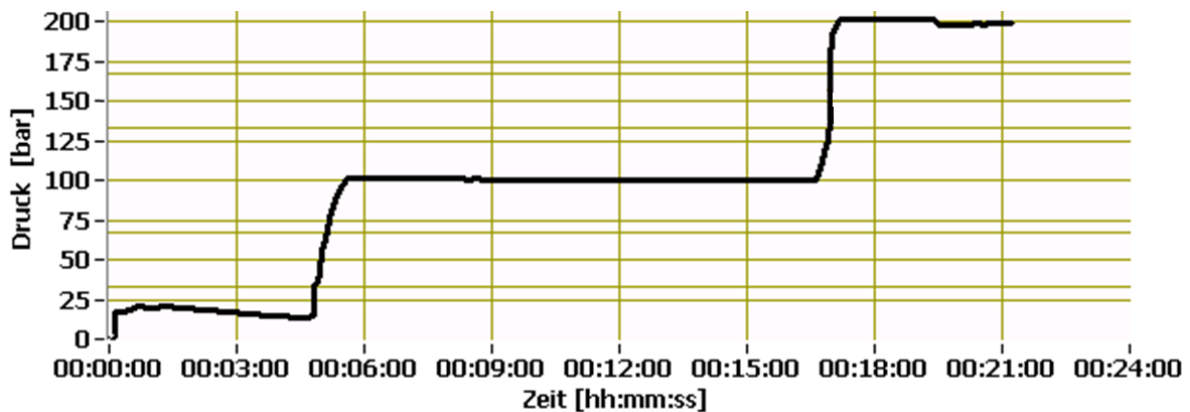


Abbildung 3-58: Druckverlauf Dichtheit Konzept A PEEK 200 bar

Regelung

Der PEEK-Dichtring wird im Gegensatz zum Dichtring aus PU nicht der Regelungsprüfung unterzogen. Der Grund ist die Erkenntnis der hohen Reibung durch die Regelungsprüfung beim PU-Dichtring und das Ergebnis der Dichtheitsprüfung beim PEEK-Dichtring. Die Voraussetzung von 100 bar Eingangsdruck um die zur Regelung erforderliche Dichtheit erst bei 40 bar Ausgangsdruck zu erreichen, sowie die Beschränkung auf 200 bar Eingangsdruck durch die Versorgung mittels Druckflaschen, erlauben keinen ausreichend großen Messbereich der keine Messung rechtfertigt.

Dichtring

Der PEEK-Dichtring weist nach dem Preforming eine deutliche radiale Prägung auf. Diese kann Form- und Oberflächentoleranzen ausgleichen. Durch die Rotation des Kolbens im Betrieb und durch einen minimalen Winkelversatz zwischen Kolben und Gehäuse wird der positive Effekt minimiert. Axiale Riefen und minimales Deformationsvermögen für Formschluss sind weitere Ursachen für die hohen Leckagen, die erst durch einen Ausgangsdruck von 40 bar unterbunden werden können.

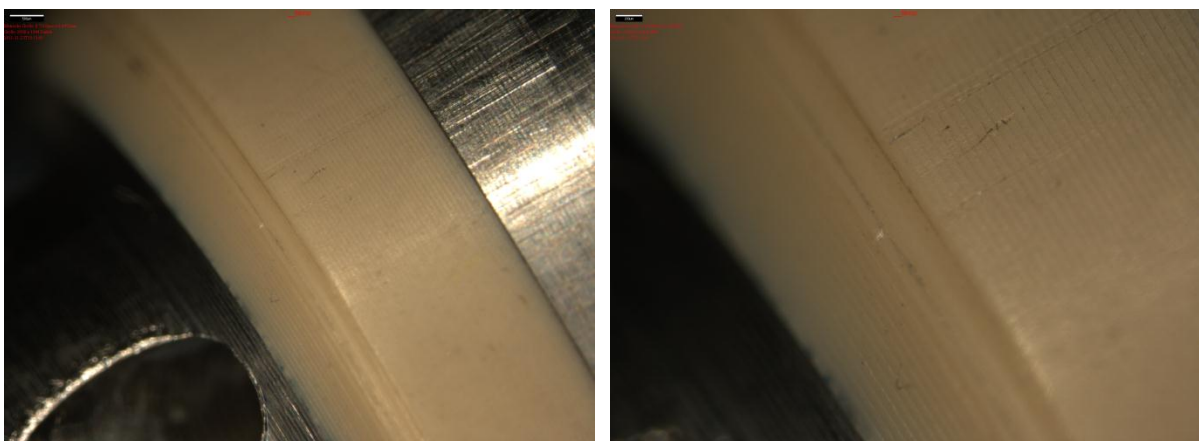


Abbildung 3-59: Verformung an PEEK Dichtring nach Preforming und Druckprüfung

3.2.6 Gasdruckprüfung Konzept B

Die Prüfungen bei Konzept B gliedern sich in eine Dichtheitsprüfung und eine Betätigungsprüfung. Dichtscheiben, die aus drei Materialien unterschiedlicher Härte gefertigt sind, werden dazu eingesetzt.



Abbildung 3-60: Prüfaufbau Konzept B

NBR Dichtscheibe

Das Material NBR weist im Vergleich zu PU und PEEK die geringste Härte auf. Mechanische Beanspruchungen können die Dichtscheibe deshalb rasch zerstören. Hohe Drücke werden zudem zu großen plastischen Verformungen führen.

Dichtheit

Wie im Kapitel 3.2.3 „Versuchsdurchführung“ beschrieben, wird die Dichtheitsprüfung bei Konzept B mit drei unterschiedlichen Drücken bei einer jeweils drei - minütigen Haltedauer durchgeführt. Um Montagefehler und zufällig eintretende Ereignisse auszuschließen wird die Prüfung dreimal wiederholt und der Prüfling nach jedem Vorgang demontiert und untersucht. In nachfolgender Tabelle 21 sind die Ergebnisse der Dichtheitsprüfung ersichtlich.

Tabelle 21: Leckage Konzept B NBR

Prüfungsnummer	Druck Prüfbeginn	Druck Prüfende	Interne Leckage	Haltedauer
# 1	20,2 bar	20,2 bar	0 ml	3 min
	100,6 bar	100,2 bar	0,12 ml	
	201,8 bar	201,1 bar	0 ml	
# 2	20,3 bar	20,3 bar	0 ml	3 min
	100,7 bar	100,7 bar	0 ml	
	202,7 bar	201,7 bar	0 ml	

# 3	20,2 bar	20,2 bar	0 ml	3 min
	100,9 bar	100,8 bar	0 ml	
	201,8 bar	201,5 bar	0 ml	

Auffallend bei Prüfung # 1 ist, dass während des Druckanstieges von 20 bar auf 100 bar eine plötzliche, sehr starke Leckage bei 36 bar auftritt. Erst bei weiterer Druckerhöhung auf ca. 50 bar schließt sich wieder die Kugel. Ein plausibler Grund kann für das plötzliche Lösen der Kugel nicht gefunden werden. Der dazugehörige Druckverlauf ist in nachfolgender Abbildung 3-61 dargestellt.

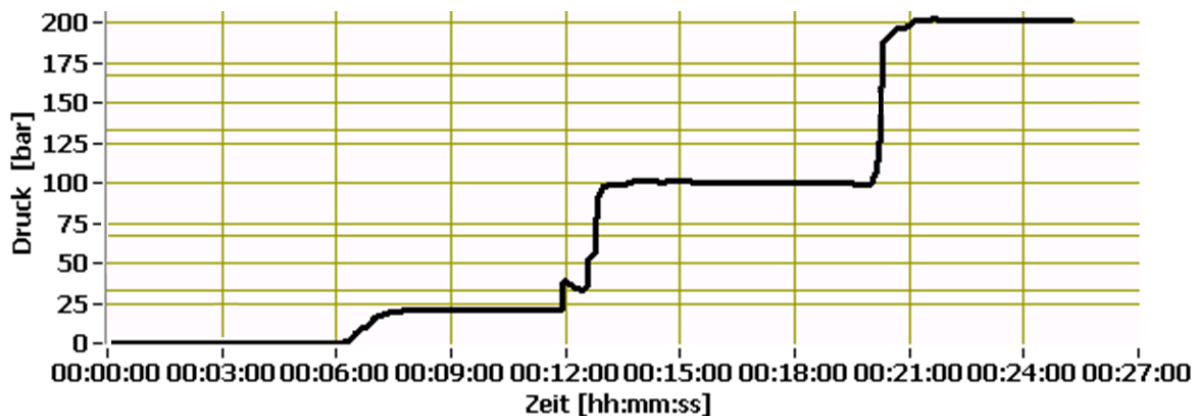


Abbildung 3-61: Druckverlauf Dichtheit Konzept B NBR #1

Die Abbildung 3-62 zeigt einen Prüfvorgang ohne Zwischenfälle. Der konstante Druck bei 20 bar, 100 bar und 200 bar ist über eine jeweilige Haltedauer von 3 Minuten gut erkennbar.

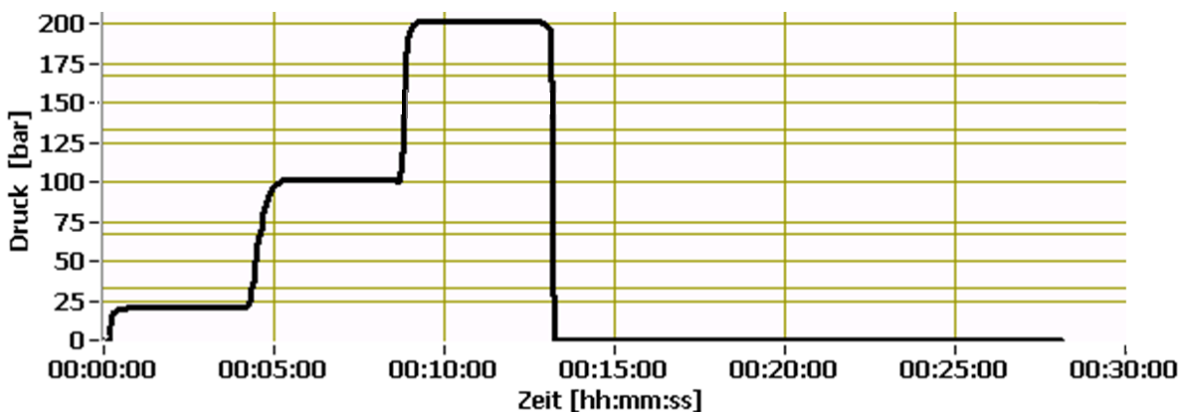


Abbildung 3-62: Druckverlauf Dichtheit Konzept B PEEK NBR #3

Betätigung

Analog zur Dichtheitsprüfung wird der Prüfling mit 20 bar, 100 bar und 200 bar beaufschlagt um das Verhalten der Kugel bei Betätigung zu untersuchen. Bei einem ordnungsgemäßen Zusammenbau, bei dem der SAE-Anschluss auf Block verschraubt wird, kann die Kugel allerdings nicht angehoben werden. Die Verpressung der weichen NBR-Dichtscheibe bewirkt ein Fließen des Materials, was eine Verformung zur Folge hat, die die Bohrung verjüngt. Der SAE-Anschluss kann dadurch nur handfest angezogen werden um eine Anheben der Kugel zu ermöglichen. Der dafür vorgesehene Stößel wird aufgrund dessen gegen ein Betätigungswerkzeug mit kleinerem Durchmesser ersetzt.

Die erste Prüfung erfolgt mit 20,3 bar und ist in der Abbildung 3-63 dargestellt. Eine kurze Betätigung löst die Kugel vom Dichtsitz und Gas strömt wie erwartet aus. Der erfolgreiche

Druckabbau und anschließende Druckaufbau auf Ausgangsniveau kann durch die kurze Dauer im Diagramm allerdings nicht dargestellt werden. Die Wiederholung dieser Prüfung bei einem Zieldruck von 100 bar fällt allerdings negativ aus. Ein selbstständiges Lösen der Kugel bei bereits ca. 50 bar bewirkt einen vollständigen Druckabbau auf Umgebungsniveau. Dieses Verhalten ist bereits aus der vorangegangenen Dichtheitsprüfung bekannt. Eine Wiederholung dieser Prüfung zeigt dasselbe Bild: eine erfolgreiche Betätigung bei 20 bar und ein selbstständiges Lösen der Kugel bei 50 bar mit einem Druckabfall auf Umgebungsniveau.

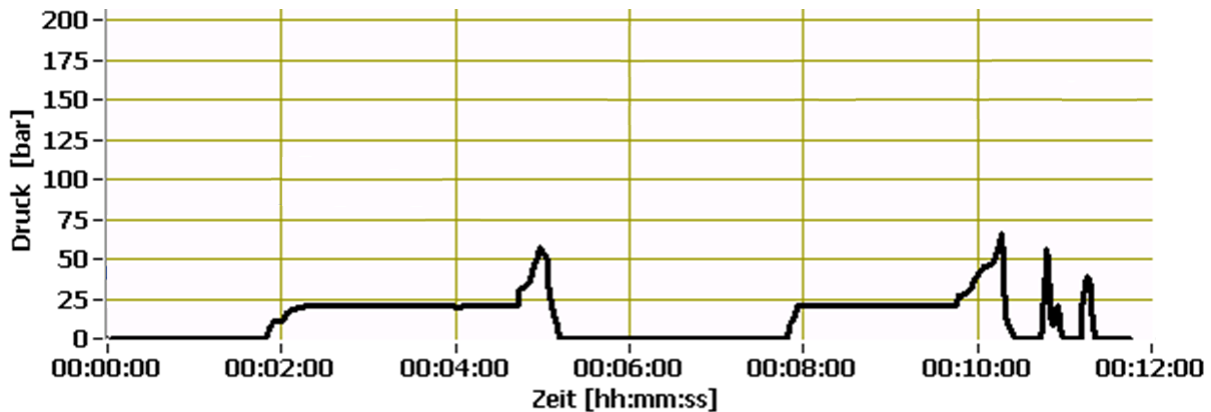


Abbildung 3-63: Druckverlauf Betätigung Konzept B NBR #1

Eine Demontage mit anschließender Wiederholung der Prüfung zeigt bei 25 bar wie in Abbildung 3-64 ersichtlich ein anderes Verhalten. Die Kugel findet nach kurzer Betätigung nicht vollständig in ihren Dichtsitz. Eine große Leckage baut den Druck vollständig ab. Eine Wiederholung führt zum selben negativen Ergebnis, allerdings mit einem etwas langsameren Druckabbau wie in nachfolgender Abbildung ersichtlich.

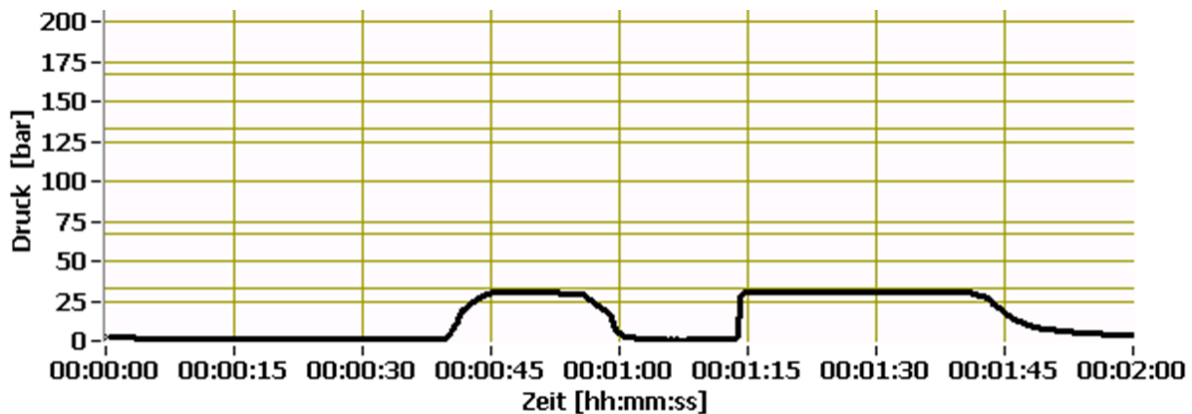


Abbildung 3-64: Druckverlauf Betätigung Konzept B NBR #2

Weitere Betätigungsprüfungen bei 100 bar und 200 bar werden als nicht zielführend beurteilt. Das willkürliche Verhalten der Kugel bei niedrigen Drücken, das selbstständige Lösen der Kugel bei Druckerhöhung und die schwergängige Betätigung durch die starke Verformung können als Gründe genannt werden.

Dichtscheibe

Die Dichtscheibe aus NBR ist aufgrund der Materialeigenschaften sehr anfällig auf mechanische Beanspruchung. In den folgenden mikroskopischen Aufnahmen sind Prägungen durch die hohen Druckkräfte deutlich erkennbar. Der Stößel verletzt zudem die Bohrung beim Anheben der Kugel. Ein Gleitring zur exakten Führung und Zentrierung des Stößels wäre für einen zerstörungsfreieren Betrieb erforderlich.

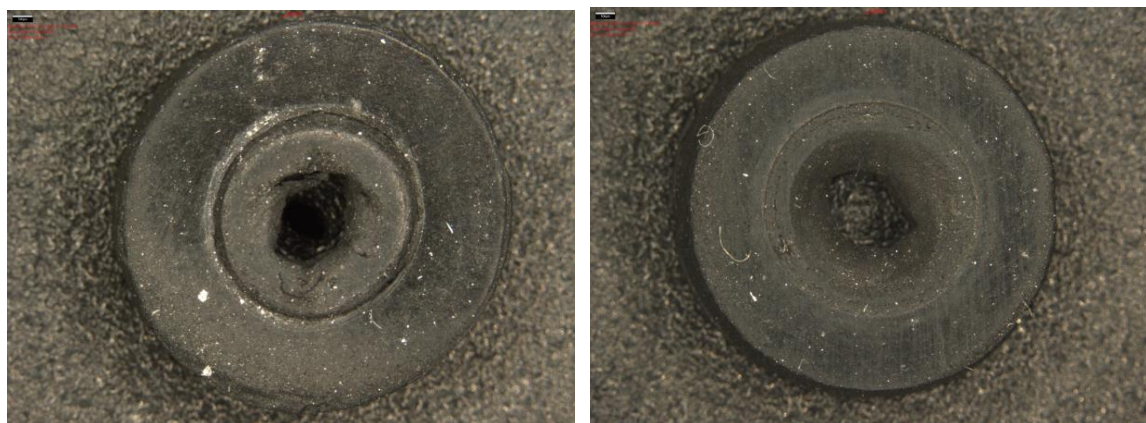


Abbildung 3-65: Verformung an NBR Dichtscheibe nach Prüfung

PU Dichtscheibe

Das Material PU weist einen Widerstand gegen Verformung auf, der zwischen NBR und PEEK einzuordnen ist. Im nachfolgenden Kapitel sind die Ergebnisse betreffend der Dichtheit und der Betätigung mit diesem Dichtscheiben-Material aufgezeigt.

Dichtheit

Die Dichtheitsprüfungen mit der Dichtscheibe aus PU werden analog zu denen aus NBR durchgeführt. Bei den Drücken 20 bar, 100 bar und 200 bar wird die Leckage bei einer jeweils drei minütigen Haltedauer gemessen. Die Prüfung wird dreimal wiederholt. Nach jedem Durchgang wird der Prüfling demontiert und untersucht um Montagefehler und zufällig eintretende Ereignisse auszuschließen. Die folgende Tabelle stellt die Ergebnisse der Dichtheitsprüfung dar.

Tabelle 22: Leckage Konzept B PU

Prüfungsnummer	Druck Prüfbeginn	Druck Prüfende	Interne Leckage	Haltedauer
# 1	20,4 bar	20,4 bar	0 ml	3 min
	100,7 bar	100,7 bar	0 ml	
	201,1 bar	200,4 bar	0 ml	
# 2	20,2 bar	20,2 bar	0 ml	3 min
	100,1 bar	100,1 bar	0 ml	
	200,9 bar	200,2 bar	0 ml	
# 3	20,7 bar	20,7 bar	0 ml	3 min
	100,5 bar	100,5 bar	0 ml	
	201,4 bar	200,8 bar	0 ml	

Die Abbildung 3-66 zeigt den Prüfvorgang # 1, der wie die beiden anderen keine Zwischenfälle aufweist. Der konstante Druck bei 20 bar, 100 bar und 200 bar ist über eine jeweilige Haltedauer von 3 Minuten gut erkennbar.

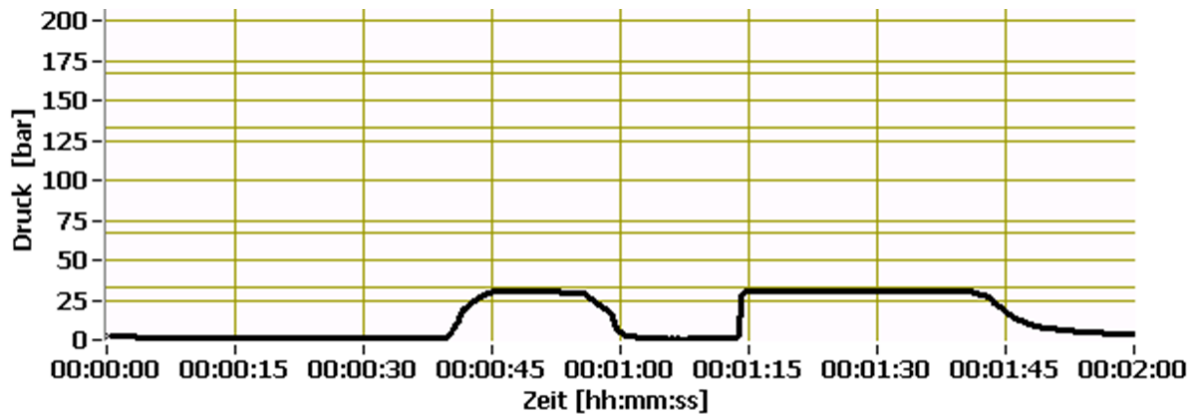


Abbildung 3-66: Druckverlauf Dichtheit Konzept B PU #1

Betätigung

Analog zur Betätigungsprüfung mit der Dichtscheibe aus NBR kann der SAE-Anschluss bei der Dichtscheibe aus PU nur handfest angezogen werden. Andernfalls kann die Kugel durch die Verjüngung der Bohrung nicht angehoben werden. Der Prüfling wird mit 20 bar, 100 bar und 200 bar beaufschlagt, um dann das Verhalten der Kugel bei Betätigung zu analysieren.

Die erste Prüfung erfolgt mit 20 bar. Um einen kleinen Druckabbau von ca. 1 bar zu realisieren ist ein kurzes Anheben der Kugel erforderlich. Die Folge der Betätigung ist ein vollständiges Entleeren der Versorgungsleitung. Die Ursache ist, dass die Kugel durch den geringen Prüfdruck nicht ausreichend angepresst werden kann, um eine Dichtheit zu erlangen. Nachfolgende Abbildung 3-67 stellt den Druckverlauf der drei Durchgänge dar.

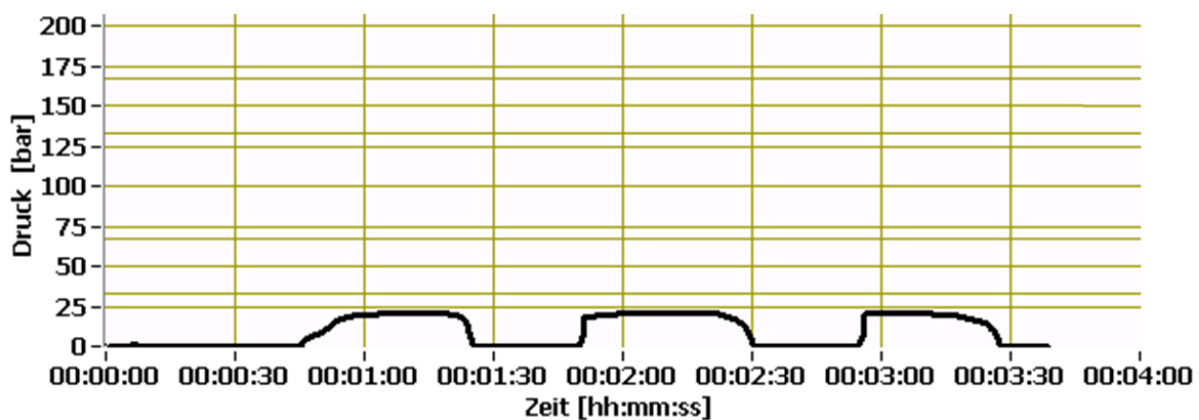


Abbildung 3-67: Druckverlauf Betätigung Konzept B PU #1

Die zweite Prüfung erfolgt mit 100 bar und ist in Abbildung 3-65 dargestellt. Dazu wird der Prüfdruck zunächst auf 50,9 bar angehoben, um vorab eine Betätigung der Kugel zu testen. Der Prüfling erweist sich bei diesem Druckaufbau nach kurzer Leckage als dicht. Die Dichtheit wird auch bei einer Betätigung zur Reduktion auf 23,5 bar gehalten. Eine erneute Betätigung ist durch eine mögliche Verformung jedoch nicht mehr möglich. Erst bei sehr großen Kraftaufwand kann die Kugel angehoben werden, wodurch sich der Druck analog zur vorherigen Prüfung bei 20 bar vollständig abbaut. Der nächste Durchgang erfolgt mit 100,7 bar. Der Druck kann für drei Minuten ohne Leckage gehalten werden. Durch die Betätigung des Stößels wird der Druck mit auffallend unterschiedlichen Betätigungs Kräften auf 55 bar reduziert. Eine zweite Druckreduktion weist durch einen gleichmäßigen Druckabfall auf eine beständigere Betätigung hin. Eine anschließende Betätigung bei 50 bar erfordert erneut auffallend große Betätigungs kräfte. Analog zu den vorangegangenen Prüfungen wird die Kugel nach einer Betätigung bei einem Prüfdruck von 20 bar nicht mehr ausreichend angepresst. Der Prüfdruck fällt auf Umgebungsdruck ab.

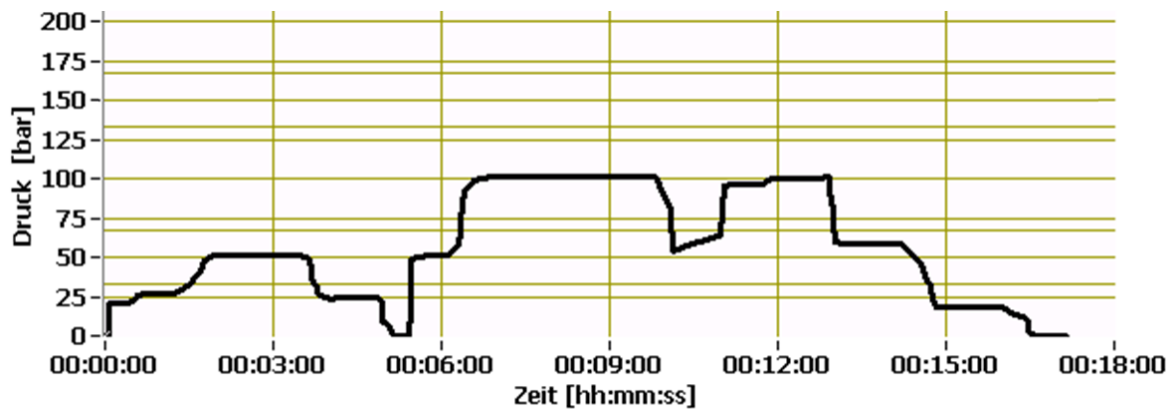


Abbildung 3-68: Druckverlauf Betätigung Konzept B PU #2

Die dritte Prüfung erfolgt bei 200 bar. Der Prüfling erweist sich wie in Abbildung 3-69 ersichtlich bei 200 bar als dicht, ist jedoch nicht betätigbar. Der Prüfdruck wird durch Lösen einer Rohrverbindung auf 150 bar reduziert. Eine schrittweise Reduktion des Druckes auf 25 bar ist mit dem Stößel möglich. Das Problem der Dichtheit bei 25 bar zeigt sich bei dieser Prüfung erneut. Allerdings sinkt der Prüfdruck nicht auf Umgebungsdruck ab, sondern stellt sich auf 8 bar ein. Die Kugel ist im Anschluss nicht mehr betätigbar. Der Druck lässt sich trotz erneute Anhebung auf 25 bar nicht geringer als auf 8 bar reduzieren. Das Öffnen einer Rohrverschraubung lässt schließlich das Restgas entweichen. Möglicherweise hebt sich durch die enge Bohrung auch die Dichtscheibe, wodurch keine Öffnung freigeben werden kann.

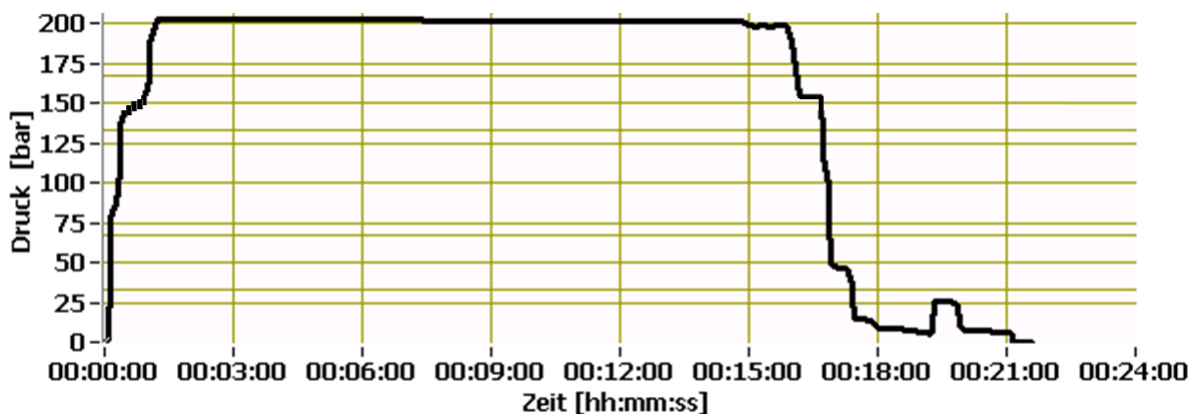


Abbildung 3-69: Druckverlauf Betätigung Konzept B PU #3

Dichtscheibe

Die Dichtscheibe aus PU weist aufgrund der etwas größeren Härte gegenüber NBR geringere mechanische Beanspruchung auf. In den folgenden mikroskopischen Aufnahmen sind dennoch Prägungen durch die hohen Druckkräfte deutlich erkennbar. Der Stößel verletzt zudem die Bohrung beim Anheben der Kugel. Ident zur Dichtscheibe aus NBR ist für einen zerstörungsfreien Betrieb eine exakte Führung zur Zentrierung des Stößels mittels eines Gleitringes erforderlich. Eine Alternative zur Vorbeugung von Schäden ist eine metallene Hülse, die in die Bohrung eingebracht wird.

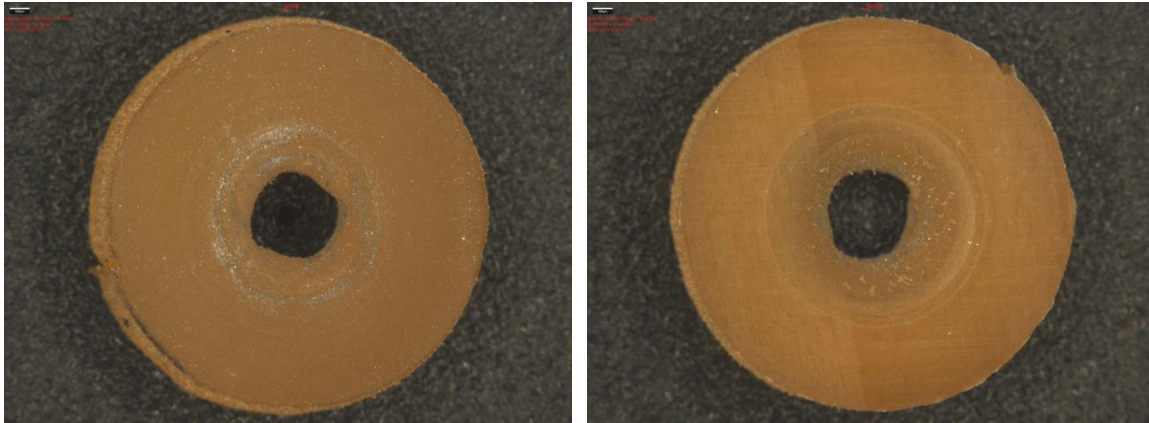


Abbildung 3-70: Verformung an PU Dichtscheibe nach Prüfung

PEEK Dichtscheibe

Der Kunststoff PEEK ist im Vergleich zu PU und NBR das härtere Material. Dem gegenüber steht eine geringe elastische Verformung die kleine Oberflächen- und Formtoleranzen für eine gute Dichtheit erfordert.

Dichtheit

Die großen Leckagen beim hydraulischen Drucktest vom Prüfling Typ B mit der Dichtscheibe aus PEEK setzen sich bei der Gasprüfung fort. Die Kugel dichtet weder gegen einen langsamen Druckaufbau, noch gegen einen schlagartigen Druckstoß mit 200 bar ab. Die Leckage ist so groß, dass sich kein Staudruck aufbauen kann. Ein vollständiges Öffnen der Gasversorgung mit 200 bar führt in diesem Versuchsaufbau zu einem Fließdruck von 30 bar, der in nachfolgender Abbildung ersichtlich ist.

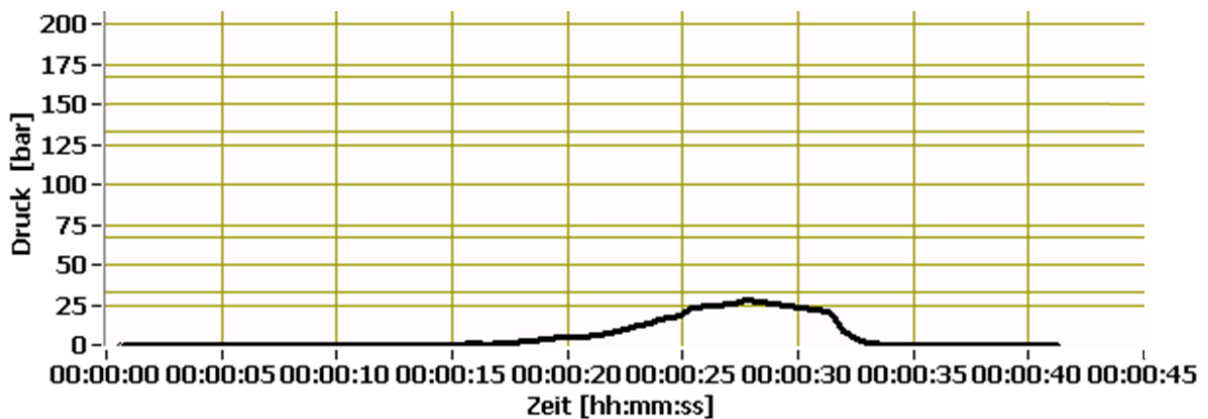


Abbildung 3-71: Druckverlauf Dichtheit Konzept B PEEK ohne Preforming

Ein Preforming der Dichtscheibe mit 150 kg für 30 Minuten zeigt geringfügige Besserung. Der steilere Gradient zeigt, dass Druck aufgebaut werden kann. Dennoch ist die Leckage so groß, dass sich nach einer Unterbrechung der Gasversorgung ein sofortiger Druckausgleich mit der Umgebung einstellt. Daraus resultiert, dass Preforming zwar Leckagen verringern kann, in diesem Ausmaß aber nicht gänzlich verhindern kann.

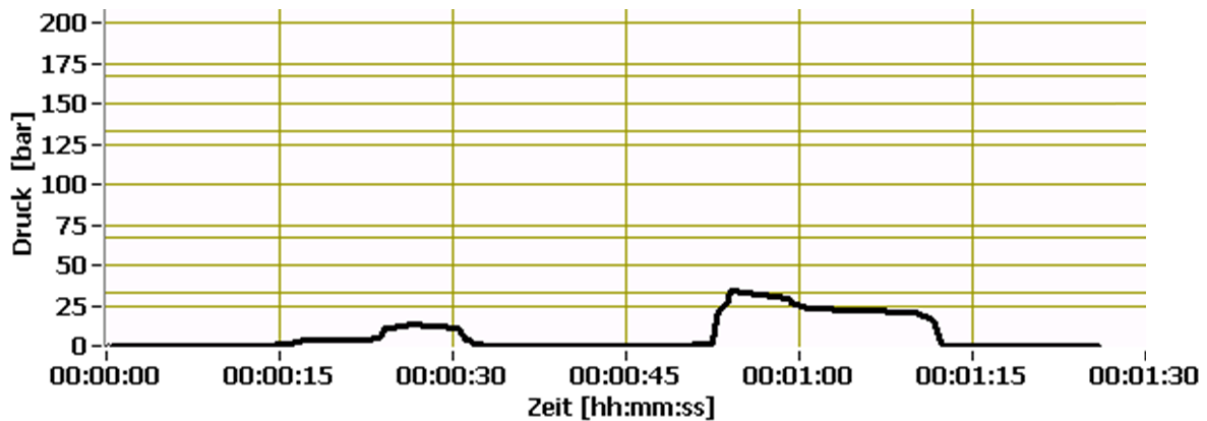


Abbildung 3-72: Druckverlauf Dichtheit Konzept B PEEK mit Preforming

Betätigung

Eine Prüfung der Betätigung ist bei Leckagen in diesem Ausmaß nicht zielführend.

Dichtscheibe

Das Preforming mit 150 kg bewirkt an der Unterseite der Dichtscheibe rillenförmige Abdrücke, die im linken Bild der nachfolgenden Abbildung 3-73 sichtbar sind. Die Ursache ist eine mangelnde Bearbeitungsqualität am Gegenstück, dem Aluminium-Body. Durch die radiale Abdichtung mit einem O-Ring ist dieser Umstand als Ursache für die Leckage auszuschließen. Die rechte Abbildung zeigt eine kreisrunde Prägung durch den SAE-Anschluss und eine deutliche Prägung durch das Preforming mit der Kugel. Analog zur Unterseite können Leckagen in diesem Ausmaß durch mangelnde radiale Abdichtung des SAE-Anschlusses ausgeschlossen werden.

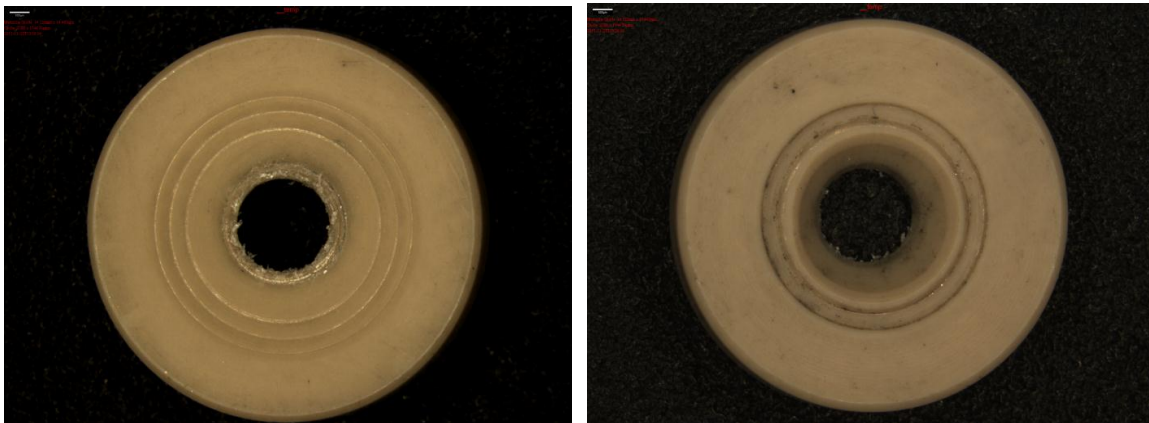


Abbildung 3-73: Verformung an PEEK Dichtscheibe durch Preforming

Die Ursachen für die großen Undichtheiten mögen einerseits die Form- und Oberflächentoleranzen der Dichtscheibe und der Kugel sein, andererseits eine sich drehende Kugel sein, die den Nutzen des Preformings minimiert. In nachfolgender mikroskopischer Aufnahme mit 5-facher Vergrößerung ist die Rauheit der Oberfläche gut sichtbar, die dem Gas Austrittsmöglichkeiten bietet.

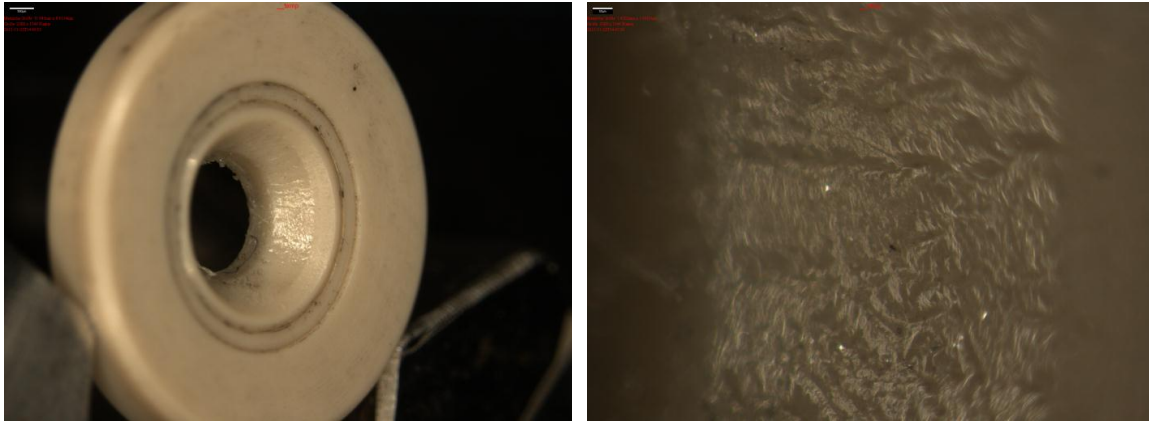


Abbildung 3-74: Rauheit der PEEK Dichtscheibe nach Preforming

3.2.7 Zusammenfassung der experimentellen Analyse

Die experimentelle Analyse zeigt, dass beträchtliche Differenzen zwischen Theorie und Praxis herrschen können. Die anhand der theoretischen Analyse erhobenen Schwachstellen, wie schlechtes statisches Verhalten, wirken sich stärker aus als erwartet, obwohl der maximale Betriebsdruck der Prüfungen auf 200 bar beschränkt ist. Die Dichtheit ist bereits bei diesen Betriebsdrücken und Helium als Prüfgas eine Herausforderung. Aufgrund dieser Umstände ist die Prüfung des dynamischen Verhaltens noch nicht zielführend. Des Weiteren erlauben die bei Typ B nur partikulär existenten Prototypenteile keine umfassendere Prüfungen. Innerhalb der Prinzipversuche können hingegen Hauptfunktionen wie Dichtheit, Regelgüte oder Betätigungsvermögen getestet werden.

Das Druckreglerkonzept A weist grundlegend zwei Probleme auf. Zum einen erhöht sich der Ausgangsdruck in Folge hoher Reibkräfte, die durch den O-Ring an der Hochdruckseite verursacht werden. Zum anderen herrschen große innere Leckagen bei dem Dichtring aus PEEK.

- Leckagen: Der Dichtring aus PEEK erfordert große Anpresskräfte, um eine Dichtheit zu erlangen. Die Messungen zeigen, dass bei einer Anpresskraft von ca. 400 N, was bei derzeitiger Kolbengeometrie einen Ausgangsdruck von 40 bar erfordert, keine Leckagen mehr auftreten. Der Dichtring aus PU benötigt geringere Kräfte. Der Kolben schließt und dichtet bei einer Kraft von 70 N (7 bar Ausgangsdruck). Das geringe Übermaß sowie der Reibwert des PU-Dichtringes lassen den Kolben in seinem Sitz haften. Dadurch sind bei einer Verringerung des Druckes auf Umgebungsniveau keine Leckagen messbar. Während der Messungen löst sich mehrmals der PU-Ring durch seine Haftreibung vom Kolben. Dieser Umstand kann mit geringen Aufwand behoben werden.
- Reibkraft: Die Reibkräfte, die durch die O-Ringe verursacht werden, stellen bei steigenden Eingangsdruck einen höheren Ausgangsdruck ein. Die Ergebnisse variieren teils stark und zeigen mitunter außergewöhnlich große Kräfte. Ein Eingangsdruck von 50 bar verursacht ohne Einstellfeder einen Ausgangsdruck von 25 bar. Dies führt zu einer Reibkraft von 250 N. Ein Eingangsdruck von 125 bar hat bereits eine Reibkraft von 800 N zur Folge und verdeutlicht den großen Einfluss des Eingangsdruckes auf einen Entnahmezyklus. Auffallend ist die große Differenz zwischen den gemessenen und den simulierten Reibkräften von 650 N bei einem Eingangsdruck von 120 bar aufgrund der Vernachlässigung des unter Hochdruck verformten Dichtringes, sowie des O-Ringes, der den Niederdruck gegen die Umgebung abdichtet

Tabelle 23: Zusammenfassung der Ergebnisse Konzept A

Prüfung	Material	Verhalten
Dichtheit	PEEK	Mittlere Leckage, erfordert große Anpresskräfte
	PU	Keine Leckage, erfordert kleinste Anpresskräfte
Regelung	PEEK	Wegen Leckage nicht sinnvoll
	PU	Funktionstüchtig, großer Reibkraft Einfluss

Das Konzept A aufzugreifen und weiter zu entwickeln macht Sinn, sofern das Hauptproblem der Reibkräfte mit einer Metallblattfeder als Membrandichtung (siehe Kapitel 3.1.4 „Störkräfte“) gelöst werden kann. Eine Hochdruckregelung auf 100 bar mit PEEK und eine Niederdruckregelung auf 10 bar mit PU wäre dadurch vorstellbar. Eine einstufige Regelung wäre denkbar wenn die Reibkräfte vollends neutralisiert werden können und der PU-Dichtring auch bei 875 bar erfolgreich eingesetzt werden kann, oder der PEEK-Dichtring bei niedrigen Drücken eine signifikant höhere Dichtheit erreicht. Um die notwendige höhere Dichtheit bei PEEK erreichen zu können, wäre neben kleineren Form- und Oberflächentoleranzen an der Dichtscheibe und dem Gehäuse auch eine kleinere Dichtfläche eine grundlegende Voraussetzung.

Das Druckreglerkonzept B zeigt analog zum Konzept A große Leckagen mit dem Material PEEK. Im Zuge der Prüfungen zeigen sich weitere Probleme, wie ein eigenständiges Verhalten der Kugel sowie eine schwergängige Betätigung der Kugel.

- Leckagen: Die Dichtscheibe aus PEEK ist trotz Preforming stark undicht. Die Dichtscheiben aus NBR und PU zeigen hingegen selbst bei niedrigsten Drücken eine sehr gute Dichtheit. Die Voraussetzung, die allerdings nicht immer erfüllt ist, ist ein richtiger Sitz der Kugel auf der Dichtscheibe.
- Betätigung der Kugel: Die Kugel lässt sich bei den Dichtscheiben aus NBR und PU nur sehr unregelmäßig betätigen. Die erforderlichen Kräfte zum Anheben der Kugel sind zum Teil so groß, dass das Betätigungswerkzeug beschädigt wird. Des Weiteren wird trotz erfolgter Betätigung nicht immer Gas freigegeben. Ein Grund ist eine verjüngte Bohrung die durch die Verformung der Dichtscheiben entsteht. Dadurch wird nicht immer die Kugel angehoben, sondern ein Teil der Dichtscheibe.
- Verhalten der Kugel: Die Kugel zeigt im Zuge der Prüfungen ein sehr eigenständiges Verhalten. Bei den Dichtscheiben aus NBR und PU löst sich bei Druckanhebung die Kugel selbstständig aus dem Sitz, wofür keine Erklärung gefunden wurde. Des Weiteren findet die Kugel nach dem selbstständigen Lösen als auch nach einer manuellen Betätigung nicht immer in ihren Sitz zurück. Ein rascher Druckabfall auf Umgebungsniveau ist die Folge. Eine Besserung durch eine höhere Federsteifigkeit der Zentrierfeder ist vorstellbar, konnte aber im Zuge der experimentellen Analyse nicht getestet werden.

Tabelle 24: Zusammenfassung der Ergebnisse Konzept B

Prüfung	Material	Verhalten
Dichtheit	PEEK	Große Leckage
	PU	Keine Leckage
	NBR	Keine Leckage
Betätigung	PEEK	Wegen Leckage nicht sinnvoll
	PU	Unregelmäßiges Betätigungsvermögen, Leckage nach Betätigung
	NBR	Unregelmäßiges Betätigungsvermögen, Selbstständiges Lösen der Kugel, Leckage nach Betätigung

Das Konzept B zeigt während den Messungen mehrere Probleme. Das unkontrollierte Verhalten der Kugel und die unbeständige Betätigung der Kugel mit einem Stößel erweisen sich als gravierende Mängel, die nur mit einer Neugestaltung gelöst werden können. Eine Einfassung der Kugel in einen Kolben oder die Betätigung des Dichtsitzes anstatt der Kugel können als Ideen unterbreitet werden. Die bis dato erhobenen Mängel und die noch nicht nachprüfbar Schwachstellen aufgrund der vorherrschenden partikulären Prototypenteile stellen das Aufgreifen dieses Konzeptes in Frage.

Erkenntnisse

Zusammenfassend lässt sich aus den Messungen und unabhängig vom Konzept die Aussage treffen, dass mehrere Materialeigenschaften für die Dichtheit gegen Porenlecks verantwortlich sind. Den größten Einfluss auf die Dichtheit zeigt der Widerstand gegen elastische Verformung. Die elastische Verformung kann im Sinne der Anwendung von Dichtungen durch den Druckverformungsrest, also das Rückfederungsvermögen der Dichtung, beschrieben werden. Die Druckverformungsrest- Prüfung ist nach der DIN 53517 [5] genormt. Je geringer der Druckverformungsrest ist, umso geringer ist die Verformung unter Last. Beispielsweise ist bei O-Ringen ein niedriger Druckverformungsrest wichtig, damit eine hohe Pressung und Dichtwirkung langfristig erhalten bleibt. Im Idealfall sollten sich „aktive“ Dichtungen im Dauerbetrieb nicht der Kontur der Gegenfläche anpassen, also einen kleinen Druckverformungsrest aufweisen. Dadurch kann immer eine optimale Berührlinie bzw. Berührfläche durch eine ausreichende Verpressung sichergestellt werden. Neben dem Druckverformungsrest gibt es weitere mechanische sowie chemische Eigenschaften, die Dichtwerkstoffe vorzuweisen haben und sich im Zuge der Prüfungen erforderlich zeigen. Ein weiteres wichtiges Kriterium ist die Härte des Dichtwerkstoffes. Sie beschreibt den Widerstand gegen das Eindringen eines Körpers in die Dichtung. Ein Maß für die mechanische Belastbarkeit der Dichtung ist die Zugfestigkeit. Diese Eigenschaft ist vor allem bei dynamisch stark beanspruchten Dichtelementen für eine hohe Lebensdauer erforderlich. Als wichtige chemische Eigenschaft kann die Medienbeständigkeit genannt werden. Je nach Verträglichkeit kommt es zu einer gewissen Einlagerung des Mediums das zum Quellen, also zu einer Volumenänderung des Dichtwerkstoffes führt [6].

Beurteilt man die drei Materialien nach den Kriterien Härte, Zugfestigkeit, Druckverformungsrest und Medienbeständigkeit mit der Anzahl an +, so lassen sich diese gemäß der nachfolgenden Tabelle 25 bewerten.

Tabelle 25: Bewertung der drei geprüften Materialien hinsichtlich ihrer dichtheitsrelevanten Eigenschaften

	Härte	Zugfestigkeit	Druckverformungsrest	Medienbeständigkeit
NBR	+	+	+++	+
PU	++	+	+++	++
PEEK	+++	+++	+	+++

Stellt man diese Bewertung grafisch dar, bei der man die Achsen gemäß der Trendentwicklung der drei Materialien kategorisiert, lässt sich dies wie folgt in der Abbildung 3-75 darstellen.

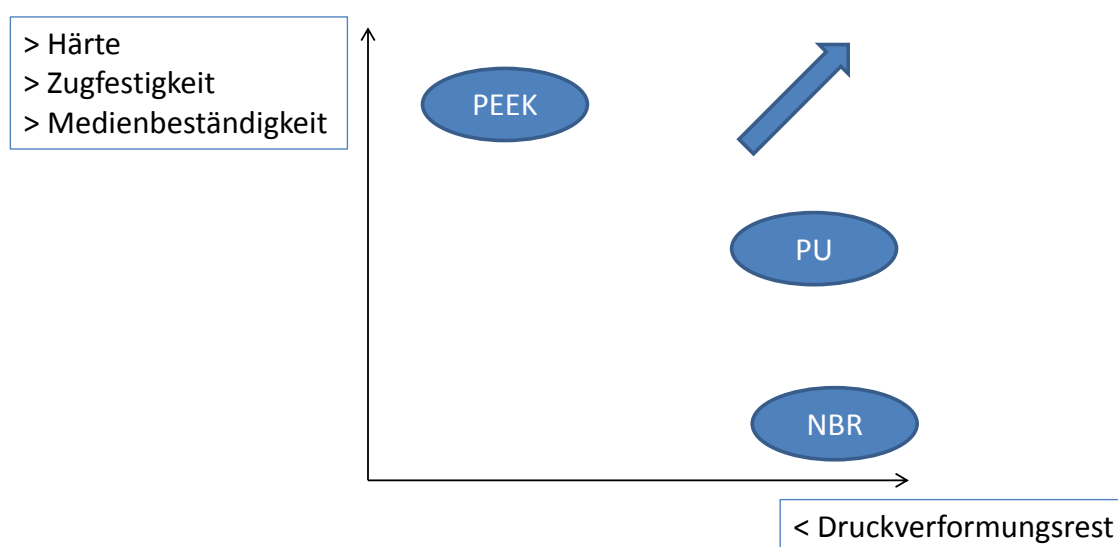


Abbildung 3-75: Bewertung der drei geprüften Materialien

Die Grafik zeigt, dass das Material NBR als Dichtwerkstoff nicht geeignet ist. Trotz des niedrigen Druckverformungsrests, der ein wichtiger Indikator für eine gute jedoch nicht dauerhafte Dichttheit darstellt, ist die geringe Härte, also der Widerstand gegen Eindringen eines Fremdkörpers, die Ursache, dass seine Oberfläche verletzt wird (siehe Abb. 3-65). Die erforderliche Dauerfestigkeit kann durch die geringe Zugfestigkeit und durch die geringe Medienbeständigkeit des NBR nicht gewährleistet werden und disqualifiziert daher dieses Material für Dichtungen unter hoher mechanischer Beanspruchbarkeit bei Wasserstoffanwendungen.

Der Einsatz von PU als Material für den Dichtkörper ist eine weitere, nicht zielführende Möglichkeit. Um den Dichtkörper gemäß der Abbildung 3-72 an der erforderlichen Diagonale einordnen zu können, müsste die mechanische Beanspruchbarkeit bzw. die Dauerfestigkeit des Dichtkörpers aus PU analog zu NBR erhöht werden. Um dennoch dieses Material einsetzen zu können, muss die mechanische Belastung auf die Dichtung reduziert werden. Eine Verringerung der Kräftebilanz auf ein Minimum kann bei einem Druckniveau von 875 bar nur durch eine Erhöhung der Stufenzahl oder durch eine geschickte konstruktive Lösung für eine Druckausgeglichenheit des Dichtkörpers erreicht werden. Der Einsatz von PU ist bei Hochdruckanwendungen demnach nur eingeschränkt möglich.

Diese Umstände führen zur letzten und einzig sinnvollen Möglichkeit, der Einsatz vom Material PEEK, welches sich bereits durch höchste mechanische Beanspruchbarkeit durch hohe Härte und hohe Zugfestigkeit auszeichnet. Darüber hinaus bietet PEEK die geforderte hohe Medienbeständigkeit, eine hohe Temperaturfestigkeit, sowie ein ausgezeichnetes Gleit-

und Abriebverhalten. Diese Materialeigenschaften gewähren eine entsprechende Dauerfestigkeit, was eine gute Dichtheit bei langer Einsatzzeit ermöglicht und eine grundlegende Voraussetzung darstellt. Die Herausforderung bei PEEK besteht darin, durch die geringe elastische Verformbarkeit und durch den großen Druckverformungsrest die geforderte Dichtheit durch kleine Form- und Lagetoleranzen sowie durch geringe Oberflächenrauigkeiten zu erlangen.

Im Zuge der experimentellen Analyse zeigen sich nicht nur Anforderungen an die Eigenschaften der Materialien. Vielmehr decken die beiden unterschiedlichen Dichtkonzepte auch wichtige konstruktive Anforderungen an den Dichtkörper sowie dessen Dichtsitz auf. Die Anforderungen um eine möglichst hohe Dichtheit zu erreichen, und um jene aus der theoretischen Analyse zu ergänzen, sind in nachfolgender Tabelle zusammengefasst.

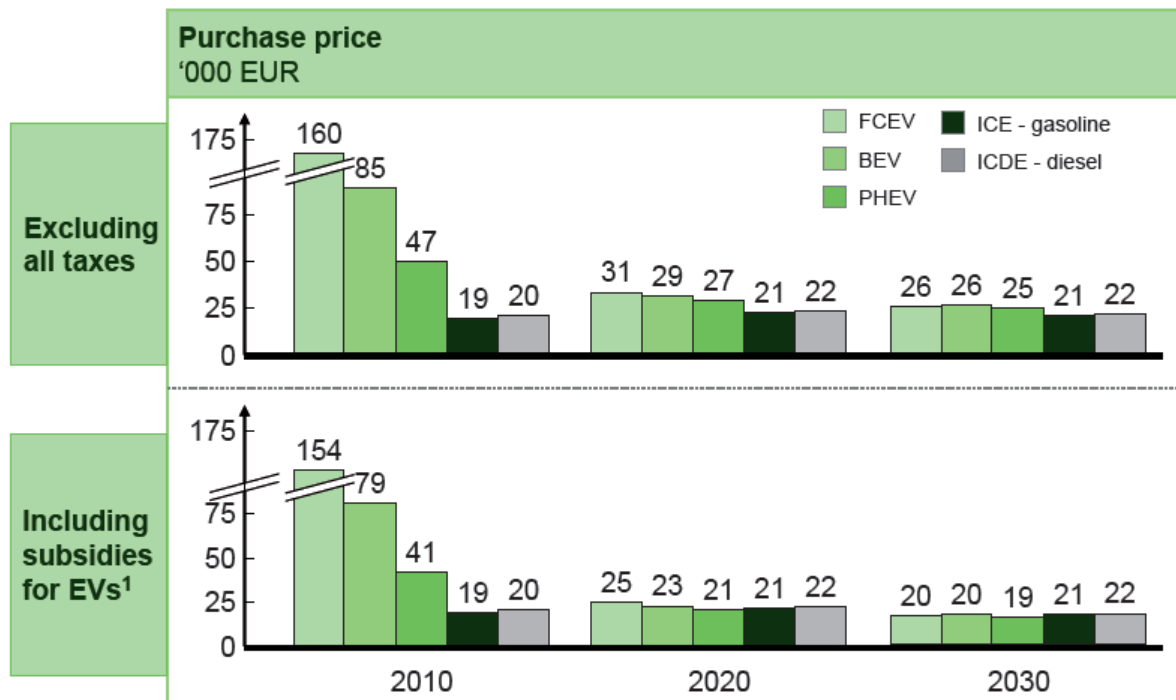
Tabelle 26: Anforderungen für eine gute Dichtheit

Merkmal	Wirkung	Anforderung
Dichtkörper	Zentrierung	Dichtkörper mit Führung
	Mechanische und chemische Beanspruchbarkeit	Material aus PEEK
Dichtsitz	Formtoleranzen	Weiches Material (z.B.: Alu, Bronze,...)
Geometrie	Porenlecks	Kleinste Form und Oberflächentoleranzen
		Kegel/Kegel Paarung mit Rundungen an den Kanten
	Formtoleranzen	Herstellung mit Formwerkzeug
	Zentrierung	Einführschrägen
	Zentrierung bei geringer Spanentwicklung durch Reibung	Dichtkörperwinkel ca. 45°

Der Dichtkörper sollte entgegen dem Konzept B nicht als selbstzentrierende Kugel ausgeführt werden. Diese Ausführung zeigt während den Prüfungen aufgrund der hohen Anzahl an Freiheitsgraden mehrere Probleme. Nur ein geführter Kolben aus einem harten, permeabilitätsarmen Material wie PEEK kann die geforderte Funktionalität vorweisen. Der Dichtsitz, also das Gegenstück des Dichtkörpers, sollte aus einem weicherem Material wie Alu oder Bronze gefertigt werden. Dadurch können die fertigungsbedingten Toleranzen relativiert werden, indem die beiden Bauteile durch Einarbeiten zunächst eine durchgehende Berührlinie bilden und im nächsten Schritt plastifizieren. Bei der Geometrie der beiden Dichtelemente sind selbstverständlich kleinste Form- und Oberflächentoleranzen gefordert, um die Anzahl und die Größe der Porenlecks so gering als möglich zu halten. Die Herstellung mit Formwerkzeugen kann dieser Anforderung gerecht werden. Die Form der beiden Dichtelemente muss kegelig sein, wobei die Kanten am Kegel mit entsprechenden Rundungen ausgeführt werden müssen. Da für einen guten Formschluss Einführschrägen des Dichtkörpers in den Dichtsitz essentiell sind, sollte der Dichtkörperwinkel ca. 45° betragen. Dieser Winkel gewährleistet einen guten Kompromiss zwischen Zentrierung und geringer Spanentwicklung durch Reibung.

3.3 Wertanalyse

Die Wertanalyse bietet die Möglichkeit, Untersuchungen an verschiedensten Objekten, wie Produkte, Prozesse und Dienstleistungen, nach technoökonomischen Aspekten durchzuführen und diese nach bestimmten Kriterien zu verbessern. Der Begriff der Technoökonomie begründet sich dadurch, dass man mit Hilfe der Wertanalyse das primäre Entwicklungsziel der Funktionserhöhung als auch der Kostenreduktion methodisch erreichen kann. Das Erfordernis, bei der Entwicklung des Druckreglers auch ökonomische Ziele zu verfolgen, begründet sich durch nachstehende Abbildung 3-76. Sie stellt die Anschaffungspreise von Mittelklassefahrzeugen mit verschiedenen Antriebstechnologien gegenüber.



Assuming a EUR 6,000 subsidy on electric vehicles (either passively through foregoing excise taxes or actively through support)

Abbildung 3-76: Vergleich des Anschaffungspreises eines Mittelklassefahrzeuges mit verschiedenen Antriebskonzepten [27]

Die Grafik berücksichtigt Brennstoffzellenfahrzeuge (FCEV), Batteriefahrzeuge (BEV bzw. neuerdings AEV...All Electric Vehicle), Plug-in Hybridfahrzeuge (PHEV), sowie konventionell angetriebene Fahrzeuge mit Benzin und Diesel Kraftstoff (ICE – Gasoline bzw. ICDE – Diesel). Als Vergleichsbasis bezüglich des Anschaffungspreises dienen Mittelklassefahrzeuge. Die Abbildung zeigt, dass gleich ob ohne Steuern oder sogar mit einer Steuererleichterung von 6.000 € bei Elektrofahrzeugen, ein erheblich höherer Anschaffungspreis bei Brennstoffzellenfahrzeugen gegenüber konventionell angetriebenen Fahrzeugen herrscht. Um dem möglichen Szenario dieser McKinsey Studie, die eine Kosteneinsparung bei Brennstoffzellenfahrzeugen im Jahr 2020 um den Faktor 5 voraussieht, gerecht werden zu können, ist neben dem erforderlichen Markt zur Stückzahlerhöhung auch noch ein erheblicher technologischer Entwicklungsaufwand zur Kostensenkung erforderlich.

Die Wertanalyse bietet nun durch ein systematisches Vorgehen und durch den Einsatz verschiedener Tools die Möglichkeit, funktionserhöhende und kostensenkende Maßnahmen zu finden, die der Optimierung des Untersuchungsgegenstandes dienen. Um eine anforderungsgerechte und eine unter Berücksichtigung sämtlicher Interessensvertretungen Verbesserung zu erzielen, ist die Bestimmung der lösungsbedingenden Vorgaben, die als Lastenheft der Optimierung gesehen werden kann, ein wesentlicher Bestandteil der folgenden Wertanalyse.

Entwickelt wurde die Wertanalyse von Lawrence D.Miles, dem Chefeinkäufer von General Electric. Er beschreibt diese als eine Philosophie [28]:

„Value analysis is a philosophy implemented by the use of a specific set of techniques, a body of knowledge and a group of learned skills. It is an organized creative approach which has for its purpose the efficient identification of unnecessary costs, i.e. costs which provide neither quality nor use nor life nor appearance nor customer features.“

Die ÖNORM EN12973 “Value Management” [1] beschreibt die Wertanalyse neben alternativen Methoden wie Design to Cost oder Design to Objective als Teil des Value Managements mit folgenden Worten:

„Die Wertanalyse ist ein organisierter und kreativer Ansatz, der einen funktionsorientierten und wirtschaftlichen Gestaltungsprozess mit dem Ziel der Wertsteigerung eines Wertanalyse-Objektes zur Anwendung bringt. Der Einsatz von Wertanalyse macht Organisationen leistungsfähiger, indem sie die Wettbewerbsfähigkeit der Produkte dieser Organisation verbessert.“

Die Wertanalyse ist in ihrem Ablauf genormt. Neben dem Arbeitsplan nach der ÖNORM 12973 [1] bietet auch der VDI die Richtlinie VDI 2800 [48] eine geregelte Vorgehensweise an.

Tabelle 27: Arbeitsplan der Wertanalyse nach VDI 2800

Grundschritt	Teilschritt
1. Projekt vorbereiten	1.1 Objekt auswählen 1.2 Grobziel mit Bedingungen festlegen, Untersuchungsrahmen abgrenzen 1.3 Projektorganisation festlegen 1.4 Einzelziele aus Grobzielen herleiten 1.5 Projektablauf planen
2. Objektsituation analysieren	2.1 Objekt und Umfeld-Informationen beschaffen 2.2 Kosteninformationen beschaffen 2.3 Funktionen ermitteln 2.4 Lösungsbedingende Vorgaben ermitteln 2.5 Kosten den Funktionen zuordnen
3. Soll-Zustand beschreiben	3.1 Informationen auswerten 3.2 Soll-Funktionen festlegen 3.3 Lösungsbedingende Vorgaben festlegen 3.4 Kostenziele den Soll-Funktionen zuordnen
4. Lösungsideen entwickeln	4.1 Vorhandene Ideen sammeln 4.2 Neue Ideen entwickeln
5. Lösung festlegen	5.1 Bewertungskriterien festlegen 5.2 Lösungsideen bewerten 5.3 Ideen zu Lösungsansätzen verdichten und darstellen 5.4 Lösungsansätze bewerten 5.5 Lösungen ausarbeiten 5.6 Lösungen bewerten 5.7 Entscheidungsvorlage erstellen 5.8 Entscheidungen herbeiführen
6. Lösung verwirklichen	6.1 Realisierung im Detail planen 6.2 Realisierung einleiten 6.3 Realisierung überwachen 6.4 Projekt abschließen

Da im Zuge dieser Arbeit die vollständige Abhandlung nach dem Arbeitsplan zu umfangreich wäre, wird nur eine partielle Wertanalyse durchgeführt die sich aus folgenden Punkten zusammensetzt:

Tabelle 28: Arbeitsplan der angewendeten, partiellen Wertanalyse

Grundschrift	Teilschritt
1. Analyse des Ventilsystems	1.1 Beschreibung des Ventilsystems 1.2 Kostenstruktur des Benchmarks 1.3 ABC – Analyse
2. Ermittlung des Sollzustandes	2.1 Technische Vorgaben an das Ventilsystem 2.2 Ökonomische Vorgaben an das Ventilsystem
3. Entwicklung von Lösungsideen	3.1 Funktionenanalyse 3.2 Ausarbeitung der Lösung
4. Bewertung der Lösung	4.1 Kostenstruktur des optimierten Ventilsystems 4.2 Kostenvergleich zur Ausgangssituation

Auffallend an obigen Arbeitsplan ist, dass entgegen der Erwartung kein Druckregler sondern das gesamte Ventilsystem eines Wasserstoffspeichersystems analysiert wird. Der Grund ist, dass der Druckregler jenes Bauteil ist, das den größten Einfluss auf die restlichen Ventile aufweist. Das erfordert hinsichtlich der Kosten und der Funktionen eine Betrachtung des Gesamtsystems.

3.3.1 Analyse des Ventilsystems

Bei der Analyse des Ventilsystems erfolgt zunächst eine Beschreibung des Systems unter den technischen Gesichtspunkten. Hierfür werden die einzelnen Funktionen der eingesetzten Ventile erläutert. Anschließend folgt die Darlegung der Kostenstruktur des Systems, welches die Herstellkosten des Systems anführt. Eine ABC-Analyse, mit deren Hilfe sich die Kostentreiber ermitteln lassen, schließt den ersten Arbeitsschritt ab.

Beschreibung des Ventilsystems

Das Speichersystem, welches in nachfolgender Abbildung 3-77 ersichtlich ist, stellt den Benchmark für die Wertanalyse dar. Die Systemgrenze des Speichersystems ist an der Seite der Befüllung durch den Tankanschluss und an der Seite der Entnahme durch die Kupplung zum Brennstoffzellensystem definiert.

Das System beinhaltet drei Behälter die je mit einem „Main On Tank Valve“, dem Flaschenventil, versehen sind. Zu Befüll- und Entnahmezwecken werden die Behälter mit einer „Gas Handling Unit“ gebündelt. Die in rot eingefärbten Leitungen stellen die Hochdruckleitungen dar, jene Leitungen in schwarz sind Niederdruckleitungen. Die in Gelb gehaltene „Venting & Defueling Line“ ist jene Leitung, über die zum Schutz des Brennstoffzellensystems bei Überdruck Wasserstoff entweichen kann und im Servicefall die Behälter entleert werden können.

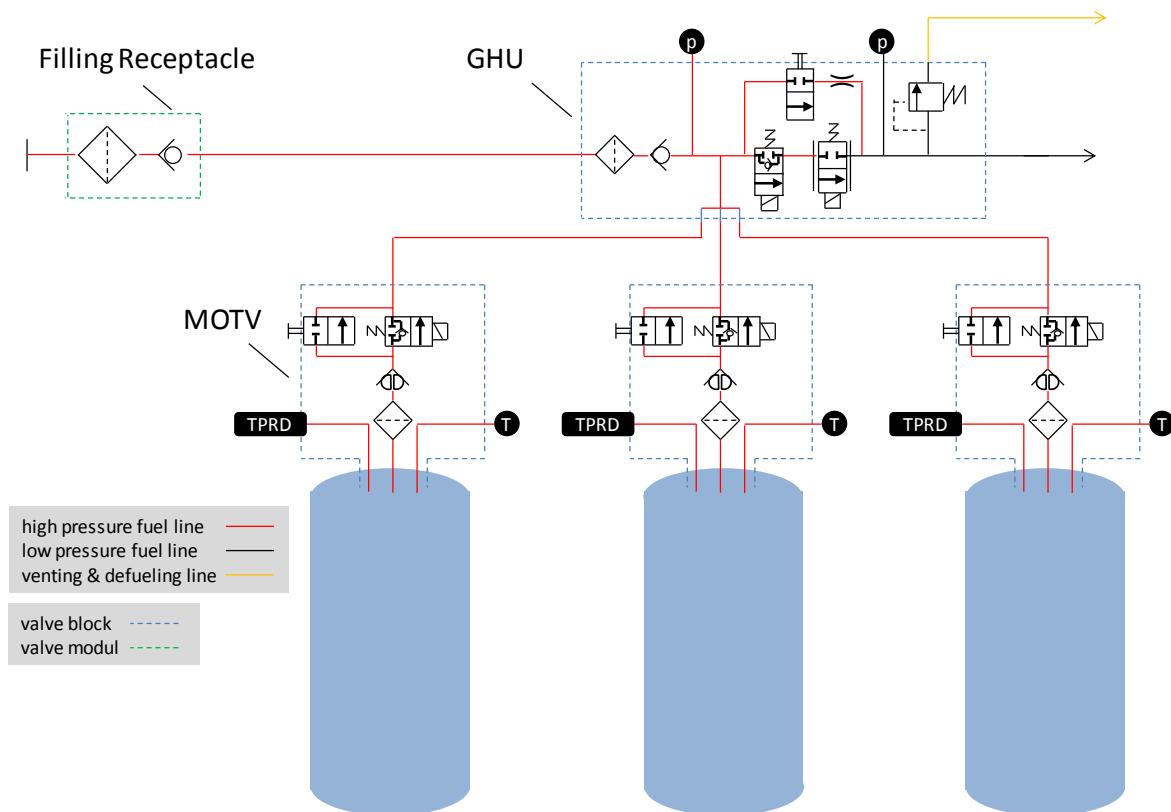


Abbildung 3-77: Benchmark Speichersystem

Die Ventile des Systems, die gemäß der Darstellung zu insgesamt drei verschiedenen Ventilblöcken zusammengefasst sind, sind nachfolgend im Detail beschrieben.

- Filling Receptacle

Der Filling Receptacle ist der Tankstutzen des Speichersystems. Dieser beinhaltet neben der Tankkupplung einen Filter und ein Rückschlagventil. Der Filter unterbindet den Transport von Partikeln aus der Tankstelle in das Speichersystem. Das Rückschlagventil sperrt den austretenden Gasstrom in die Atmosphäre aus dem Rohrleitungsvolumen zwischen der Gas Handling Unit und dem Filling Receptacle.

- GHU - Gas Handling Unit

Die Gas Handling Unit ist die zentrale Ventileinheit des Speichersystems. Der Betankungsvorgang als auch der Entleerungsvorgang wird über diese Einheit durchgeführt. Die Rohrleitung aus dem Filling Receptacle mündet in der GHU erneut in einen Filter und in ein Rückschlagventil bevor die Rohrleitung mittels dreier Main On Tank Valves in die drei Behälter geführt wird. Bei einem Entleerungsvorgang wird der Gasstrom über dieselbe Rohrleitung in die GHU geleitet. Dort wird der Gasstrom durch ein Shut Off Valve, also ein automatisches Absperrventil, weitergeleitet, bis seine Masse und sein Druck durch einen Electronic Pressure Regulator, dem Druckregler, geregelt wird. Haben beide elektronisch gesteuerte Ventile eine Störung, so können diese durch ein Manual Valve überbrückt werden und die Behälter bei Bedarf entleert werden. In der Niederdruckleitung befindet sich ein Low Pressure Regulator, der den Niederdruck zum Schutz des nachgeschalteten Verbrauchers begrenzt. Steigt der Niederdruck über ein eingestelltes Niveau, so öffnet sich das Ventil und führt den Überdruck über die Entlüftungsleitung in die Umgebung ab. Des Weiteren befinden sich an der GHU ein Hochdrucksensor der den Behälterdruck misst und ein Niederdrucksensor, der den reduzierten Druck nach dem Druckregler misst.

- MOTV – Main On Tank Valve

Das Main On Tank Valve, nachfolgend mit OTV abgekürzt, ist ein Flaschenventil über

welches der Betankungsvorgang und Entleerungsvorgang des Behälters durchgeführt wird. Bei der Betankung als auch bei der Entleerung wird der Gasstrom erneut über ein Shut Off Valve geleitet. Ist die Ansteuerung dieses Ventils defekt, so kann das Ventil im Schadensfall über ein Manual Valve überbrückt werden, um den Behälter gegebenenfalls zu entleeren. Nach dem Shut Off Valve mündet der Gasstrom in einen Excess Flow Limiter und einen Filter. Der Excess Flow Limiter hat die Aufgabe den ausströmenden Gasstrom zu limitieren. Des Weiteren sitzt im Main On Tank Valve das Temperature Pressure Relief Device, ein Sicherheitsventil mit einem inkludierten Temperatursensor, welches im Brandfall den Behälter öffnet, sodass er sich entleeren lässt.

Kostenstruktur des Benchmarks

Zur weiteren Untersuchung wird die Kostenstruktur des Benchmark-Systems dargestellt. Die Kosten beziehen sich auf Schätzungen des Controllings. Da das Filling Receptacle von der restlichen Ventiltechnik unabhängig ist und somit als kostenneutral gesehen werden kann, wird nachfolgend nur die Baugruppe GHU und die Baugruppe OTV analysiert. Die dargestellten Herstellkosten setzen sich aus den Teilekosten und den Toolingkosten zusammen und beziehen sich auf eine Kleinserie von 1.000 Stück.

Tabelle 29: Herstellkosten GHU 1.000#

Baugruppe GHU 1.000#					
Bauteil	Teilekosten/#	Anzahl	Tooling	Herstellkosten	HK/#
Assembly	457	1.000	100.000	557.000	557
GHU Body	360	1.000	0	360.000	360
Pressure Regul.	197	1.000	0	197.000	197
Shut Off Valve	197	1.000	0	197.000	197
Overpressure RV	89	1.000	0	89.000	89
HD Sensor	45	1.000	0	45.000	45
ND Sensor	45	1.000	0	45.000	45
Manual Valve	41	1.000	0	41.000	41
Others	20	1.000	100.000	120.000	120
Filter	50	1.000	0	50.000	50
Check Valve	15	1.000	0	15.000	15
Summe:	1.516		200.000	1.716.000	1.716

Tabelle 30: Herstellkosten OTV 1.000#

Baugruppe OTV 1.000#					
Bauteil	Teilekosten/#	Anzahl	Tooling	Herstellkosten	HK/#
Assembly	650	1.000	100.000	750.000	750
OTV Body	390	1.000	0	390.000	390
Shut Off Valve	190	1.000	0	190.000	190
Filter	88	1.000	0	88.000	88
Manual Valve	52	1.000	0	52.000	52
Temp Sensor	35	1.000	0	35.000	35
Excess Flow Lim	32	1.000	0	32.000	32
Others	23	1.000	0	23.000	23
Summe:	1.460		100.000	1.560.000	1.560

Bei 1.000 Stück sind naturgemäß die Teilekosten die dominante Größe, wohingegen die Toolingkosten noch gering gehalten werden. Das Assembly, welches den Zusammenbau und die End of Line Tests beinhaltet, ist bei beiden Baugruppen der Kostentreiber.

Die Ventiltechnik kostet für das Benchmark System mit zwei Behältern bei 1.000 Stück rund 4.836 € und mit drei Behältern rund 6.396 €. Es ist darauf hinzuweisen, dass mit diesen Herstellkosten nicht das gesamte Speichersystem abgedeckt werden kann. Die Kosten erhöhen sich deutlich, wenn auch die vier bzw. bei drei Behälter sechs Stück Temperature Pressure Relief Devices, das Filling Receptacle, die Rohrleitungen, die Fittinge, die Behälter, die Behälterbefestigungen sowie der tragende Rahmen des Speichersystems hinzu kalkuliert werden. Durch die Kostenneutralität, die sich aufgrund des notwendigen Einsatzes dieser Komponenten im Benchmark- als auch im optimierten System ergibt, werden diese Kosten nicht berücksichtigt.

ABC – Analyse

Die ABC-Analyse wird durchgeführt, um die Kostentreiber der beiden Ventilblöcke darzustellen. Sie ordnet und klassifiziert die Komponenten in die drei Klassen A, B und C. Durch Kumulation der Herstellkosten lässt sich bestimmen, welche die größten Kostenverursacher sind. Alternativ kann diese Analyse auch dafür eingesetzt werden, welche Materialien, welche Produkte, welche Kunden oder andere Attribute einer bestimmten Datenmenge den größten Beitrag im zu untersuchenden Kontext leisten. Produkte können nach ihren Umsatzzahlen bewertet werden, und die Lagerhaltung und Logistik anhand der Zugriffshäufigkeit auf gewisse Objekte optimiert werden.

Die Faustregel der ABC Analyse sagt, dass 20% der Bauteile 80% der Kosten verursachen. Die restlichen 80% der Bauteile bedingen lediglich 20% der Kosten.

A – Teile: 15% der Bauteile verursachen 75% der Kosten

B – Teile: 25% der Bauteile verursachen 20% der Kosten

C – Teile: 60% der Bauteile verursachen 5% der Kosten

Das ist darauf zurückzuführen, dass Baugruppen nur wenige große Bauteile beinhalten, die den Großteil der Kosten zur Ursache haben. Die große Anzahl an kleinen Bauteilen in einer Baugruppe verursachen anteilig geringere Kosten. In den beiden nachfolgenden Abbildungen 3-78 und 3-79 der GHU und des OTV weicht diese Verhältnisregel ab, weil der Kostenpunkt „Others“ viele Bauteile wie Dichtungen, Schrauben, etc. beinhaltet.

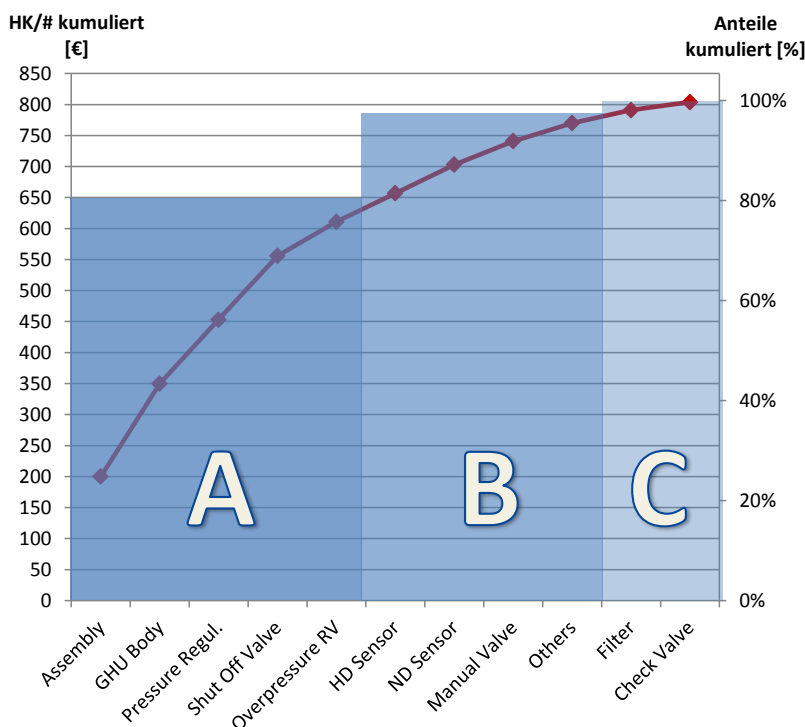


Abbildung 3-78: ABC-Analyse GHU

Die Analyse der GHU zeigt auf, dass die wesentlichen Kostentreiber das Assembly, der GHU Body, der Pressure Regulator das Shut Off Valve und das Overpressure Relief Valve ist. Weniger ins Gewicht fallen die restlichen Bauteile, wie die beiden Drucksensoren, das Manual Valve, der Filter, das Check Valve und Kleinteile unter dem Begriff „Others“.

Die Analyse des OTV zeigt ähnliche Ergebnisse. Die wesentlichen Kostentreiber sind erneut das Assembly, der OTV Body und das Shut Off Valve. Geringe Kostenanteile an der Baugruppe hat der Filter, das Manual Valve, der Temperature Sensor, der Excess Flow Limiter und die Kleinteile „Others“.

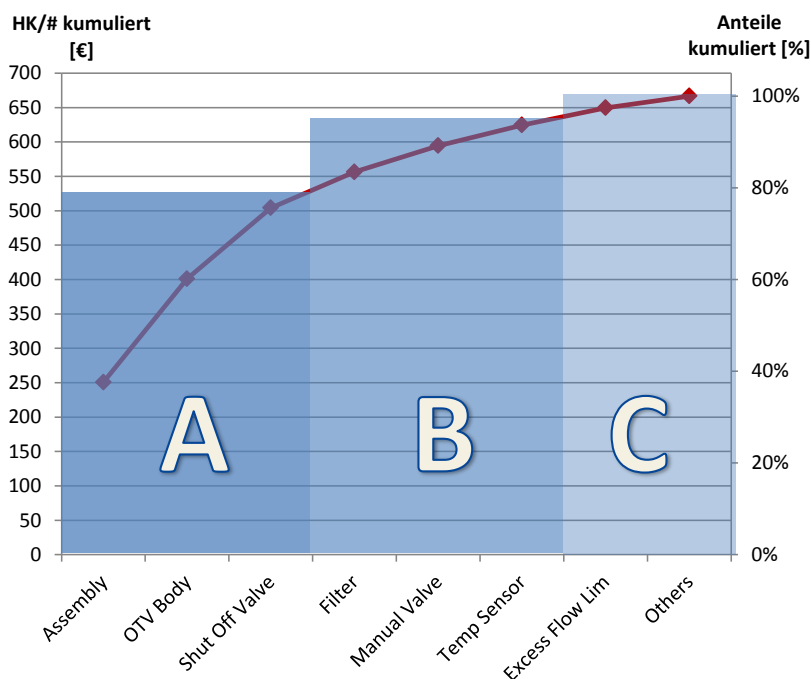


Abbildung 3-79: ABC-Analyse OTV

Abschließend können jene Bauteile der Ventiltechnik erhoben werden, die hinsichtlich einer kostensensitiven Entwicklung die größten Einsparpotenziale erwarten lassen. Zur Kostenreduktion soll daher den folgenden Bauteilen besonderes Hauptaugenmerk geschenkt werden:

1. Assembly GHU und OTV
2. Body GHU und OTV
3. Pressure Regulator
4. Shut Off Valve
5. Overpressure Relief Device

3.3.2 Ermittlung des Sollzustandes

Im Kapitel „Ermittlung des Sollzustandes“ werden zum einen technische Vorgaben und zum anderen ökonomische Vorgaben ermittelt. Die technischen Vorgaben betreffen den Aufbau des Ventilsystems hinsichtlich den erforderlichen Sicherheitsventilen und befinden sich in einem Zielkonflikt zwischen den Interessenvertretungen der Legislative, der OEM's und der Kunden. Die ökonomischen Vorgaben betreffen den Aufbau des Ventilsystems hinsichtlich des konstruktiven Aufbaus mit dem Ziel, den Anforderungen an ein kostensensitives Speichersystem gerecht zu werden.

Technische Vorgaben an das Ventilsystem

Die technischen Vorgaben an ein Wasserstoffspeichersystem ergeben sich durch mehrere Interessenvertretungen. Allen voran steht die Legislative, wo die Rechtsvorschriften in der Verordnung (EU) Nr. 406/2010 im Teil 1 der „Vorschriften für den Einbau von Wasserstoff führenden Bauteilen und Wasserstoffsystemen, in denen komprimierter (gasförmiger) Wasserstoff verwendet wird, in wasserstoffbetriebene Fahrzeuge“ [50] beschrieben sind. Ein kurzer Auszug der Anforderungen an die Ventiltechnik bietet nachfolgende Auflistung:

1. Automatische Ventile oder (SOV – Shut Off Valve) Rückschlagventile zur Absperrung des Behälters oder einer Behälterbaugruppe oder des Antriebssystems:
 - 1.1 Automatische Absperrventile müssen im inaktiven Zustand geschlossen sein (NC-Ventil)
 - 1.2 Automatische Absperrventile, die jeden Behälter absperrern, müssen sich schließen, falls es zu einer Störung des Wasserstoffsystems kommt.
 - 1.3 Die Wasserstoffzufuhr muss zum Antriebssystem unterbrochen werden, wenn das System abgestellt wird.
2. Druckentlastungsvorrichtung (TPRD – Temperature Pressure Relief Device)
 - 2.1 Bei Behältern muss die Druckentlastungsvorrichtung eine nicht wieder schließende, thermisch aktivierte Vorrichtung zum Schutz eines Behälters sein
 - 2.2 Die Druckentlastungsvorrichtung muss direkt in die Öffnung des Behälters oder mindestens eines Behälters in einer Behältergruppe installiert werden.
3. Überdruckventile (LPR – Low Pressure Regulator)
 - 3.1 Ein Überdruckventil ist so zu installieren, dass dieses den Wasserstoff in eine atmosphärische Auslassleitung abführt, die diesen dann aus dem Fahrzeug herausleitet.

Diese Auflistung bietet einen kleinen Einblick über die Anforderungen, die an ein Wasserstoff-Speichersystem gestellt werden. Nachfolgende Liste beinhaltet grundlegenden legislativen Anforderungen gemäß der EG Nr. 79/2009 [49] und der EU Nr. 406/2010 [50], die die erforderliche Struktur und den Aufbau der Ventiltechnik betreffen. Ausgenommen sind in dieser Auflistung zum Beispiel Materialanforderungen, mechanische Belastungsgrenzen, erforderliche Temperatur- und Druckbereiche oder auch Grenzwerte, die aus Druckprüfungen hervor gehen.

Tabelle 31: Anforderungen an die Ventile laut Legislative

Verordnung	Rechtsvorschrift
EG Nr. 79/2009	Eine Absicherung gegen Überdruck des gesamten Systems (Behälter, Rohrleitungen,..) muss installiert sein.
	Bei Überdruck oder beim manuellen Entleeren muss der Wasserstoff über eine Entlüftungsleitung gezielt abgeführt werden können.
	Eine Vorrichtung gegen Leckage während der Betankung muss installiert sein.
	Ein Rückschlagventil am Tankstutzen muss ausströmendes Gas nach dem Betankungsvorgang zwischen Tankstutzen und Behälter stoppen.
	Der Behälter muss mit einem Shut Off Valve abgesichert werden.

	(Schließen bei Leckage, Unfall oder Fzg. Abstellung)
EU Nr. 406/2010	Während des Tankvorganges darf kein unkontrollierbares Freisetzen von Wasserstoff erfolgen.
	Die Einfülleinrichtung muss mit einer Absperreinrichtung versehen sein.
	Bei Versetzen/Ausbau des Behälters muss die Absperreinrichtung aktiv bleiben.
	Die automatischen Ventile müssen normalerweise geschlossen sein. (störungssicher, NC)
	Die automatischen Absperrventile müssen in inaktivem Zustand geschlossen sein. (störungssicher, NC)
	Die automatischen Absperrventile müssen sich schließen sobald eine Störung oder eine erhebliche Leckage auftritt.
	Ein automatisches Ventil muss den Kraftstofffluss zum Verbraucher unterbrechen solange das Fzg. abgestellt ist.
	Bei Behältern muss eine thermisch aktivierte, nicht wieder verschließbare Druckentlastungsvorrichtung zum Schutz des Behälters installiert sein.
	Die Druckentlastungsvorrichtungen (druck, thermisch) müssen an den Behältern so angebracht sein, dass der Wasserstoff in eine atmosphärische Austrittsleitung führt.
	Zwischen geschützten Bauteil und Druckentlastungsvorrichtungen darf keine Absperreinrichtung installiert sein.

Neben der Legislative gibt es weitere Interessensgruppen wie OEM's, Kunden und Werkstätten, die weitere Anforderungen an die Wasserstoffspeichersysteme stellen. Ein Ausschnitt ist nachfolgend angeführt:

Tabelle 32: Anforderungen an die Ventile der OEM's, Kunden und Werkstätten

OEM's, Kunden & Werkstätten	Verbesserte Diagnose und Regelung
	Hoher Wirkungsgrad/geringe Stromaufnahme
	Geringe externe und interne Leckage
	Starke Kostenreduktion
	Geringe Schmutzpartikel im System

Ökonomische Vorgaben an das Ventilsystem

Die ökonomischen Vorgaben ergeben sich durch die Anforderung, allen Interessensvertretungen hinsichtlich eines kostensensitiven Speichersystems gerecht zu werden. Die Kostensensitivität lässt sich gemäß der nachfolgenden Abbildung anhand des Beispiels eines Zahnrades darstellen. Die Herstellkosten werden dabei in Rüstkosten, in Fertigungskosten und in Materialkosten aufgeteilt.

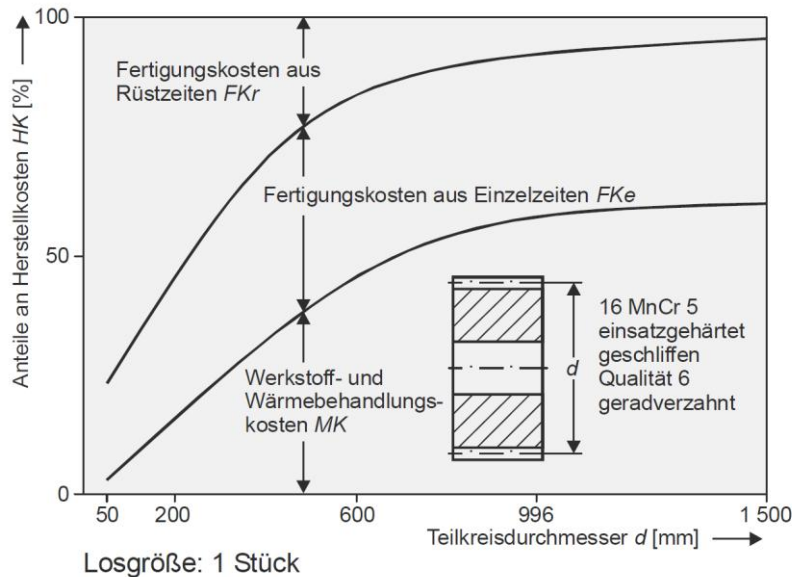


Abbildung 3-80: Herstellkosten abhängig von der Bauteilgröße [9]

Die Abbildung 3-77 zeigt, dass bei kleinen Bauteilen die Rüstkosten überwiegen. Die Fertigungskosten weisen einen erheblich kleineren Anteil auf. Die Materialkosten sind bei kleinen Bauteilen bereits verschwindend gering. Bei großen Bauteilen überwiegen hingegen die Materialkosten. Die Fertigungskosten fallen aufgrund der längeren Bearbeitungszeit bereits größer ins Gewicht. Die Kosten aus Rüstzeiten können bei großen Bauteilen beinahe vernachlässigt werden [9].

Daraus resultiert, dass große Teile einen geringen Stückzahleneinfluss haben. Die Kosten lassen sich nur durch Materialeinsparungen, einem kostengünstigen Material und einer Verringerung der Bearbeitungsschritte reduzieren. Die kleinen Teile weisen im Gegensatz zu den großen Teilen einen starken Stückzahleneinfluss auf. Hier können die Kosten nur mit einer Verringerung der Rüstzeit durch eine Erhöhung der Gleichteile erreicht werden.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass eine Reduktion der Herstellkosten einer Baugruppe grundlegend durch Materialeinsparungen an großen Bauteilen und durch Erhöhung der Gleichteile bei kleinen Bauteilen erreicht werden kann. Selbstverständlich gibt es noch eine Vielzahl an weiteren Einflussfaktoren. Diese fallen allerdings geringer ins Gewicht.

3.3.3 Entwicklung von Lösungsideen

Die Entwicklung von Lösungsideen baut direkt auf die technischen und ökonomischen Vorgaben auf. Während die technischen Vorgaben an das Speichersystem durch die Verdichtung der europäischen Richtlinien im vorherigen Kapitel definiert wurden, sind die ökonomischen Vorgaben zur Kostenreduktion noch nicht bauteilspezifisch definiert. Erst mit der folgenden Funktionenanalyse lässt sich die Frage nachweislich beantworten, welche der beiden Kostenreduktionsarten an welchen Bauteilen vom Speichersystem am sinnvollsten sind.

Funktionsanalyse

Die Funktionsanalyse ist eine zweckorientierte Analyse eines Objektes, bei der das Objekt nach seinen Funktionen gegliedert wird. Entscheidend für den Erfolg der Funktionsanalyse ist der Abstraktionsgrad. Da im Falle der Wertanalyse die Ventiltechnik des gesamten Speichersystems untersucht wird, ist der Grad der Abstraktion sehr hoch.

Der Sinn dieser Analyse liegt darin, aus den ermittelten Funktionen jene Bauteile zu ermitteln, die einen maßgeblichen Beitrag zur Funktionalität leisten. Sofern funktionsübergreifende Bauteile ermittelt werden, lassen sich dadurch mögliche Gleichteile ermitteln, die gemäß der Gleichteilerhöhung zur Kostenreduktion beitragen können.



Abbildung 3-81: Funktionenmatrix

Die in diesem Fall sehr triviale Funktionsmatrix in der Abbildung 3-81 zeigt, dass für den Großteil der Hauptfunktionen, nämlich Wasserstoff aufnehmen, Wasserstoff speichern, Wasserstoff freigeben, Druck regulieren und Überdruck vorbeugen ein und derselbe Lösungsansatz erforderlich ist: Ventile müssen sich dafür öffnen und schließen. Diese Überschneidung führt zu Funktionssynergien. Die nächste Abstraktionsebene zeigt, dass sich die Ventile durch das Heben und Senken von einem Dichtkörper öffnen und schließen lassen. Diese Überschneidung führt zu dem gesuchten Gleichteil, dem Dichtkörper. Im analysierten Benchmark – System lassen sich bereits bei zwei Behältern 16 Dichtkörper in 9 verschiedenen Ausführungen identifizieren. Dieser Umstand birgt das Potential eine erhebliche Kostensenkung zu erreichen.

Ausarbeitung der Lösung

Die vorherigen Untersuchungen führen zu folgenden Erkenntnissen die in nachfolgender Tabelle zusammengefasst sind:

Tabelle 33: Erkenntnisse der Wertanalyse

Kostentreiber	Assembly GHU & OTV	Body GHU & OTV	Pressure Regulator	Shut Off Valve	Overpressure Relief Valve
Kostensenkung	Material einsparen bei großen Teilen		Gleichteile bilden bei kleinen Teilen		
Potentiale	Body der GHU		Dichtkörper der Ventile		

Das größte Potential um bei großen Bauteilen eine Kostensenkung durch Materialeinsparung zu erreichen bietet die GHU. Dieser Ventilblock, der eine Vielzahl an Ventilen aufnimmt, gilt es weitestgehend zu reduzieren. Ermöglicht werden kann dies nur durch eine Verringerung der Anzahl der Ventile, indem eine funktionale Zusammenlegung der Ventile erfolgt. Bei kleinen Bauteilen, die zur Kostensenkung aus einer möglichst hohen Anzahl aus Gleichteilen bestehen sollten, bietet der Dichtkörper das größte Potenzial. Beide Maßnahmen gepaart ergeben die Grundlage, eine erhebliche Kosteneinsparung erreichen zu können.

Die funktionale Zusammenlegung von Ventilen ermöglicht eine Reduktion von Schnittstellen in die Gasstrecke, wodurch die Notwendigkeit der GHU nicht mehr gegeben ist. Die erforderlichen Ventile, die in Tabelle 34 gelistet sind, gilt es unter funktionalen Aspekten bestmöglich zu kombinieren.

Tabelle 34: Funktionale Anforderungen an das Ventilsystem

Funktion	Ventil
Druck mindern	Pressure Regulator
Behälter absperren	Shut of Valve
Gasfluss sperren	Check Valve
Gasfluss begrenzen	Excess Flow Limiter
HD und ND Bereich entlüften	Manual Valve

Die Kombinationen dieser Ventile, die durch die bestmögliche Nutzung von Funktionssynergien gezeichnet sind, sind in den nachfolgenden Abbildungen dargestellt. Es zeigt sich die Möglichkeit einer Reduktion auf drei Multifunktionsventile.

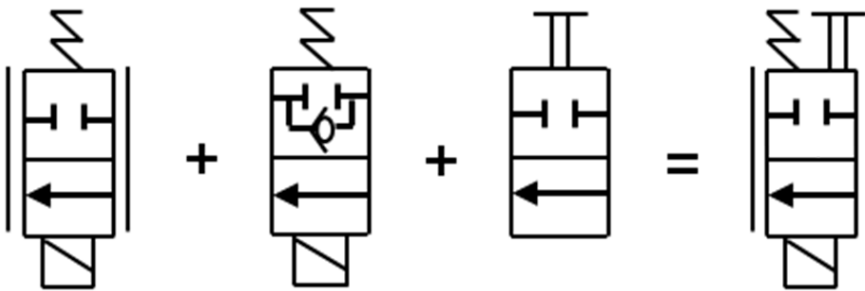


Abbildung 3-82: Druckregelventil mit manueller Öffnungsmöglichkeit

Das Ventil in der Abbildung 3-82 vereint den Pressure Regulator, das Shut Off Valve und das Manual Valve der Hochdruckleitung. Ermöglicht wird diese Maßnahme dadurch, dass der geforderte Aufbau des Systems beibehalten werden kann, die Ruhestellung des Dichtkörpers beim Pressure Regulator und beim Shut Off Valve stromlos geschlossen ist, und beide Ventile servogesteuert, als vor- bzw. zwangsgesteuert sind. Die Kombination mit einem Manual Valve bietet die Möglichkeit, die bereits existierende Schnittstelle in die Gasstrecke und den bereits vorhandenen Dichtkörper zur Dichtfunktion auszunützen. In Summe zeigt sich ein stromlos geschlossenes Druckregelventil mit manueller Öffnungsmöglichkeit.

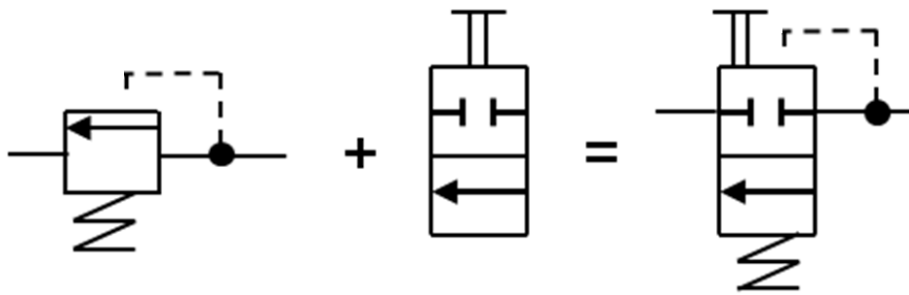


Abbildung 3-83: Druckbegrenzungsventil mit manueller Öffnungsmöglichkeit

Das Ventil in Abbildung 3-83 vereint das Pressure Relief Valve und das Manual Valve der Niederdruckleitung. Erneut wird der vorhandene Dichtkörper zur Kombination mit einem Manual Valve genutzt. Dies ermöglicht ein stromlos geschlossenes Druckbegrenzungsventil mit manueller Öffnungsmöglichkeit, wodurch die Niederdruckleitung mit dem Verbraucher gegen Überdruck abgesichert wird und im Falle eines Services manuell entlüftet werden kann.

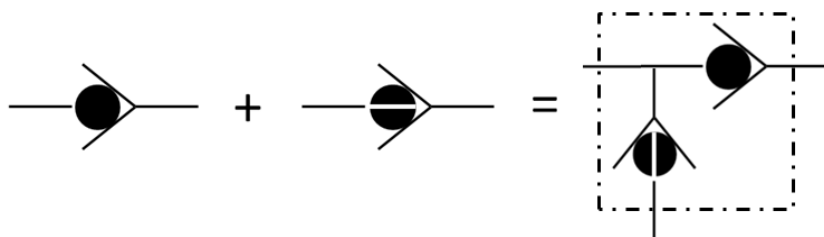


Abbildung 3-84: Durchflussbegrenzer mit integrierten Rückschlagventil

Das Ventil in der Abbildung 3-84 kombiniert den Excess Flow Limiter mit dem Check Valve. Funktionsbedingt müssen bei diesem Ventil zwei Dichtkörper verwendet werden. Diese können aber ähnlich gestaltet werden und in einem Gehäuse untergebracht werden.

In nachfolgender Abbildung 3-85 ist das optimierte System mit der Integration der drei Multifunktionsventile dargestellt.

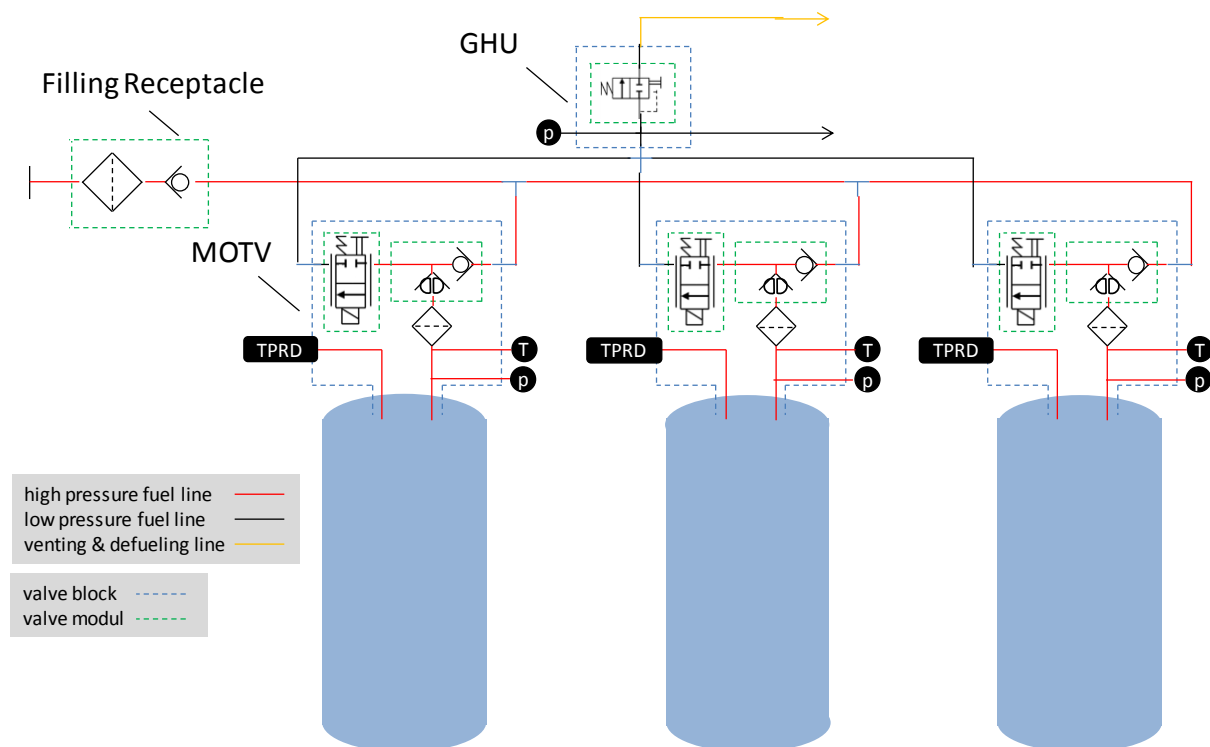


Abbildung 3-85: Optimiertes Speichersystem

Das optimierte Speichersystem in obiger Abbildung weist neben dem Filling Receptacle nach wie vor die beide Ventilblöcke OTV und GHU auf. Beide haben sich in ihrer Funktion durch den Einsatz der drei Multifunktionsventile aber grundlegend geändert.

Das OTV nimmt den multifunktionalen Durchflussbegrenzer auf, der nach dem Betankungsvorgang den Behälter mittels einem Check Valve abschließt. Der Excess Flow Limiter wird während der Betankung mit dem geforderten Massenstrom von 50 g/s durchströmt. Anschließend gelangt das Gas durch einen Filter in den Behälter in dem Druck und Temperatur gemessen werden. Das geforderte Temperature Pressure Relief Device (thermisches Druckentlastungsventil) sichert den Behälter abhängig von der Außentemperatur ab. Der multifunktionale Druckregler sperrt die Flasche durch die stromlos geschlossene Funktion ab. Beim Entnahmevorgang öffnet das Ventil und das Gas strömt erneut durch den Filter und den Excess Flow Limiter. Strömungsgerichtet minimiert nun der Flow Limiter den austretenden Massenstrom. Der Druck wird durch den Druckregler auf 8 bar reduziert. Nach dem OTV liegt demnach nur noch Niederdruck vor, was dadurch flexible Leitungen und eine deutlich schwächer dimensionierte GHU erlaubt.

In der GHU befindet sich neben dem Niederdrucksensor der multifunktionale Druckbegrenzer. Dieser sichert die Niederdruckleitung ab, indem er bei ca. 12 bar öffnet und den Überdruck über die Venting Line ablässt. Müssen die Behälter aufgrund von Servicefällen oder mechanischer Beschädigung entleert werden, so wird am Druckregler die manuelle Öffnungsfunktion genutzt, die es erlaubt, die stromlos geschlossene Funktion zu überbrücken und die Gasstrecke freizugeben. Zeitgleich öffnet sich der Druckbegrenzer und lässt den Überdruck über die Venting Line ab. Um die restlichen 12 bar aus dem Niederdrucksystem abbauen zu können, kann die manuelle Öffnungsfunktion am Druckbegrenzer genutzt werden. Durch deren Betätigung kann das Speichersystem gänzlich druckfrei gemacht werden. Funktionale Einschränkungen gegenüber dem Benchmark System müssen nicht in Kauf genommen werden.

3.3.4 Bewertung der Lösung

Im Kapitel 3.3.4: „Bewertung der Lösung“ werden die ökonomischen Auswirkungen der drei Multifunktionsventile auf das System untersucht und anschließend mit dem ursprünglichen Benchmark – System verglichen.

Kostenstruktur des optimierten Ventilsystems

Die nachfolgende Kostenstruktur des optimierten Systems stützt sich auf konservative Prognosen des Controllings. Dafür wurden unterschiedliche Korrekturfaktoren ermittelt, die an den Teilekosten Einsparungen, aber auch durch erhöhte Komplexität Teuerungen verursachen. Neben den Einsparungen wie die reduzierte GHU, die reduzierte Anzahl an Ventilen, das verkürzte Hochdruckleitungssystem und die Möglichkeit verstärkt Gleichteile einzusetzen, fällt ein Hochdrucksensor und ein Rückschlagventil pro Flasche an Mehraufwand an.

Tabelle 35: Herstellkosten GHU 1.000#

Baugruppe GHU 1.000#					
Bauteil	Teilekosten	Anzahl	Tooling	Herstellkosten	HK/#
Assembly	137	1.000	30.000	167.000	167
Overpressure RV	89	1.000	0	89.000	89
ND Sensor	45	1.000	0	45.000	45
Manual Valve	12	1.000	0	12.000	12
Others	6	1.000	30.000	36.000	36
Filter	50	1.000	0	50.000	50
Summe:	339		60.000	399.000	399

Tabelle 36: Herstellkosten OTV 1.000#

Baugruppe OTV 1.000#					
Bauteil	Teilekosten	Anzahl	Tooling	Herstellkosten	HK/#
Assembly	715	1.000	110.000	825.000	825
OTV Body	429	1.000	0	429.000	429
Shut Off Valve	190	1.000	0	190.000	190
Filter	88	1.000	0	88.000	88
Manual Valve	15	1.000	0	15.000	15
HD Sensor	45	1.000	0	45.000	45
Temp Sensor	35	1.000	0	35.000	35
Excess Flow Lim	32	1.000	0	32.000	32
Others	23	1.000	0	23.000	23
Check Valve	15	1.000	0	15.000	15
Summe:	1.587		110.000	1.697.000	1.697

Die multifunktionalen Ventile werden in ihrer Funktion in obigen Tabellen aufgrund der besseren Vergleichbarkeit separat aufgelistet. Die ermittelten Herstellkosten stellen konservative Schätzungen dar, da z.B.: das Assembly was sich in diesem Fall auf den Zusammenbau der Ventile und den erforderlichen End of Line Tests bezieht trotz Teilereduktion, Schnittstellenreduktion und Montagevereinfachung sich bei drei Behältern nur um 5,5 % reduziert hat.

Kostenvergleich zur Ausgangssituation

In nachfolgender Tabelle werden die Herstellkosten des ursprünglichen Speichersystems dem optimierten Speichersystem mit zwei bzw. drei Flaschen und unterschiedlicher Stückzahl gegenübergestellt. Man erkennt, dass die Kosteneinsparung am optimierten System mit steigender Anzahl an Behältern kleiner wird. Das liegt daran, dass das OTV durch das Rückschlagventil und den Hochdrucksensor geringfügig teurer ist als die ursprüngliche Variante. Dennoch bewirkt die Miniaturisierung der GHU und der Einsatz der drei Multifunktionsventile eine erhebliche Einsparung.

Tabelle 37: Herstellkostenvergleich der Speichersysteme Benchmark und Optimierung

		1.000# p.a.	10.000# p.a.	20.000# p.a.
System Benchmark	2 Flaschen	4.836,-	2.140,-	1.768,-
	3 Flaschen	6.396,-	2.805,-	2.325,-
System Optimierung	2 Flaschen	3.793,-	1.685,-	1.423,-
	3 Flaschen	5.490,-	2.427,-	2.048,-

Tabelle 38: Einsparung durch das optimierte Speichersystem

		1.000# p.a.		10.000# p.a.		20.000# p.a.	
Einsparung	2 Flaschen	1.043,-	21,56 %	455,-	21,2 %	345,-	19,5 %
	3 Flaschen	906,-	14,1 %	378,-	13,5 %	277,-	13,5 %

Bei obigen Vergleich der Herstellkosten ist zu berücksichtigen, dass die im nachfolgenden Kapitel 4: „Entwicklung“ praktizierte Gleichteilstrategie noch nicht berücksichtigt wird. Dadurch ergeben sich weitere Einsparungen. Zum Beispiel können die Tooling-Kosten, die bei einer größeren Serie zunehmen werden, mithilfe einer hohen Anzahl an Gleichteilen gering gehalten werden. Die Herstellkosten, davon vor allem die Rüstkosten, können ebenso wie die Entwicklungsaufwände und Bauteilvalidierungen reduziert werden. Eine Vielzahl weiterer Synergieeffekte durch die Gleichteilstrategie zeigen sich im Supply Chain Management durch Verringerung der Lieferantenzahl bei gleichzeitiger Erhöhung der Beschaffungsvolumina. Der konservative Kostenvergleich dient demnach nur der Trendabschätzung und zeigt das Potential einer solchen Entwicklungsstrategie auf.

3.3.5 Zusammenfassung der Wertanalyse

Die Wertanalyse zeigt, dass trotz eines komplexen Systems mit einfachen Mitteln Ideen zur Kostenminimierung erlangt werden können. Die Ausweitung der Untersuchung auf die gesamte Ventiltechnik des Systems ermöglicht dadurch alle Kostentreiber zu berücksichtigen und eine optimale, einheitliche Lösung zu finden.

Das größte Potential um bei großen Bauteilen eine Kostensenkung zu erreichen bietet die Materialeinsparung. Die GHU ist das größte Bauteil des Speichersystems und bietet sich dadurch gut für effektive Einsparungsmaßnahmen an. Das größte Potential, um bei kleinen Bauteilen eine Kostensenkung zu erreichen bietet die konsequente Bildung von Gleichteilen. Die Funktionenanalyse zeigt, dass die Dichtkörper jene Bauteile mit dem größten Potential für gleichteilbasierende Einsparungen sind.

Die Substituierung bzw. die Verkleinerung der GHU setzt allerdings eine Minimierung der Ventilanzahl voraus. Um die Schnittstellen in die Gastrecke reduzieren zu können, muss eine Zusammenlegung von mehreren Ventulfunktionen erfolgen. Die Zusammenlegung unter Nutzung von Funktionssynergien wie sie in Kapitel 3.3.3: „Entwicklung von Lösungsideen“ dargestellt ist, ist nur dann in diesem Umfang technisch umsetzbar, wenn hinsichtlich des Druckreglers die Anforderungen an die Betätigung, an die Steuerung und an die Ruhestellung des Dichtkörpers eingehalten werden können. Diese mittels der Wertanalyse identifizierten Anforderungen sind in nachfolgender Tabelle 39 aufgelistet.

Tabelle 39: Anforderungen an das Druckregelventil

Merkmal	Wirkung	Anforderung
Betätigung	Genauigkeit und Dynamik	Elektromagnetisch
Steuerung	Druckniveaus und Volumenstrom	Zwangsgesteuert
Ruhestellung des Dichtkörpers	Dichtfunktion	Stromlos geschlossen

Die Kostenkalkulation zeigt, dass die Reduzierung der GHU und der Einsatz der drei Multifunktionsventile noch ohne Berücksichtigung der Gleichteile eine prognostizierte Kosteneinsparung von 20 % bei einem System mit 2 Behältern und 15% bei einem System mit 3 Behältern ermöglichen. In der Entwicklung des Druckreglers wird deshalb die Gleichteil - Bildung und die Kombination mehrerer Ventulfunktionen einen großen Stellenwert einnehmen.

3.4 Auswertung der Ergebnisse

Die theoretische-, die experimentelle- und die Wertanalyse führen zu Erkenntnissen, die einen nennenswerten Beitrag zur Entwicklung des Wasserstoffdruckreglers leisten. Zeitgleich zeigen sie auch die Komplexität und die Herausforderungen auf, die bei einem Ventil in diesem Anwendungsfall anzutreffen sind.

Die theoretische Analyse zeigt, dass für die Kriterien Dichtheit, statisches Verhalten, dynamisches Verhalten und Störkräfte eine Vielzahl an Parametern Einfluss haben. Sie liefert durch deren Untersuchung Anforderungen, wie die wesentlichen Merkmale eines Ventils, zugunsten einer besseren Qualität und Funktionalität erfüllt werden können. Die Untersuchung der beiden Prototypen anhand dieser Kriterien zeigt, dass funktionsbedingt kein konstantes Druck-Volumenstrom Verhalten gewährleistet werden kann. Abweichungen im infinitesimal kurzen Regelzyklus, sowie im füllstandsabhängigen Entnahmezklus erfordern Verbesserungen, deren Beachtung in die Neuentwicklung des Druckreglers einfließen.

Die experimentelle Analyse untersucht die beiden Prototypen auf einem Gasprüfstand hinsichtlich der Dichtheit und des statischen Verhaltens. Hier zeigt sich, dass selbst Helium mit einem Betriebsdruck von 200 bar hohe Anforderungen an die Geometrie und an die Materialwahl der Dichtungen stellt. Die Dichtkörper zur Regelung erfordern kleinste Toleranzen um mit harten, dauerfesten Materialien wie PEEK eine ausreichende Dichtheit zu erlangen und gleichzeitig resistent gegen mechanische Beanspruchung zu sein. Die reibungsbedingten Störkräfte, die selbst bei einem Betriebsdruck von 200 bar bereits großen Einfluss nehmen, erfordern zum Teil alternative Dichtkonzepte wie die Membrandichtung, die eine anforderungsgemäß gute Regelgüte gewährleisten kann.

Die Wertanalyse liefert einen systemübergreifenden Ansatz zum Aufbau des gesamten Ventilsystems, um eine Reduktion der Kosten zu erreichen. Die erste Möglichkeit der Kostenreduktion bietet sich bei kleinen Bauteilen durch Bildung von Gleichteilen an. Die Dichtkörper als häufigstes Bauteil werden neben weiteren Bauteilen in der Entwicklung des Systems weitestgehend vereinheitlicht. Die zweite Möglichkeit der Kostenreduktion bietet sich beim größten Bauteil durch Materialeinsparung an der GHU an. Eine weitgehende Reduktion der GHU ist jedoch nur durch die Reduktion der Schnittstellen in die Gastrecke durch die funktionale Zusammenlegung der eingesetzten Ventile zu erreichen. Eine geschickte Kombination liefert je ein multifunktionales Druckregelventil, ein Druckbegrenzungsventil und ein Durchflussbegrenzungsventil. Die Realisierung multifunktionaler Ventile erfordert spezielle Arten ihrer Betätigung, ihrer Steuerung und der Ruhestellung des Dichtkörpers die im Zuge der Wertanalyse für die Neuentwicklung identifiziert werden können.

Werden die Erkenntnisse aller Analysen zusammengefasst, so kann ein umfassendes Anforderungsprofil an ein Druckregelventil abgeleitet werden. Dieses Anforderungsprofil wird mit den Anforderungen laut Wertanalyse eingeleitet, da diese den größten Einfluss auf das neue Ventilkonzept zeigen. Sie bilden die Rahmenbedingungen indem die Art der Betätigung, die Art der Steuerung und die Ruhelage des Dichtkörpers bestimmt sind. Anschließend folgen jene Anforderungen, die in der theoretischen Analyse erhoben wurden. Diese liefern bereits detailliertere Auslegungsmerkmale für Kräfte, Federn, Dichtungen, etc.. Die letzten Kriterien gehen aus der experimentellen Analyse hervor und beinhalten noch spezifischere Anforderungen. Mit ihr wird das Material sowie die Geometrie des Dichtkörpers festgelegt. Die nachfolgende Tabelle zeigt zusammenfassend die abgeleiteten Anforderungen aus der technischen Analyse auf.

Tabelle 40: Anforderungsprofil an das Druckregelventil

Analyse	Merkmal	Wirkung	Anforderung
Wertanalyse	Betätigung	Genauigkeit und Dynamik	Elektromagnetisch
	Steuerung	Druckniveaus und Volumenstrom	Zwangsgesteuert
	Ruhestellung des Dichtkörpers	Dichtfunktion	Stromlos geschlossen
Theoretische Analyse	Dichtheit	Porenlecks	Geringe Anzahl an Dichtungen
			Kleine Querschnittsflächen/ Kurze umlaufende Kontaktlinien
			Kleine Form- u. Oberflächentoleranzen
			Geringer Widerstand gegen elastische Verformung
		Permeationslecks	Geringe Anzahl an Dichtungen
			Kleine Querschnittsflächen
			Kleiner Permeabilitätsfaktor
		O-Ring Leckage durch Dekompression und Abrieb	Basispolymer mit resistenter Molekülvernetzung
			Ausreichend großes E-Modul
			Kleine Kontaktfläche zwischen Dichtring und Bohrung
	Geringe Rauhtiefe der Oberflächen		
	Einsatz von Schmiermittel		
	Statisches Verhalten	Regelzyklus	Geringe Federsteifigkeit
			Geringe Leckage am Dichtsitz
			Lange Feder, Großer Kolbenhub
			Große Kolbenfläche für größeren Hub
			Kleine Dichtfläche, Druckausgeglichenheit

			Steile Kennlinie für große ΔK_v	
			Großer K_{vs} -Wert für große maximalen ΔK_v	
		Entnahmezyklus	Differenzdruckkraft entgegen der Kolbenkraft wirkend	
			Kleine Dichtfläche bzw. Druckausgleich	
	Dynamisches Verhalten	Schnelligkeit	Geringe Anzahl der zu übertragenden Glieder	
			Geringes Spiel der mechanischen Übertragungsglieder	
			Kleine Massenträgheitsmomente	
		Genauigkeit	Große Proportionalbeiwerte für große ΔK_v	
		Stabilität	Kleine Massenträgheitsmomente	
			Hohe Dämpfung gegen Überschwingen	
	Störgröße	Haft- und Gleitreibung	Geringe Anzahl an (druckbelastete) Dichtungen	
			Kleine Kontaktflächen	
			Optimale Verpressung und Shore Härte	
			Hohe Oberflächengüte	
			Schmiermittel Einsatz	
			Statt Ring-Dichtung Membrandichtung einsetzen	
	Experimentelle Analyse	Dichtkörper	Zentrierung	Dichtkörper mit Führung
			Mechanische Beanspruchbarkeit	Material aus PEEK
Dichtsitz		Formtoleranzen	Weiches Material (z.B.: Alu, Bronze,...)	
Geometrie		Porenlecks	Kleinste Form und Oberflächentoleranzen	
	Kegel/Kegel Paarung mit Rundung an			

			den Kanten
		Form- toleranzen	Herstellung mit Formwerkzeug
		Zentrierung	Einführschrägen
		Zentrierung bei geringer Spanent- wicklung durch Reibung	Dichtkörperwinkel ca. 45°

4 Neuentwicklung

Das Anforderungsprofil zeigt, dass einer Vielzahl an Kriterien Beachtung geschenkt werden muss. Diese Kriterien sollten nun in einem Druckregelventil umgesetzt werden, das im Anwendungsfall des H₂ - Speichersystems die besten Ergebnisse erwarten lässt. Die nachfolgende Entwicklung ist in den Entwurf des Konzeptes, in die Beschreibung der konstruktiven Details und in die Auslegung der mechanischen, der strömungsmechanischen und der elektromagnetischen Größen gegliedert. Trotz iterativen Vorgehens soll durch diese Gliederung ein methodischer Entwicklungsprozess nachvollziehbar sein.

4.1 Konzeptentwicklung

In der Konzeptentwicklung werden die Literaturrecherche und die Erkenntnisse aus der technischen Analyse um eine Patentrecherche ergänzt. Anhand dieser Basis kann ein Konzept entworfen werden, welches gute konstruktive Ausführungen gepaart mit hoher Funktionalität ermöglicht.

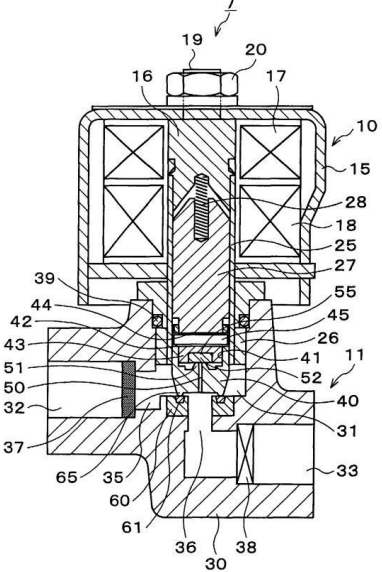
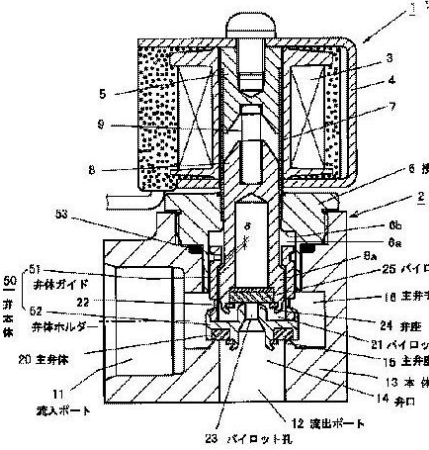
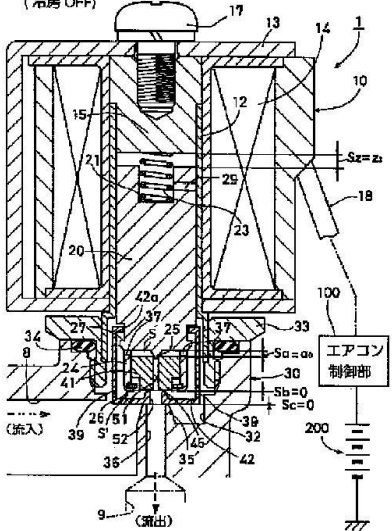
4.1.1 Patentrecherche

Zu Beginn einer Produktentwicklung ist eine Patentrecherche durch die Veröffentlichung des anwendungsspezifischen, technischen Wissens in Patentschriften eine sinnvolle Ergänzung. Neben der Zusammenfassung, die den Kern der Erfindung skizziert, den Beispielen, die die Ausführungen abbilden und den Ansprüchen, die den Schutzzumfang festlegen, lässt sich dieses Wissen in der eigentlichen Beschreibung des Patentbesitzes wiederfinden. Die Beschreibung zeigt den Stand der Technik auf und gibt die Nachteile der bisherigen technischen Lösungen wieder. Die daraus erforderliche Erfindung zur Lösung dieser Umstände wird durch die technische Neuerung der Patentschrift gelöst.

In der nachfolgenden Tabelle ist ein Auszug der Patentrecherche ersichtlich. Der Auszug stellt Patente von vorgesteuerten Druckventilen dar, die interessante Ausführungen aufweisen und als Ideenreize für konstruktive Ausführungen der Neuentwicklung dienen.

Tabelle 41: Auszüge der Patentrecherche

Patent Nr.	Schriftnr.	Pub. Datum	Titel	Anmelder	Abbildung
1	EP1582788B1	15.08.2007	Excess Flow Valve	JTEKT CORPORATION (JP)	<p>The drawing shows a detailed cross-section of a valve assembly. It features a central valve body with various internal components labeled with numbers from 11 to 38. The assembly is housed within a cylindrical casing. Key parts include a valve seat (11), a valve stem (12), a valve disc (13), and a valve spring (14). Other components include a valve housing (15), a valve body (16), a valve seat (17), a valve stem (18), a valve disc (19), a valve spring (20), a valve housing (21), a valve body (22), a valve seat (23), a valve stem (24), a valve disc (25), a valve spring (26), a valve housing (27), a valve body (28), a valve seat (29), a valve stem (30), a valve disc (31), a valve spring (32), a valve housing (33), a valve body (34), a valve seat (35), a valve stem (36), a valve disc (37), and a valve spring (38).</p>

2	WO20030361 47A1	01.05. 2003	Cut Off Valve	TO SHOU; ONEYAM A SUSUMU; KATAKUR A IND CO LTD; YAMASHI TA MASANO RI; AKASHI KEIJI; FURUTA YOSHIO	
3	JP200126352 7A	26.09. 2001	Pilot Type Solenoid Valve	TAIHEIYO KOGYO KK	
4	JP11082801A	26.03. 1999	Solenoid Valve	FUJI KOKI KK	

1. Das Patent Nr. 1 weist ein Merkmal auf, welches ein dichtheitsrelevantes Problem löst. Oft dichtet der Dichtkörper bei Einschraubventilen die Bohrung des Ventilblockes bzw. der Ventilaufnahme ab (siehe Patent Nr. 2,3 und 4) und wird dabei nur unzureichend geführt. Dies ist im H₂ - Anwendungsfall aufgrund der hohen Toleranzanforderungen nur bedingt möglich. Der Dichtkörper wird bei diesem Patent in einem Führungskörper geführt und dichtet auch auf diesem ab. Der Führungskörper

ist für gute Passgenauigkeiten (Lagetoleranzen wie Winkel- und Achsversatz des Dichtkörpers, Form- und Oberflächentoleranzen an der Dichtfläche) daher Bestandteil des Ventils und erlaubt durch enge Toleranzen über den gesamten Hub des Dichtkörpers seine exakte Positionierung.

2. Bei Patent Nr. 2 ist ein Druckventil dargestellt, welches zwei Magnetspulen aufweist. Diese Ausführung wird aufgegriffen und auf mögliche Vorteile hinsichtlich einer Erhöhung der Magnetkraft untersucht.
3. Bei Patent Nr. 3 wird der Dichtkörper, der die Vorsteuerbohrung und die Hauptsteuerbohrung abdichtet, nicht wie nach Stand der Technik über eine Mitnehmerkonstruktion mittels einem Sicherungsring, einem Bolzen oder einer Steckverbindung innerhalb des Ankers angehoben. In diesem Fall wird der Dichtkörper von außen am Anker montiert. Dies erlaubt die Einsparung eines Sicherungselementes mit entsprechender Bohrung bzw. Nut und eine Vereinfachung der Montage wenn die Ausführung der Befestigung geschickt gelöst werden kann.
4. Das Patent Nr. 4 zeigt eine interessante Möglichkeit zur Abdichtung der Vorsteuerbohrung. Hier wird der Anker als Dichtkörper genutzt. Zu beachten ist die spitzkegelige Formgebung wodurch der Anker in den Dichtsitz geführt wird (siehe Anforderungsprofil).

Die obigen Ideen werden aufgegriffen und fließen in die Konzeptentwicklung in abgeänderter bzw. verbesserter Form ein. Der Verstoß möglicher Schutzrechte kann im Zuge der Konzeptentwicklung nicht berücksichtigt werden. Die Ansprüche der Patente müssen gesondert geprüft werden.

4.1.2 Konzeptbeschreibung

Die Erkenntnisse der drei Analysen, die verschiedenen Ausführungen in der Fachliteratur der Pneumatik und Hydraulik sowie die Ideen die im Zuge der Patentrecherche erhoben werden können führen zu nachstehendem Konzept.

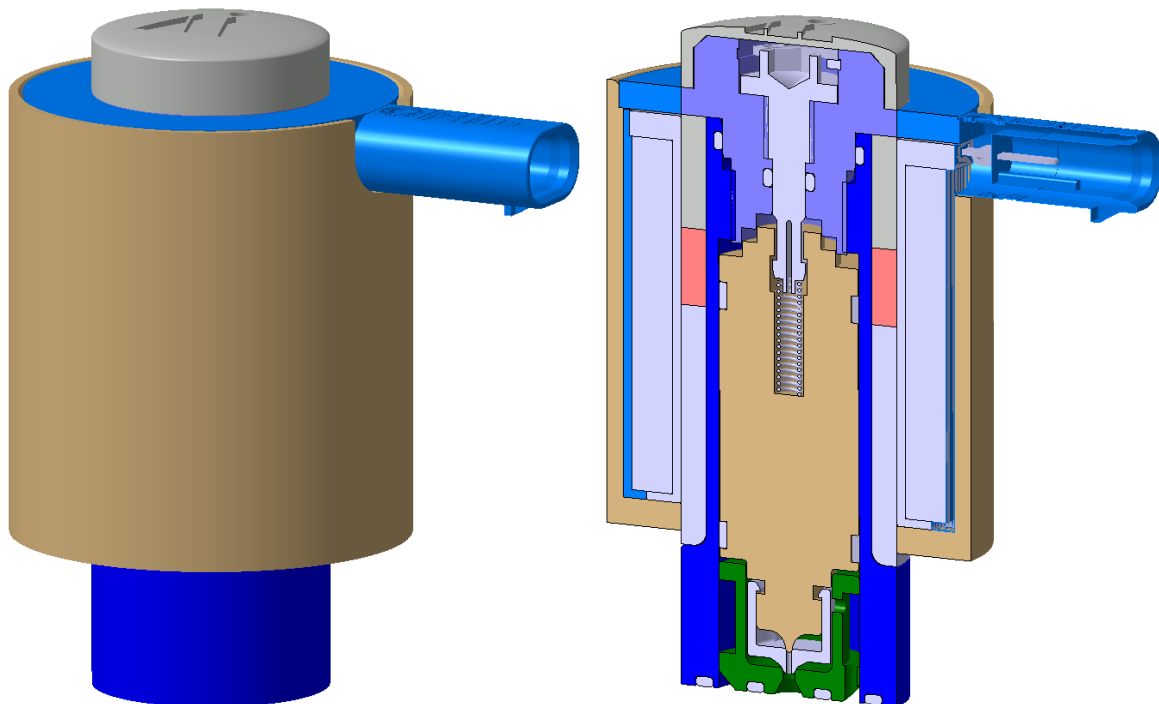


Abbildung 4-1: Konzept des Druckreglers als 3D - Modell

4.1.3 Berücksichtigung des Anforderungsprofils

Der Druckregler ist analog zu den ermittelten Erfordernissen laut Wertanalyse stromlos geschlossen. Ermöglicht wird dies durch den wirkenden Behälterdruck auf den Dichtkörper und durch die vorgespannte Feder, die die notwendige Dichtkraft bewirken. Zugunsten einer hohen Genauigkeit und Dynamik wird der Druckregler durch die Bestromung der Magnetspule betätigt. Das sich bildende Magnetfeld erzeugt am Anker eine Magnetkraft die diesen anhebt und zunächst die Vorsteuerbohrung frei gibt. Gemäß des Prinzips der Zwangssteuerung führt ein erzwungener größerer Hub zur Freigabe der Hauptbohrung. Dadurch können mit geringer Betätigungskraft große Druckniveaus in einem großen Volumenstrombereich geregelt werden.

Zugunsten einer guten Dichtheit kann die Anzahl der Dichtungen gering gehalten werden. Drei der vier O-Ringe dichten statisch ab, der vierte und einzig dynamisch abdichtende O-Ring am Mitnehmer hat einer geringen Anzahl an Betätigungen Stand zuhalten [8]. Reibungsbedingte Störkräfte der Dichtungen sowie Verpressungsverlust und Verunreinigungen durch Abrieb können dadurch ausgeschlossen werden. Kleine Querschnittsflächen bzw. kurze umlaufende Kontaktlinien am Dichtkörper können durch die kegelige Fügung von Dichtkörper und Dichtfläche innerhalb der Bohrungen realisiert werden. Dies ermöglicht auch die notwendige Zentrierung durch die 45° winkelligen Einführschrägen.

Um ein gutes statisches Verhalten im Regelzyklus zu erreichen wird eine lange Feder mit geringer Federsteifigkeit eingesetzt, die innerhalb des Ankers ihren Platz findet. Darüber hinaus wird durch die Formgebung des Dichtkörpers eine steile Kennlinie für eine große Durchflussänderung ΔK_v erreicht. Negative Einflüsse durch den sinkenden Behälterdruck, wie sie am mechanischen Druckregler - Grundprinzip auftreten, können hier durch den geschlossenen Regelkreis ausgeschlossen werden.

Ein gutes dynamisches Verhalten lässt sich nicht nur aufgrund der elektromagnetischen Betätigung erwarten. Die Übertragungsglieder, die zur Durchflussänderung beitragen, können mit nur einem Glied pro Bohrung auf ein Minimum reduziert werden. Die erste Bohrung wird durch das erste Glied in der Regelstrecke, den Anker, freigegeben. Die zweite Bohrung wird durch das zweite Glied, den Dichtkörper, durch Mitnahme des Ankers freigegeben. Durch die geringe Anzahl an Glieder, das damit verbundene geringe Spiel innerhalb der Übertragungsglieder und das geringe Massenträgheitsmoment des zweiten Gliedes, kann man dem Anforderungsprofil gemäß des Kriteriums Schnelligkeit beim dynamischen Verhalten gerecht werden.

Gemäß der experimentellen Analyse wird der Dichtkörper aus PEEK gefertigt. Einführschrägen mit 45° und eine Kegel/Kegel Paarung mit Rundungen an den Kanten lassen einen guten Sitz mit geringer interner Leckage bei entsprechender Form – und Oberflächenqualität erwarten.

Nachfolgend werden die konstruktiven Besonderheiten des Konzepts im Detail beschrieben.

Dichtkörper und Führungskörper

Weil bei hohen Drücken nur ein kleiner Querschnitt zur Bereitstellung des geforderten Massenstroms notwendig ist, und gleichzeitig die erforderlichen Betätigungskräfte mit kleinen Querschnitten reduziert werden können, öffnet sich durch den Hub des Ankers zunächst nur die Vorsteuerbohrung. Der erste Gasweg erstreckt sich dadurch zwischen Anker und Dichtkörper. Sinkt der Behälterdruck nun weiter ab, reduziert sich auch die Dichtkraft bzw. die erforderliche Betätigungskraft. Bei niedrigeren Behälterdrücken wird der Hub des Ankers vergrößert, um die Hauptbohrung zu öffnen. Der zweite Gasweg erstreckt sich dadurch zwischen Dichtkörper und Führungskörper.

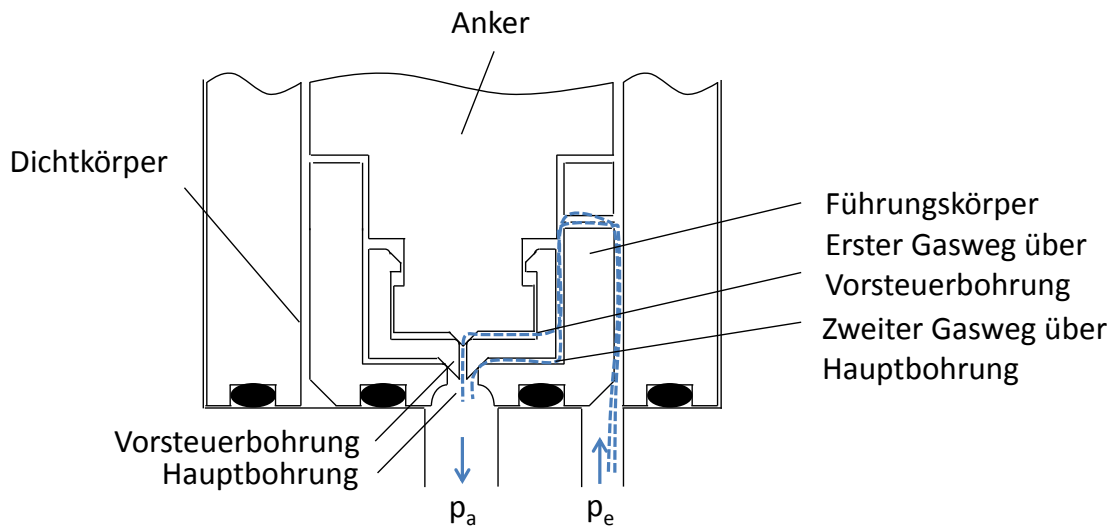


Abbildung 4-2: Gaswege am Dichtkörper

Wie in der Abbildung 4-2 ersichtlich, umschließt der Dichtkörper von außen den Anker, wodurch dieser „geklippt“ werden kann. Dies erlaubt wie in obigen Patent Nr. 3 die Einsparung eines Sicherungselementes mit entsprechender Bohrung bzw. Nut und vereinfacht dazu die Montage. Um die erforderliche Nachgiebigkeit zur Montage des Dichtkörpers zu gewährleisten, ist der Dichtkörper geschlitzt ausgeführt. Alternativ kann der Dichtkörper auch zweiteilig sein, indem die dichtende Fläche ein Bauteil aus einem vorzugsweise härteren, gut dichtenden Material besteht und die Laschen für die Mitnehmer aus einem vorzugsweise flexiblen Stahlblech gefertigt sind. Zur Montage des Dichtkörpers werden die beiden Laschen, die mit Einführschrägen versehen sind, auf den Anker aufgeschoben. Der Hinterschnitt der beiden Laschen findet am Anker in zwei radialen Nuten Platz, die eine Sicherung gegen rotatorische Bewegung des Dichtkörpers bewirken.

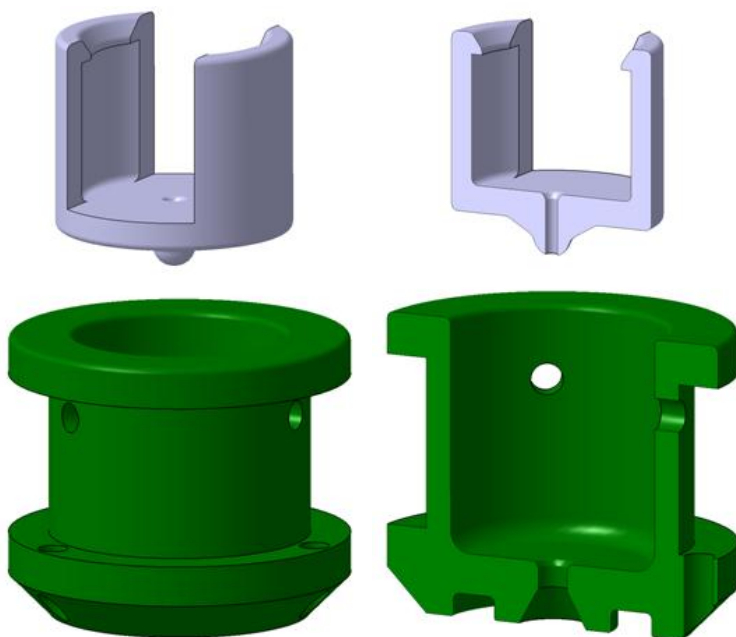


Abbildung 4-3: Dichtkörper und Führungskörper als 3D - Modell

Der Führungskörper sitzt innerhalb des Gehäuses des Druckreglers und dient ähnlich wie in obigen Patent Nr. 1 zur exakten Führung des Dichtkörpers. Möglichst enge Passungen sollen die Lagetoleranzen wie Winkel- und Achsversatz des Dichtkörpers minimieren und in

Kombination mit kleinen Form- und Oberflächentoleranzen an der Dichtfläche eine hohe Dichtheit gewährleisten. Die mit 45° kegelige Formgebung des Dichtsitzes dient der exakten Positionierung des Dichtkörpers und stellt einen Kompromiss zur Spannbildung durch Reibung dar.

Für den Dichtkörper wird das Material PEEK gewählt. PEEK ist gegen fast alle organischen und anorganischen Chemikalien beständig und gewährleistet zudem nach der experimentellen Analyse die geforderte Härte. Die Härte ist deshalb notwendig, da die Dichtkräfte Verformungen an den Dichtelementen bewirken. Diese Verformungen führen über die Lebensdauer zu erhöhter interner Leckage, wodurch die geforderte Dichtheit nicht mehr gewährleistet werden kann. PEEK bietet den idealen Kompromiss von mikroelastischer Verformbarkeit, um sich dem Dichtsitz zu Beginn minimal einformen zu können und der Härte, um durch die anschließende Plastifizierung resistent gegen weitere Verformungen zu sein.

Der Führungskörper wird aus dem Edelstahl 1.4529 hergestellt. Dieser Werkstoff ist ein austenitischer, nichtrostender Edelstahl. Bedingt durch den hohen Anteil der Legierungselemente zeichnet sich dieser Stahl durch besonders hohe Beständigkeit gegen Loch-, Spalt-, und Spannungsrisskorrosion aus. Der Stahl ist zudem für den Einsatz in Druckbehältern für den Temperaturbereich -196°C bis 400°C zugelassen.

Anker mit Führung

Der Anker dient neben der grundlegenden Funktion als Dichtelement für den Vorsteuersitz auch als Träger des Dichtkörpers. Die beiden radialen Nuten an der Unterseite dienen zur Aufnahme des Dichtkörpers und zur Sicherung gegen dessen rotatorische Bewegung. Eine Phase führt zu einer Querschnittsvergrößerung an der Höhe der Dichtkörperaufnahme und dient der exakten Führung des Ankers innerhalb des Führungskörpers. Die radialen Nuten an der Oberseite nehmen Gleitringe auf. Die Gleitringe bewirken eine Minimierung der Reibung und des Abriebs zwischen Anker und Gehäuse. An der Oberseite des Ankers befindet sich eine Bohrung, die die Feder zur Vorspannung aufnimmt. Der Hinterstich in der Bohrung ermöglicht zur manuellen Öffnung den Anker mithilfe eines Mitnehmers aufzuziehen.

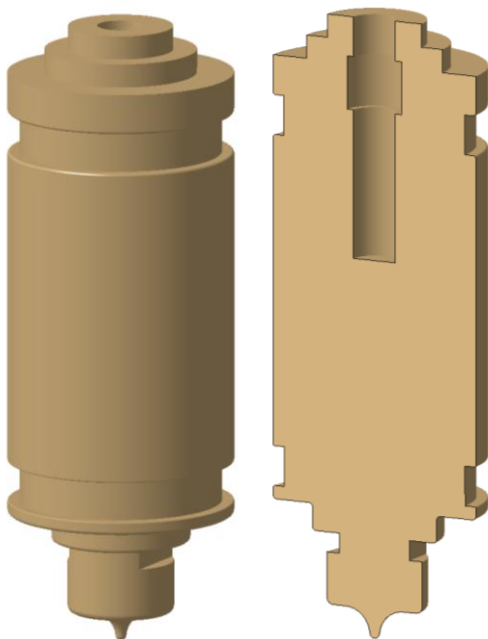


Abbildung 4-4: Anker als 3D - Modell

Das Material des Ankers ist der Stahl 1.4016. Dieser ist ein ferritischer, 17-prozentiger Chromstahl dessen Korrosionsbeständigkeit im Gegensatz zu austenitischen Stählen zwar geringer ist, ihn durch seine ferritische Mikrostruktur gegen die Auswirkungen von

Spannungsrisskorrosion, gegen die die meisten konventionellen austenitischen rostfreien Stähle sehr sensibel sind, sehr beständig ist. Die Zerspanbarkeit ist mit der von legierten Einsatzstählen vergleichbar.

Die Gleitringe sind aus graphitgefüllten PTFE. PTFE hat einen sehr geringen Reibungskoeffizienten und weist hohe chemische und thermische Beständigkeit auf. Das Material ist demnach für den dynamischen Einsatz als Gleitring mit geringer abrasiver Wirkung besonders geeignet. Welche Härte und Festigkeit PTFE aufzuweisen hat, sowie welche Fertigung und Bearbeitung unter Berücksichtigung der Toleranzen erforderlich ist um optimale Ergebnisse zu erzielen, muss in den nächsten Schritten geklärt werden.

Gehäuse mit Stützringen

Der hohe Behälterdruck von 875 bar verursacht durch den gasführenden Querschnitt des Druckreglers große Kräfte in radiale und axiale Richtung. Diese Kräfte gilt es vom Gehäuse mit geringen Verformungen aufzunehmen.

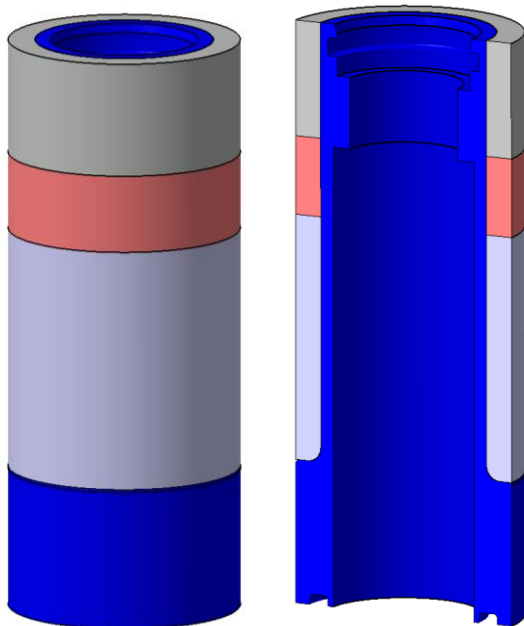


Abbildung 4-5: Gehäuse mit Stützringen als 3D - Modell

Zum einen wirken große Kräfte in axiale Richtung, die durch die Wirkfläche des Gegenpols bzw. des Deckels verursacht werden. Diese Kräfte werden über dessen Gewinde auf das Gehäuse übertragen und verursachen Zugspannungen aufgrund der Einschraubung an der Unterseite des Druckreglers. Die herrschende Kraft wird über dieses Gewinde in den Ventilblock geleitet.

Zum anderen wirken radiale Kräfte, die Zugspannungen in Umfangsrichtung verursachen. Damit ein guter magnetischer Fluss über das aus austenitischen Stahl gefertigten Gehäuse gewährleistet werden kann, wird im Bereich der Magnetspule das Gehäuse verjüngt. Hier werden ferritische Verstärkungsringe eingesetzt, die bei gleicher Bauteilfestigkeit den magnetischen Fluss auf den Anker verbessern. Im Bereich des Arbeitsspalt wird hingegen ein austenitischer Verstärkungsring eingesetzt, um den Fluss über den Arbeitsspalt zu leiten.

Das Gehäuse wird gleich wie die Führungskörper aus 1.4529 gefertigt. Auch der austenitische Verstärkungsring wird aus 1.4529 gefertigt. Der ferritische Verstärkungsring ist wie der Anker aus 1.4016 gefertigt.

Gegenpol

Der Gegenpol dient gleichzeitig zum Verschluss des Druckreglers und zur Aufnahme des Mitnehmers, der die manuelle Öffnung des stromlos geschlossenen Druckreglers ermöglicht.

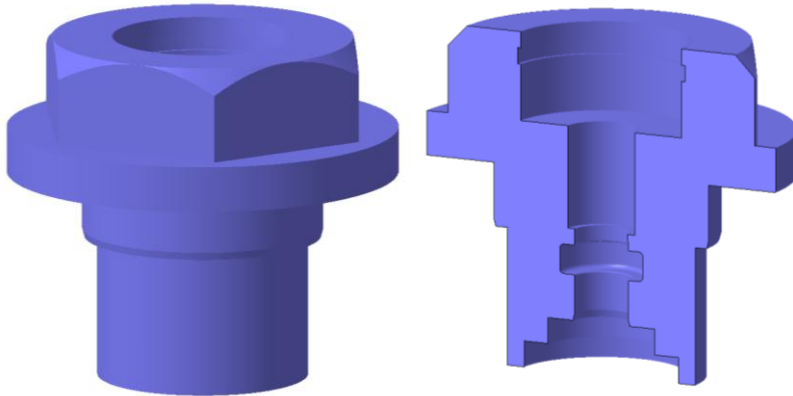


Abbildung 4-6: Gegenpol als 3D - Modell

Die stufenförmige Unterseite des Gegenpols ist analog zur Oberseite des Ankers ausgeführt. Der Grund hierfür ist, dass zur Verbesserung des magnetischen Flusses bereits bei geringen Hub eine Überdeckung durch Nebenschluss zwischen den beiden Bauteilen erreicht werden kann. Die ideale Formgebung wird im Kapitel 4.2.3: „Elektromechanische Auslegung“ durch eine Magnetkraftsimulation ermittelt.

Zur Sicherung gegen Abscheren des Mitnehmers am Anker ist der Gegenpol an der Oberseite mit einer Nut zur Aufnahme eines Sicherungsringes ausgeführt.

Der Gegenpol wird analog zum Anker funktionsbedingt aus dem ferritischen Stahl 1.4016 gefertigt.

Mitnehmer

Der Mitnehmer dient zur manuellen Öffnung des Druckreglers. Er weist durch einen Einschnitt an der Unterseite die notwendige Flexibilität auf, um nach der Montage in den Gegenpol in den Anker eingepresst werden zu können. Die Schulter greift dabei in den Hinterschnitt des Ankers ein und ermöglicht dadurch eine formschlüssige Verbindung zur manuellen Öffnung.

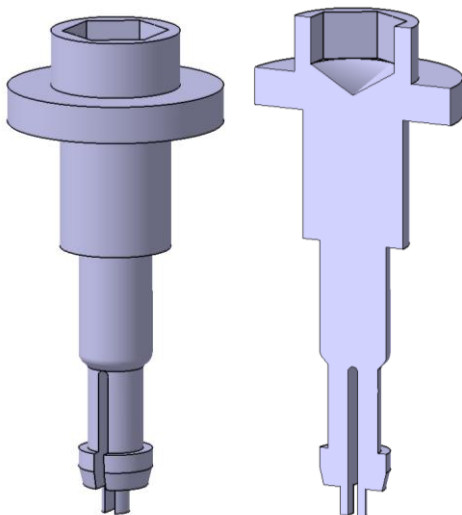


Abbildung 4-7: Gegenpol als 3D - Modell

Da der hohe Betriebsdruck eine große Reibkraft am Gewinde verursacht, und eine Betätigung deshalb zu großen Belastungen am Mitnehmer und am Öffnungswerkzeuges führt, wird der Wirkdurchmesser des Gewindes möglichst klein gehalten. Ein O-Ring dichtet gegen die Umgebung ab und ermöglicht durch seine Position unterhalb des Gewindes den Transport von Späne, die durch das Gewinde am Mitnehmer entsteht, in den Druckregler zu unterbinden.

Das Material ist analog zum Gehäuse und zum Führungskörper aus dem austenitischen Stahl 1.4529 gefertigt.

Magnetspule

Die Magnetspule wird in ihrer Funktion als Hubmagnet ausgeführt und zeigt die für Magnetventile übliche Form eines Topfmagneten. Die zylindrische Spule weist in ihrem inneren einen einzigen Arbeitsspalt mit kurzem Hub des Ankers auf. Die stromdurchflossene Spule, die eine möglichst gute elektrische Leitfähigkeit aufweisen soll, besteht aus Kupfer. Untersuchungen der Wasserstoffverträglichkeit vom diamagnetischen Kupfer zeigen eine vernachlässigbare Wasserstoffversprödung [22]. Aufgrund der geringen Permeabilität ist Kupfer auch als Beschichtungsmaterial für hochfeste Stähle gegen Wasserstoffversprödung durch geeignet. Trotz der Wasserstoffverträglichkeit wird die Magnetspule gegen den Wasserstoff isoliert. Gründe sind die unwesentlich aufwendigere konstruktive Gestaltung und die geringere mechanische Belastung durch kleine druckbelastete Flächen.

4.2 Auslegung und Berechnung

In der folgenden Auslegung und Berechnung werden die Bauteile hinsichtlich der strömungsmechanischen, mechanischen und elektrischen Anforderungen dimensioniert.

4.2.1 Strömungsmechanische Auslegung

Die strömungsmechanische Auslegung beschränkt sich auf den erforderlichen Massenstrom auf Basis des Lastenheftes. Dieser beträgt 2,25 g/s der bei jeder Zustandsgröße des Gases erreicht werden muss. Die im Anwendungsfall geringste Dichte und demnach kritische Zustandsgröße zur Dimensionierung der Strömungsquerschnitte liegt bei dem minimalen Eingangsdruck von 18 bar und bei der maximalen Gastemperatur von +85° C vor.

Der Druckregler reduziert den Eingangsdruck wie im Kapitel 2.2.1 „Fluidmechanik“ beschrieben durch eine adiabate Drosselung. Der Wasserstoff erfährt während des Drosseldurchtrittes eine isentrope Beschleunigung. Nach der Engstelle wird die kinetische Energie verwirbelt und die Entropie nimmt wieder zu. Die Zustandsänderung während des gesamten Vorganges ist isenthalp.

Nach Gleichung 2-21 berechnet sich der Massenstrom bei einer adiabaten Drosselung durch

$$\dot{m} = A \sqrt{2 p_1 \rho_1} * \psi \quad (2-21)$$

Im unterkritischen Druckverhältnis ist die Durchflussfunktion wie folgt definiert.

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{\kappa + 1}{\kappa} \right)} \right]} \quad (2-22)$$

Wird nun der Ausgangsdruck als Referenz bzw. als kritischer Ausgangsdruck ($p_k = p_2$) angenommen, lässt sich durch nachfolgende Formel der Eingangsdruck berechnen, ab diesem ein kritisches Druckverhältnis herrscht.

$$p_1 = \frac{p_k}{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\left(\frac{\kappa}{\kappa-1}\right)}} \quad (4-1)$$

Mit $p_k = 8$ bar und $\kappa = 1,4$ ergibt sich ein Eingangsdruck von $p_1 = 15,14$ bar. Oberhalb dieses Eingangsdruckes herrscht ein überkritisches Druckverhältnis. Da der minimale Behälterdruck 18 bar ist, zeigt sich, dass über den gesamten Behälterdruckbereich ein überkritisches Druckverhältnis herrscht. In diesem Fall ändert sich die Durchflussfunktion zur Form

$$\psi_{\max} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (2-24)$$

und ergibt einen Wert von $\Psi_{\max} = 0,484$

Mit $\dot{m} = 2,25$ g/s, $p_2 = 8$ bar, $T_1 = +85^\circ\text{C}$, $p_1 = 18$ bar und $\rho_1 = 1,21$ kg/m³ ergibt sich mit der Gleichung 2-21 ein geforderter Querschnitt von

$$A_{\text{erf}} = 2,2 \text{ mm}^2$$

Aufgrund bisheriger Messungen der MSF in der Ventilentwicklung wird der Hauptsitz mit einem Bohrungsdurchmesser anstatt von 1,67 mm mit 1,5 mm versehen, der eine ausreichend große Strömungsfläche ergibt von

$$A_{\text{Haupt}} = 1,767 \text{ mm}^2$$

Der Querschnitt der Vorsteuerbohrung wird auf 0,6 mm reduziert, wodurch sich eine Querschnittsfläche ergibt von

$$A_{\text{Vor}} = 0,283 \text{ mm}^2$$

Der Dichtdurchmesser ergibt sich durch die Berührlinie des Dichtkörpers mit dem Dichtsitz und bildet mit der herrschenden Druckdifferenz die notwendige Druckkraft, die den Anker und den Dichtkörper auf deren Sitz presst.

Tabelle 42: Geometrien der Dichtsitze

Geometrien	Dichtsitz	Größe	Einheit
Strömungsdurchmesser	Hauptsitz	1,5	mm
	Vorsteuersitz	0,6	mm
Strömungsfläche	Hauptsitz	1,767	mm ²
	Vorsteuersitz	0,283	mm ²
Dichtdurchmesser	Hauptsitz	1,62	mm
	Vorsteuersitz	0,67	mm
Dichtfläche	Hauptsitz	2,061	mm ²
	Vorsteuersitz	0,353	mm ²
Dichtumfang	Hauptsitz	5,089	mm
	Vorsteuersitz	2,105	mm

In nachfolgender Abbildung 4-8 sind die Strömungsdurchmesser und die Dichtdurchmesser des Haupt- und Vorsteuersitzes dargestellt.

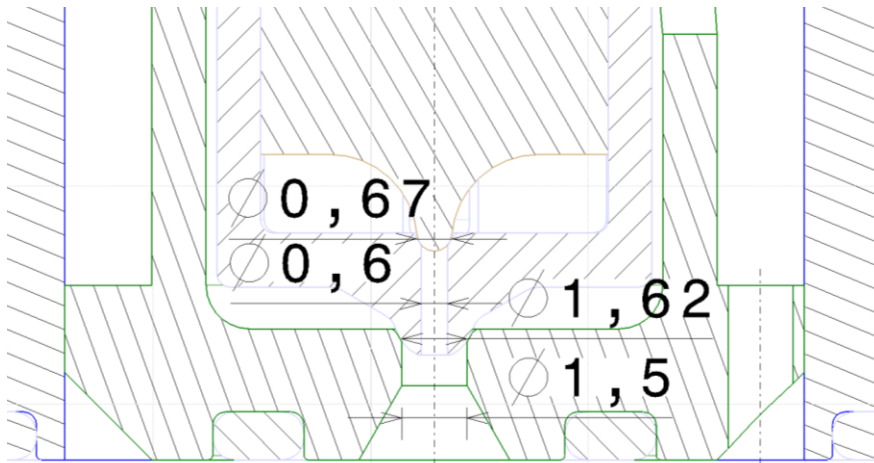


Abbildung 4-8: Querschnitte der Bohrungen

Abhängig vom Hub des Dichtkörpers wird ein gewisser Bohrungsquerschnitt freigegeben. Nachfolgend sind die sich einstellenden Strömungsflächen aufgelistet. Bei einem Hub von 0,442 mm ist die maximale Strömungsfläche beim Hauptsitz erreicht. Die gesamte Strömungsfläche des Vorsteuersitzes steht bei einem Hub von 0,378 mm zur Verfügung. Daraus geht hervor, dass der Anker einen maximalen Hub von 1 mm vollziehen muss, um den Hauptsitz vollständig freizugeben.

Tabelle 43: Strömungsfläche abhängig vom Hub

Hub [mm]	Strömungsfläche [mm ²]	
	Hauptsitz	Vorsteuersitz
0	0	0
0,1	0,3401	0,090
0,2	0,719	0,171
0,3	1,126	0,240
0,378	1,459	0,283
0,4	1,554	0,283
0,442	1,767	0,283
0,5	1,767	0,283

Stellt man die Strömungsfläche abhängig vom Hub graphisch dar, zeigt sich nachfolgende Kennlinie in Abbildung 4-9. Sie zeigt durch die beidseitige kegelige Formgebung vom Dichtkörper und von der Dichtfläche einen annähernd linearen Verlauf. Das führt zu einem linearen Verhalten des Massenstromes abhängig vom Hub. Die Kennlinie der Durchflussänderung ΔK_v [%] abhängig vom Hub [%] zeigt dabei den selben linearen Verlauf. Durch die Linearität der Kennlinie ist im Vergleich zu einer quadratischen Kennlinie, die sich bei einem kegelligen Dichtkörper auf einem flachen Dichtsitz zeigen würde, bereits bei kleinen Hub eine große Durchflussänderung möglich.

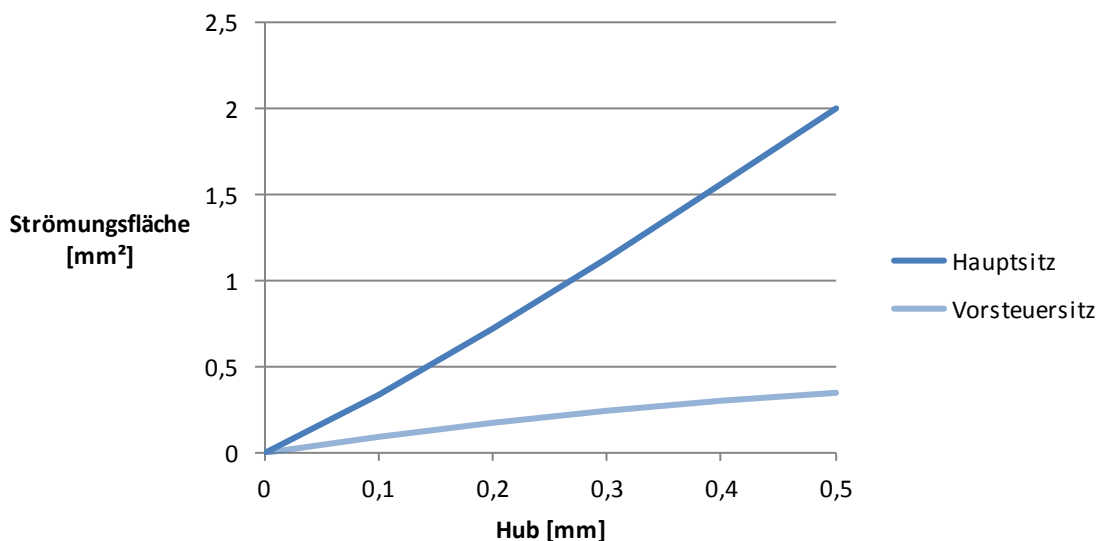


Abbildung 4-9: Strömungsfläche-Hub Kennlinie

4.2.2 Mechanische Auslegung

Die mechanische Auslegung wird grundsätzlich von zwei verschiedenen Drücken bestimmt. Der erste Druck ist jener, bei dem die Funktionalität hinsichtlich der Regelung gewährleistet werden muss und die statischen-, dynamischen- und die Störkräfte beeinflusst. Dieser Druck ist der 1-fache Arbeitsdruck (1 x NWP...Nominal Working Pressure) von 700 bar. Bedingt durch den Temperatureinfluss kann der Arbeitsdruck allerdings auf bis zu 875 bar ansteigen. Der zweite Druck ist jener, bei dem die Bauteilsicherheit gewährleistet werden muss. Dieser Druck ist aufgrund eines Sicherheitsfaktors gemäß der draft HGV3.1 - part 2, chapter 4 [8] der 2,5-fache Arbeitsdruck (2,5 x NWP) und stellt mit 1750 bar somit die größte Druckbeanspruchung an den Druckregler dar.

Statik bei 1-fachem Arbeitsdruck

Aufbauend auf die zuvor ermittelten erforderlichen Querschnitte, resultieren mit dem 1 x NWP die Dichtkräfte, die auf den Dichtkörper wirken. Nachfolgend wird auf dieser Basis die statische Kräftesituation vervollständigt.

Die Differenzdruckkraft ist die Druckkraft durch den Differenzdruck zwischen Eingang und Ausgang (siehe Gleichung 3-4) und durch die Dichtfläche gemäß Tabelle 42 von 2,061 mm² am Hauptsitz und von 0,353 mm² am Vorsteuersitz, bestimmt.

$$F_{DDHaupt} = F_{peHaupt} - F_{paHaupt} = p_e A_{DHaupt} - p_a A_{DHaupt} \quad (4-2)$$

$$F_{DDVor} = F_{peVor} - F_{paVor} = p_e A_{DVor} - p_a A_{DVor} \quad (4-3)$$

In folgender Tabelle 41 sind die Druckkräfte F_{pHaupt} und F_{pVor} abhängig vom Eingangsdruck aufgelistet.

Tabelle 44: Dichtkräfte am Vor- und Hauptsteuersitz

p_e [bar]	$F_{peHaupt}$ [N]	F_{peVor} [N]	$F_{DDHaupt}$ [N]	F_{DDVor} [N]
875	180,34	30,89	178,69	30,61
700	144,27	24,71	142,62	24,43
350	72,14	12,36	70,49	12,07

200	41,22	7,06	39,57	6,78
150	30,92	5,30	29,27	5,01
100	20,61	3,53	18,96	3,25
50	10,31	1,77	8,66	1,48
30	6,18	1,06	4,53	0,78
18	3,71	0,64	2,06	0,35
p_a [bar]	$F_{paHaupt}$ [N]	F_{paVor} [N]		
8	1,65	0,28		

Die Feder, die neben dem Behälterdruck den Dichtkörper auf seinen Dichtsitz presst, hat eine dichtheitsrelevante Funktion zu erfüllen. Sie soll die Dichtkraft soweit erhöhen, damit auch bei niedrigen Behälterdrücken eine ausreichend große Dichtheit gewährleistet werden kann. Mit steigender Federsteifigkeit steigt allerdings auch die notwendige Hubkraft und somit der Strombedarf, wodurch ein Kompromiss anzustreben ist. Die Federsteifigkeit wird so gewählt, dass die Federkraft in ihrer Nulllage, jene Lage in der der Dichtkörper geschlossen ist und nur die Vorspannung der Feder wirkt, 5 N beträgt. Durch ihre Länge soll gemäß dem Anforderungsprofil der Federkraftzuwachs bei einem maximalen Hub von einem Millimeter gering sein.

Die erforderliche Hubkraft, die der Magnet aufbringen muss, wird durch eine Hubkraftreserve von 20% erhöht. Damit können unerwartete Störkräfte durch gasdynamische Effekte sowie durch Reibungen überwunden werden.

Die vervollständigte statische Kräftesituation mit der zur Öffnung erforderlichen Magnetkraft F_M , der Differenzdruckkraft F_{DD} , der Federkraft F_F und der Hubkraftreserve F_R stellt sich wie in Abbildung 4-10 ersichtlich dar. Die negative Stellkraft F_S ist analog zum Grundprinzip des Druckreglers die resultierende Dichtkraft.

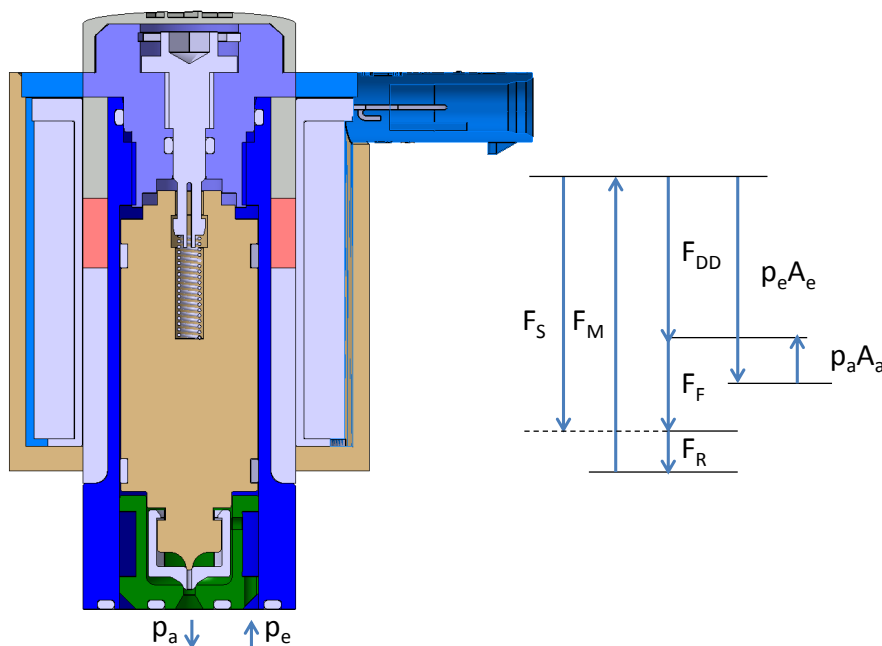


Abbildung 4-10: Statische Kräftesituation

Die Differenzdruckkraft F_{DD} und die Federkraft F_F ergeben die resultierende Stellkraft F_S die auf den Dichtkörper wirkt. Der Zuschlag der Hubkraftreserve F_R bildet die erforderliche Magnetkraft F_M die von der Spule aufgewendet werden muss.

$$F_S = F_{DD} + F_F = p_e A_e - p_a A_a + c_F \Delta x \quad (4-4)$$

$$F_M = F_{DD} + F_F + F_R \quad (4-5)$$

Die größte Magnetkraft ist bei vollem Behälter aufzubringen. Hier wird der Vorteil einer Vorsteuerung sichtbar. Anstatt eine Druckkraft von 178,69 N zu überwinden, die am Hauptsitz wirkt, kann die zu überwindende Druckkraft durch die Vorsteuerbohrung auf 30,61 N reduziert werden.

Tabelle 45: Erforderliche Magnetkraft

Kraft	Größe [N]
Differenzdruckkraft +	30,61
Federkraft =	5,00
Stellkraft +	35,61
Hubkraftreserve von 20% =	7,12
Magnetkraft	42,73

Wird die Differenzdruckkraft des Vorsteuersitzes der des Hauptsitzes gegenüber gestellt, zeigt sich in Tabelle 46, dass sich der Hauptsitz bei einem Eingangsdruck von 150 bar bei gegebener Magnetkraft öffnen lässt. Zur Gewährleistung des geforderten Massenstroms von 2,25 g/s ist bei diesem Eingangsdruck ein Hub des Ankers am Vorsteuersitz von 0,279 mm notwendig.

Des Weiteren listet die Tabelle 46 die Stellkraft, also die erforderliche Magnetkraft ohne Reserve, abhängig vom Eingangsdruck durch Berücksichtigung der Federkraft an Haupt- und Vorsteuersitz auf. Die geringe Differenzdruckkraft bei niedrigen Behälterdrücken macht die Erfordernis einer Federkraft zur Unterstützung der dichtenden Stellkraft deutlich.

Tabelle 46: Dichtkraft und Öffnungsverhalten

Druck p_e [bar]	$F_{DDHaupt}$ [N]	F_{DDVor} [N]	F_{SHaupt} [N]	F_{SVor} [N]
875	178,69	30,61	183,69	35,61
800	163,23	27,96	168,23	32,96
600	122,01	20,90	127,01	25,90
400	80,79	13,84	85,79	18,84
200	39,57	6,78	44,57	11,78
150	29,27	5,01	34,27	10,01
100	18,96	3,25	23,96	8,25

50	8,66	1,48	13,66	6,48
18	2,06	0,35	7,06	5,35

Bauteilfestigkeit bei 2,5-fachem Arbeitsdruck

Nachfolgend werden die Bauteilfestigkeiten bei 2,5-fachem Arbeitsdruck geprüft. Als besonders kritisch am Druckregler können die Gewinde und das Gehäuse identifiziert werden:

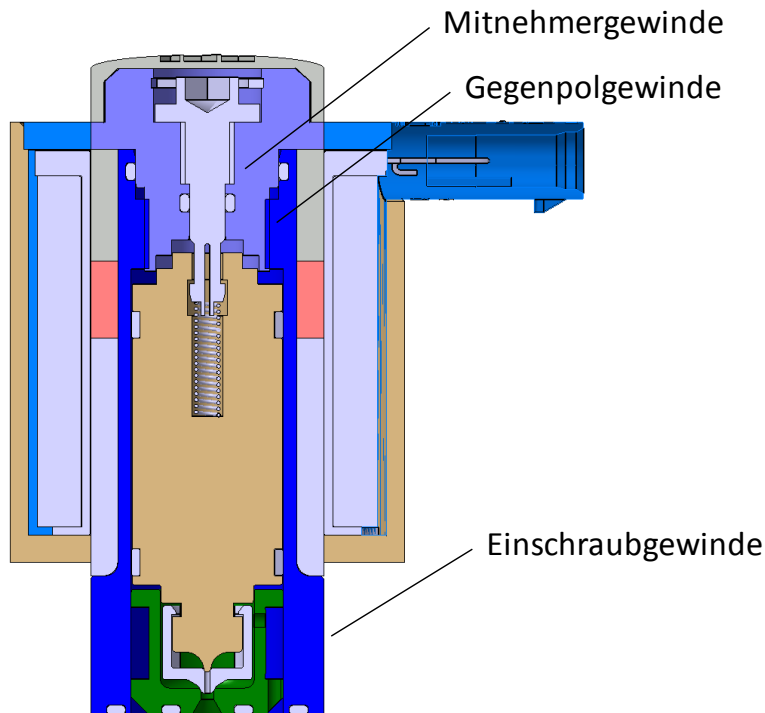


Abbildung 4-11: Statische Kräftesituation

Die drei Gewinde werden der Abstreifsicherheit axial beanspruchter Einschraubgewinde nach dem Verfahren von G.-F. Dose [7] untersucht.

Die Berechnung ist so ausgelegt, dass eine ausreichende Einschraubtiefe ermittelt wird. Die nach der bisher anerkannten VDI – Richtlinie 2230 zur Berechnung der Einschraubtiefe geht bei unterschiedlichen Werkstofffestigkeiten von Bohrung und Welle davon aus, dass die Gewingegänge je nach Werkstoffpaarung entweder in der Nähe am Grund des Muttergewindes oder des Bolzengewindes abgestreift werden. Dies lässt sich durch folgende Formel veranschaulichen:

$$A_{\tau, \text{Mutter}} \tau_{\text{Mutter}} = F = A_{\tau, \text{Bolzen}} \tau_{\text{Bolzen}} \quad (4-6)$$

Die Gleichung zeigt, dass bei unterschiedlichen Scherspannungen von Mutter und Bolzen die jeweilige Scherfläche größer sein muss, desto kleiner der Wert der Scherspannung ist. Besteht die Mutter und der Bolzen aus dem gleichem Werkstoff, entspricht der Abstreifdurchmesser exakt dem Flankendurchmesser. Ist die Streckgrenze des Bolzens höher als bei der Mutter, so verschiebt sich der Abstreifradius nach außen, im umgekehrtem Fall nach innen. Mit diesem Abstreifradius, kann die Gesamtfläche des Abscherzylinder und durch diesen die erforderliche Einschraubtiefe ermittelt werden.

Nach G.-F. Dose ist dies zwar zutreffend, da aber die Bolzen- und Muttergewinde gleichzeitig versagen können, ergibt sich ein glatter Abscher- bzw. Abstreifzylinder. Die Abweichung des Abstreifdurchmessers vom theoretischen Flankendurchmesser des Gewindes hängt von der Werkstoffpaarung ab. Die nach der VDI 2230 berechneten Einschraubtiefen können dagegen zu großen Ungenauigkeiten und Risiken führen.

Der gesamte Abstreifzylinder hat die Gesamtabscherfläche A_τ und wird durch die wirksame Einschraubtiefe m und durch den Abstreifdurchmesser d_τ gebildet. Der Index B und M stehen dabei für Bolzen und Mutter. Der Bolzengewindeanteil α_B und der Muttergewindeanteil α_M sind aufgrund der gleichzeitigen Abscherbarkeit gleich groß:

$$A_{\tau,M} = \alpha_M m d_\tau \pi \quad (4-7)$$

$$A_{\tau,B} = \alpha_B m d_\tau \pi \quad (4-8)$$

Die Abscherfläche besteht aus parallel-gewendelten Streifen abgescherter Mutter- und Bolzengewingegänge. Der Abscherzylinder A_τ mit dem Abstreifzylinder d_τ und der Abstreiflänge m enthält die beiden Abscherflächen von Bolzen und Mutter. Die Anteile der Abscherflächen hängen dabei vom Abstreifradius ab:

$$A_\tau = A_{\tau,B} + A_{\tau,M} \quad (4-9)$$

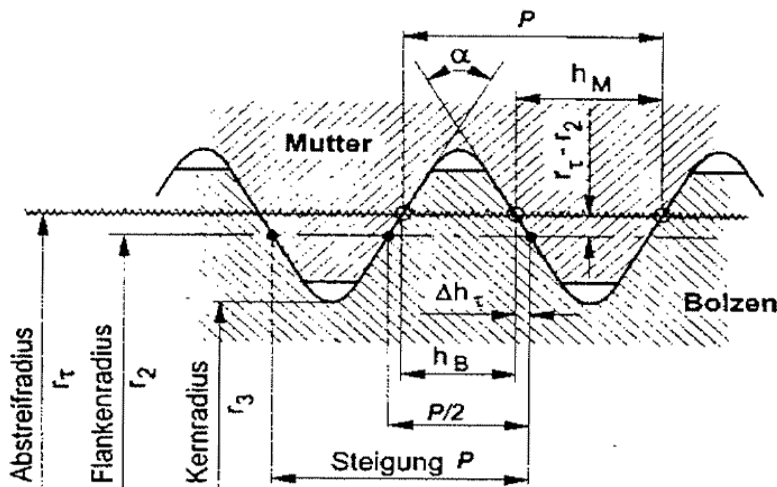


Abbildung 4-12: Größen des Abstreifmodells [7]

Mit den Grenzspannungswerten, also der Abscherspannung beim Versagen für das Muttergewinde:

$$\tau_{m,M} = \frac{F}{\alpha_M m d_\tau \pi} = \beta_M R_{m,M} \quad (4-10)$$

$$\tau_{m,B} = \frac{F}{\alpha_B m d_\tau \pi} = \beta_B R_{m,B} \quad (4-11)$$

lässt sich der Scherspannungsfaktor für die Mutter und den Bolzen berechnen:

$$\beta_M = \frac{F}{R_{m,M} \alpha_M m d_\tau \pi} \quad (4-12)$$

$$\beta_B = \frac{F}{R_{m,B} \alpha_B m d_\tau \pi} \quad (4-13)$$

Der Scherspannungsfaktor variiert naturgemäß je nach Werkstoff und kann aus Tabellen entnommen werden. Gängige Scherspannungsfaktoren sind in nachfolgender Tabelle ersichtlich:

Tabelle 47: Scherspannungsfaktoren verschiedener Materialien

Bauteil	Werkstoffe	Scherspannungsfaktoren
Bolzen	Alle Festigkeitsklassen	1/√3
	Nichtrostende ferritische Werkstoffe	1/√3
	Nichtrostende martensitische Werkstoffe	1/√3
	Nichtrostende austenitische Werkstoffe	0,7
Muttern	ferritische Stähle	1/√3
	martensitische Stähle	1/√3
	Grauguß (Lamellengraphit)	0,9
	Späroguß (Kugelgraphit)	0,7
	Gußaluminium	0,5
	Knetaluminium	0,44

Mit den errechneten Grenzspannungswerten $\tau_{m,M}$ und $\tau_{m,B}$ können nun die Werkstofffaktoren für Bolzen und Mutter ermittelt werden.

$$\alpha_B = \frac{\tau_{m,M}}{\tau_{m,M} \tau_{m,B}} \quad (4-14)$$

$$\alpha_M = \frac{\tau_{m,B}}{\tau_{m,M} \tau_{m,B}} = 1 - \alpha_B \quad (4-15)$$

Mit Hilfe der Werkstofffaktoren und der Geometrie (d_2 = Flankendurchmesser, P = Steigung, α = Flankenwinkel) lässt sich nun der Abstreifdurchmesser ermitteln.

$$d_\tau = d_2 + \left[0,5 - \frac{\tau_{m,M}}{\tau_{m,M} \tau_{m,B}} \right] \frac{P}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (4-16)$$

Für den Nachweis, dass das Gewinde mindestens genauso haltbar ist wie der Bolzen, wird die Mindesteinschraubtiefe des Gewindes so festgelegt, dass die Kraft beim Abstreifen des Gewindes der Bruchkraft $F_{m,B}$ des Bolzens entspricht. Letztere beträgt unter Berücksichtigung des Spannungsquerschnittes A_S des Bolzens.

$$F_{m,B} = R_{m,B} R_S \quad (4-17)$$

mit

$$A_S = \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \frac{\pi}{4} \quad (4-18)$$

Mit der Bruchkraft des Bolzens und dem Verhältnis der Scherspannung des Bolzens und der Mutter, lässt sich die Abscherfläche der Schraubverbindung errechnen.

$$A_{\tau} = F_{m,B} \frac{\tau_{m,M} + \tau_{m,B}}{\tau_{m,M} \tau_{m,B}} \quad (4-19)$$

Schlussendlich lässt sich die theoretische Mindesteinschraubtiefe über die Mantelfläche des Abstreifzylinders ermitteln.

$$m_{th} = \frac{A_{\tau}}{d_{\tau} \pi} \quad (4-20)$$

Die nachfolgende Tabelle listet die Berechnung der drei Gewinde auf. Die erforderliche Mindesteinschraublänge wird jedoch nicht mit der Bruchkraft, sondern mit der tatsächlich herrschenden Druckkraft bei 1750 bar berechnet.

Tabelle 48: Berechnung der Mindesteinschraubtiefe

	Einschraubung	Gegenpol	Mitnehmer	Einheit
$F_B = r^2 \pi p$	93000	27000	5000	N
$\tau_{m,B} = \beta_B R_{m,B}$	560	277	277	N/mm ²
$\tau_{m,M} = \beta_M R_{m,M}$	140	560	277	N/mm ²
$\alpha_B = \tau_{m,M} / (\tau_{m,M} + \tau_{m,B})$	0,2	0,67	0,5	
$\alpha_M = \tau_{m,B} / (\tau_{m,M} + \tau_{m,B}) = 1 - \alpha_B$	0,8	0,33	0,5	
$d_{\tau} = d_2 + b [0,5 - \tau_{m,M} / (\tau_{m,M} + \tau_{m,B})] / \tan(\alpha/2)$	25,87	13,06	5,68	mm
$A_{\tau} = F_B [(\tau_{m,M} + \tau_{m,B}) / (\tau_{m,M} \tau_{m,B})]$	830,4	145,7	36,1	mm ²
$m_{th} = A_{\tau} / (d_{\tau} \pi)$	10,2	3,55	2	mm

Die Berechnung zeigt, dass die Einschraubtiefe von 10,2 mm des Druckreglers in den Ventilblock bei gegebener Gewindegeometrie von M26x1 und der Materialpaarung von 1.4529 und EN AW-6082 ohne Sicherheitsfaktor ausreichend wäre. Mit einem Sicherheitsfaktor von 1,5 wird die Einschraubtiefe auf 15,5 mm vorab festgelegt.

Die notwendige Einschraublänge des Gegenpols aus 1.4016 in das Gehäuse liegt bei einer Gewindegeometrie von M14x1 bei 3,55mm. Die Einschraubtiefe wird aufgrund von Sicherheiten auf 7,5 mm vergrößert.

Der Mitnehmer aus 1.4016 erfordert bei der Verschraubung in den Gegenpol bei einem Gewinde von M6x0,5 lediglich 2 mm. Hier wird die Gewindelänge aufgrund von Sicherheit und konzeptbedingtem Platzbedarf auf 5,5 mm vergrößert.

Neben den drei Gewinden wird in folgender Berechnung das Gehäuse auf die zulässige Spannung geprüft. Vorab wird die Radialverformung des Gehäuses unter Innendruck berechnet.

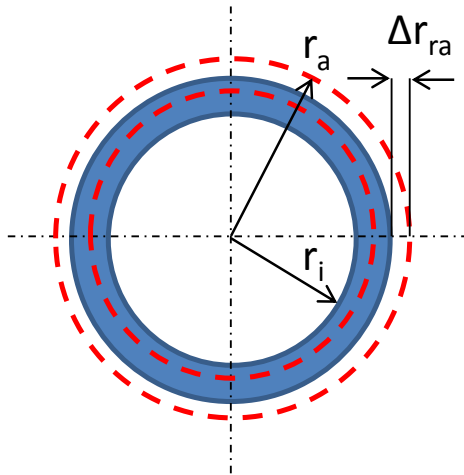


Abbildung 4-13: Radialverformung unter 2,5 - fachen Arbeitsdruck

Die Radiusaufweitung Δr_x bei einem beliebigen Radius r_x des Querschnittes kann wie folgt anhand der Geometrie r_i und r_a , dem Elastizitätsmodul E , der Querdehnungszahl ν und den Innendruck p_i berechnet werden.

$$\Delta r_x = \frac{p_i r_x r_i^2}{E(r_a^2 - r_i^2)} \left[\frac{r_a^2}{r_x^2} (1 + \nu) + 1 - \nu \right] \quad (4-21)$$

Mit $p_i = 1750$ bar, $r_x = 26$ mm, $r_a = 26$ mm, $r_i = 17$ mm, $E = 2,1 \cdot 10^5$ und $\nu = 0,28$ von Stahl führt die Radiusaufweitung an der äußersten Mantelfläche zu:

$$\Delta r_x = 0,01618 \text{ mm}$$

Nachfolgend wird gemäß der Kesselformel nach DIN 2413 [5] die minimale Wandstärke s_{min} durch den mittleren Durchmesser D_m , den Innendruck p_i , der zulässigen Spannung σ_{zul} , den Zuschlag für Toleranzfehler s_1 sowie den Zuschlag für Korrosion s_2 ermittelt. Die zulässige Spannung σ_{zul} ergibt sich durch Division der Streckgrenze $Rp_{0,2}$ und des Sicherheitsbeiwertes S .

$$s_{min} = \frac{p_i D_m}{2\sigma_{zul}} + s_1 + s_2 \quad (4-22)$$

Mit $p_i = 1750$ bar, $D_m = 21,5$ mm, $Rp_{0,2} = 470$ N/mm², $S = 1$, $s_1 = 0,05$ und $s_2 = 0$ ergibt sich eine minimale Wandstärke von

$$s_{min} = 4,05 \text{ mm}$$

Zugunsten einer hohen Magnetkraft, die durch einen guten magnetischen Fluss mithilfe einer geringen Wandstärke erreicht werden kann, wird ein geringer Sicherheitsfaktor von 1,1 gewählt. Die Wandstärke des Gehäuses wird deshalb mit 4,5 mm festgelegt.

4.2.3 Elektromechanische Auslegung

Die wesentlichen Funktionselemente in der elektromechanischen Betätigung sind die stromdurchflossene Spulenwicklung, der magnetisch leitende Kreis und der beweglicher Anker. Im Arbeitsluftspalt zwischen dem Magnetanker und dem Gegenpol wird eine Kraft durch das aufgebaute Magnetfeld der stromdurchflossenen Spule erzeugt, die den Magnet bewegt.

Die notwendige Magnetkraft ist nach vorheriger Berechnung 42,73 N. Die Magnetkraft setzt sich vereinfacht mit einem planen Anker und einem planen Gegenpol aus der Flussdichte im Luftspalt B_{LSP} , der Fläche des Luftspaltes A_{LSP} und der Permeabilität des Vakuums μ_0 zusammen [6].

$$F_M = \frac{B_{LSP}^2 A_{LSP}}{2\mu_0} \quad (4-23)$$

Die Permeabilität des Vakuums von $\mu_0 = 1,256 \cdot 10^{-6}$ Vs/(Am), die Magnetkraft mit 42,73 N und die konzeptionell ausgelegte Luftspaltfläche mit $A_{LSP} = 221,67$ mm² ($d = 16,8$) führt zu einer erforderlichen Flussdichte von

$$B_{erf} = 0,695 \text{ T}$$

Die Feldstärke H ist über die Permeabilität mit der Flussdichte verknüpft.

$$H_{erf} = \frac{B_{erf}}{\mu} \quad (4-24)$$

Die erforderliche Flussdichte $B_{erf} = 0,695$ T und die Permeabilität $\mu = \mu_0 \cdot \mu_r$ mit $\mu_0 = 1,256 \cdot 10^{-6}$ Vs/(Am) und $\mu_r = 1$ Vs/(Am) führt zur erforderlichen Feldstärke H_{erf} .

$$H_{erf} = 55,334 \cdot 10^3 \text{ A/m}$$

Die Durchflutung Θ ergibt sich mit dem Produkt aus der Feldstärke und der Länge.

$$\Theta = Hl \quad (4-25)$$

Die Durchflutung ist wiederum das Produkt aus der Windungszahl N und der Stromstärke I .

$$\Theta = NI \quad (4-26)$$

Das führt zu dem Ausdruck

$$B = \mu \frac{NI}{l} = \mu \frac{\Theta}{l} = \mu H \quad (4-27)$$

Durch den dominierenden Widerstand des Luftspaltes werden zur Vordimensionierung der Spule die restlichen Widerstände des Rückschlusses, des Ankers und des Gegenpols vernachlässigt. Die erforderliche Durchflutung Θ_{erf} aufgrund des Luftspaltes ergibt sich mit $B_{erf} = 0,695$ T, $\mu = 1,256 \cdot 10^{-6}$ Vs/(Am) und $l_{LSP} = 1,5$ mm zu

$$\Theta_{erf} = 830 \text{ A} = NI$$

Bei einer gewünschten Stromstärke von 1,3 A ist eine Windungszahl von 638 erforderlich.

$$N_{erf} = 638$$

Nach erfolgter Vordimensionierung wird ein Modell des Druckreglers im Simulationsprogramm *Elephant* der TU Graz aufgebaut. Dieses Programm ermöglicht die Simulation der Magnetkraft mit dessen Hilfe verschiedene magnetkraftfördernde Maßnahmen getestet werden. Im ersten Iterationsschritt werden die Verstärkungsringe am Gehäuse des Druckreglers optimiert. Die Verstärkungsringe haben die Funktion, bei gleichbleibender Bauteilfestigkeit den magnetischen Widerstand des Gehäuses, welches zwischen Rückschluss und Anker positioniert ist, zu senken. Durch diese Maßnahmen kann bei gegebener Stromstärke von 1,3 A die Anzahl der Spulenwicklungen laut Simulation auf 550 reduziert werden.

Im nächsten Schritt wird das stationäre Verhalten bei unterschiedlichen Hüben simuliert. Bestimmt wird das stationäre Verhalten durch die Magnetkraft - Hub Kennlinie und durch die Magnetkraft - Strom Kennlinie. Die Magnetkraft wird demnach bei unterschiedlichen Luftspalten δ zwischen Anker und Gegenpol bei variablen Stromstärken ermittelt. Beide Kennlinien zeigen eine Hysterese, die sich bei einem Proportionalmagnetventil negativ auf die Positionierbarkeit auswirken. Durch eine geeignete Materialauswahl, die eine geringe Hysterese in ihrer Magnetisierungskurve des ferromagnetischen Materials aufweisen und durch konstruktive Maßnahmen um eine reibungsfreie Ankerführung und minimierte

Radialkräfte zu ermöglichen, kann die Krafthysterese reduziert werden [21].

Die Magnetkraft - Kennlinien können durch die konstruktive Gestaltung des Arbeitsluftspaltes und des umgebenden ferromagnetischen Körpers, dem Gegenpol, beeinflusst werden.

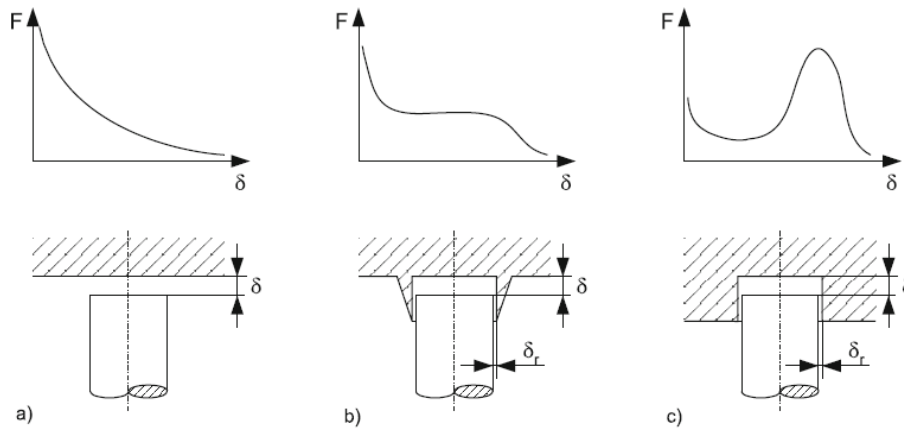


Abbildung 4-14: Qualitativer Verlauf der Magnetkraft - Hub Kennlinie [21]

Die Abbildung 4-14 a) zeigt einen flachen Anker und einen flachen Gegenpol, wodurch die Kennlinie vom magnetischen Widerstand des Luftspaltes geprägt ist. Die Magnetkraft ist umgekehrt proportional zum Quadrat der Luftspaltlänge δ .

$$F_M \approx \frac{1}{\delta^2} \quad (4-28)$$

Durch spezielle Formgebung des Ankers und des Gegenpols wird ein Nebenschluss des magnetischen Flusses erreicht und die Magnetkraft - Hub Kennlinie verändert. In nachfolgender Abbildung sind weitere Formgebungen ersichtlich.

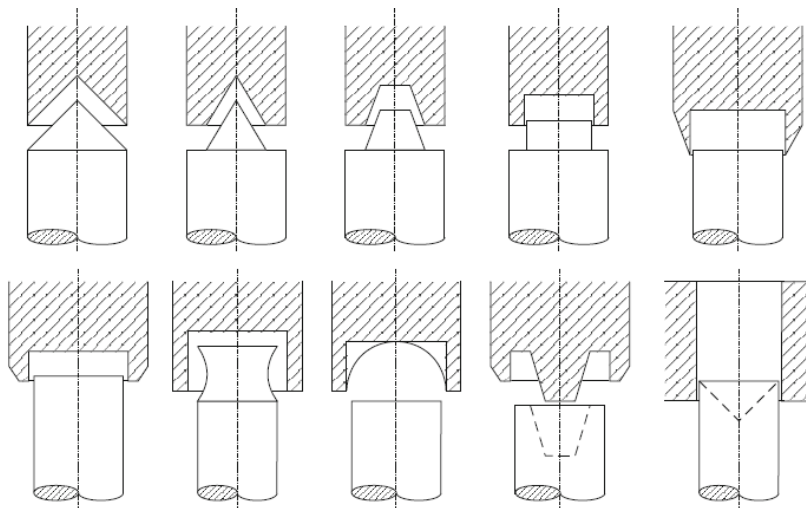


Abbildung 4-15: Verschiedene Ausführungen von Anker und Gegenpol [21]

Die Ausführung c) in der Abbildung 4-14 zeigt die Notwendigkeit eines umschlossenen Ankers durch den Gegenpol bei einem stromlos geschossenen Ventil. In der Ruhstellung, in der die Luftspaltlänge am größten ist, wird zum Öffnen des Dichtkörpers die größte Kraft benötigt. Zeitgleich wird bei mittlerer Luftspaltlänge ebenso eine große Kraft benötigt um den Hauptsitz zu öffnen. Die Ausführung b) in der Abbildung 4-14 zeigt durch die Zunahme des Nebenschlusses einen annähernd linearen Effekt im mittleren Luftspaltlängenbereich. Eine Kombination aus der Ausführung b) und c) wird deshalb angestrebt und ist in Abbildung 4-16 dargestellt. Aus Gründen der Herstellung wird die phasenform der Ausführung b) durch eine zweite Stufe mit kleinerem Bohrungsdurchmesser ersetzt. Eine Linearität im mittleren

Luftspaltlängenbereich kann durch die Zunahme des Nebenschlusses dennoch erwartet werden.

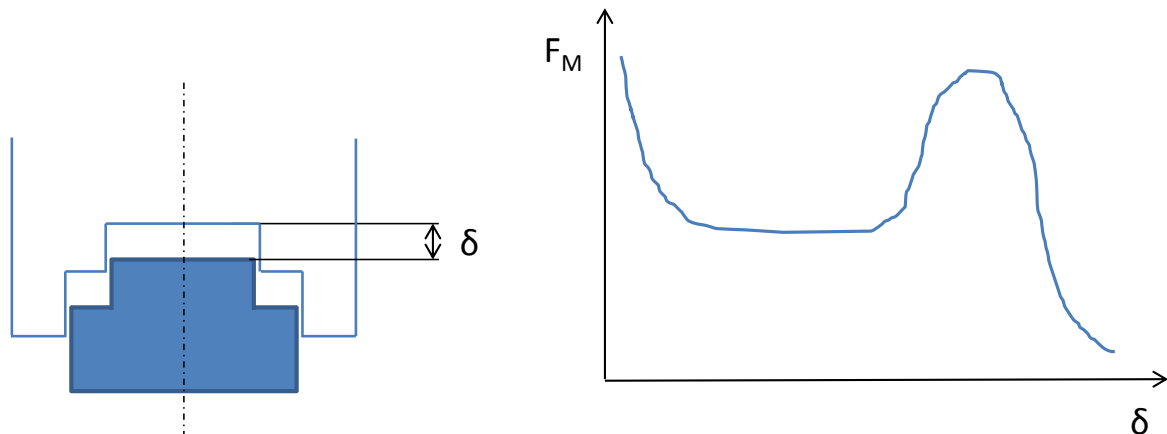


Abbildung 4-16: Ausführung von Anker und Gegenpol mit erwartungsgemäßer Magnetkraft - Hub Kennlinie

Der Luftspalt muss einen Hub des Ankers von 1 mm ermöglichen. Die Geometrie der Stufen und des Luftspaltes werden so ausgelegt, dass die höchste Magnetkraft in der Ruhestellung des Dichtkörpers liegt. In dieser Position wird die größte Kraft benötigt. In nachfolgender Abbildung ist das Ergebnis der Simulation ersichtlich.

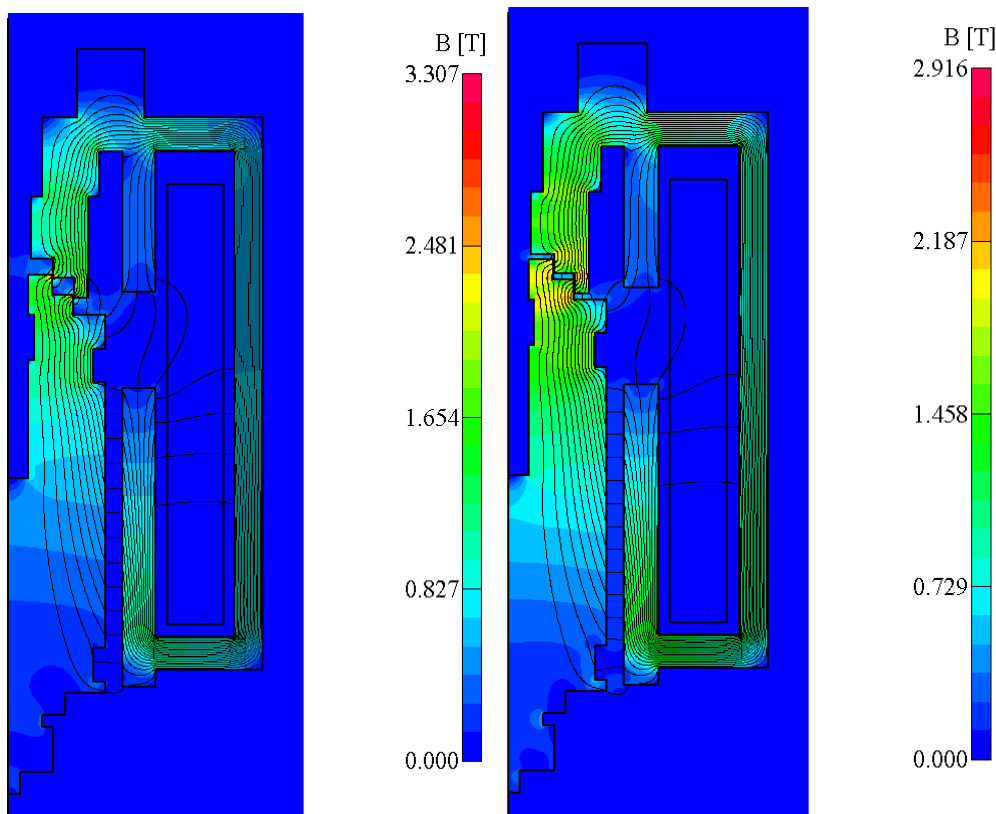


Abbildung 4-17: Magnetkraftsimulation in den jeweiligen Endlagen des Ankers

Im linken Bild der Abbildung 4-17 ist die Endlage beim vollständig geschlossenen Dichtkörper bzw. Anker ersichtlich. In dieser Position kann eine Magnetkraft von 40,6 N mit 496 Wicklungen und einer Stromstärke von 1,3 A erzeugt werden. Der Luftspalt beträgt in dieser Position 1,5 mm. Im rechten Bild ist die Endlage bei einem vollständig offenen Dichtkörper dargestellt. In dieser Position kann eine Magnetkraft von 25,9 N erreicht werden. Der restliche Luftspalt beträgt nach dem zum vollständigen Öffnen erforderlichen Hub von 1 mm nur noch 0,5 mm.

In nachfolgender Abbildung 4-18 ist die laut Simulation errechnete Magnetkraft - Hub Kennlinie über einen weiten Arbeitsspalt ersichtlich. Es zeigt sich, dass die Simulation die angenommene Kennlinie aus Abbildung 4-16 bestätigt. Der Arbeitsbereich ist wie zuvor beschrieben so ausgelegt, dass die größte Magnetkraft bei geschlossenem Ventil bei einem Arbeitsspalt von 1,5 mm wirkt.

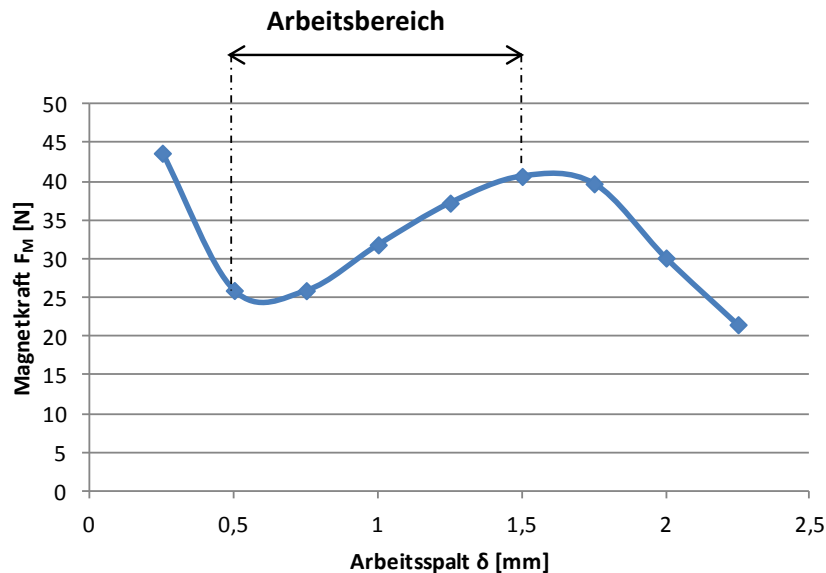


Abbildung 4-18: Magnetkraft – Hub Kennlinie laut Simulation bei 1,3 A

Aufbauend auf vorherige Simulation wird neben der Magnetkraft - Hub Kennlinie auch die Magnetkraft - Stromstärke Kennlinie ermittelt. Die Magnetkraft - Stromstärke Kennlinie ist annähernd linear zur Stromstärke. Durch deren Kombination lässt sich ein Kennfeld erstellen, das die verfügbare Magnetkraft in jeder Arbeitssituation des Druckreglers darstellt. Die Abbildung 4-19 zeigt dieses Kennfeld. Der Arbeitsbereich stellt wie in Abbildung 4-18 den Hub des Kolbens innerhalb des Arbeitsspalt dar. Auffallend ist der zunehmende Gradient der Magnetkraft - Hub Kennlinie bei steigender Stromstärke.

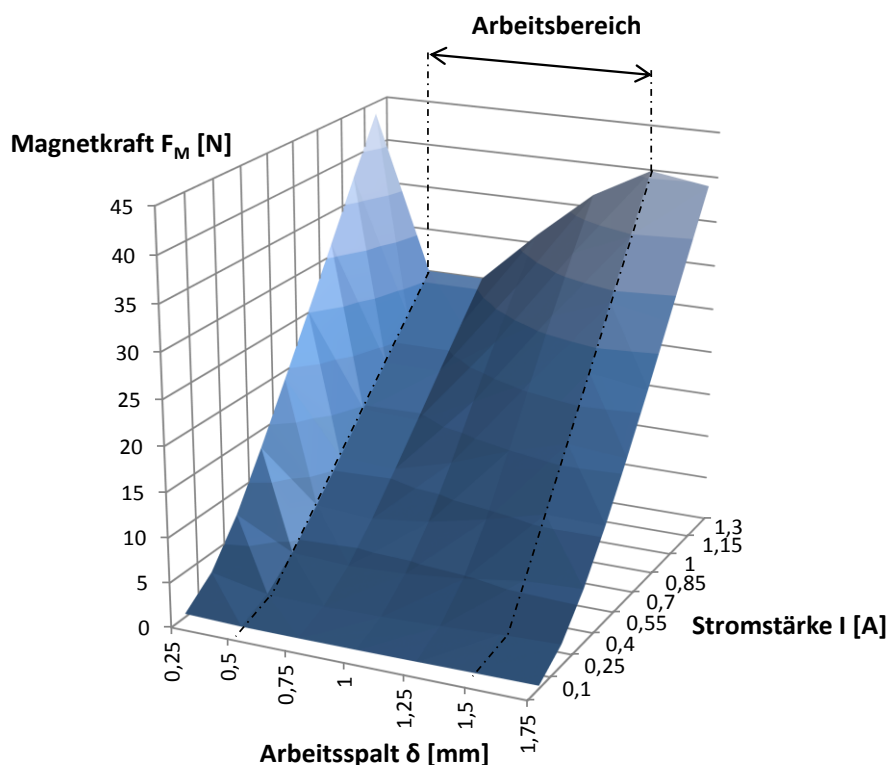


Abbildung 4-19: Magnetkraft – Hub – Stromstärke Kennfeld

4.3 Optimierungspotenziale

Nachdem die ersten Schritte in der Auslegung und Berechnung des Druckreglers abgeschlossen sind, werden Optimierungspotenziale angeführt, die sich im iterativen Entwicklungsprozess gezeigt haben, in das aktuelle Konzept aber nicht mehr eingeflossen sind.

Entwicklungsziel in der Ventiltechnik sind aufgrund immer komplexere Systeme und die damit gestiegene Anforderung an erhöhter Genauigkeit und Dynamik zunehmend Magnetventile. Im Vergleich zu den rein mechanisch betätigten Ventilen ist der Stromverbrauch von Nachteil. Neben dem primären Wunsch den Stromverbrauch zu reduzieren, gilt es auch das Gewicht und die Größe des Druckreglers zu minimieren. Im Falle von Optimierungsmaßnahmen ist für alle drei Kriterien die Miniaturisierung des Druckreglers zielführend. Die zwei dominanten und deshalb entscheidenden Stellgrößen hierfür sind zwei Querschnitte. Mit dem Querschnitt der Vorsteuerbohrung kann der Strombedarf reduziert werden bzw. die Spule verkleinert werden. Mit der Querschnittreduktion des Arbeitsraumes des Druckreglers kann das Gewicht des Druckreglers, die gesamtheitliche Größe und somit die mechanische Belastung minimiert werden.

Mechanische Optimierung

Der Querschnitt des Arbeitsraumes geht laut Kesselformel linear in die erforderliche Wandstärke s_{min} ein. Eine Querschnittsreduktion von 20 % erlaubt deshalb neben der Gewichts- und Größeneinsparung aufgrund des kleineren Querschnittes auch eine Einsparung durch die Minderung der Wandstärke. Ähnliches Prinzip gilt in der Behälterentwicklung (vgl. 2.1.3 Speicherung von Wasserstoff S.14). Des Weiteren reduzieren sich bei einer 20 %igen Querschnittsreduktion die Kräfte auf die druckbeaufschlagten Verschraubungen bereits um 56 % durch den Einfluss des Querschnittes als quadratisches Viertel auf die Fläche. Eine nennenswerte Minimierung der erforderlichen Bauteildimensionen aufgrund kleinerer Spannungen an den Gewinden und am Gehäuse lässt sich durch diesen Effekt deshalb erwarten.

Strömungsmechanische Optimierung

Für die erforderliche Magnetkraft sind die Querschnitte der strömungsführenden Bohrungen bestimmend. Je kleiner diese ausgeführt werden können, desto geringer ist der Strombedarf der Spule bzw. kann bei gleichem Strom die Spule mit ihrer Wicklungsanzahl verkleinert werden. Je kleiner die Vorsteuerbohrung ist, desto früher (d.h. bei höheren Behälterdruck) muss jedoch die Hauptbohrung mit erhöhtem Kraftaufwand geöffnet werden, um den erforderlichen Massenstrom zu gewährleisten. Beide Bohrungen sollen demnach so klein wie möglich ausgeführt werden. Der Querschnitt der Hauptbohrung ist durch den niedrigsten Behälterdruck und der tiefsten Betriebstemperatur bestimmt und ist im Falle dieser Druckreglerentwicklung bereits auf das Minimum dimensioniert. Die Vorsteuerbohrung ist so auszulegen, dass sie klein genug ist, um sie bei verfügbarer Magnetkraft öffnen zu können und groß genug, damit erst bei niederem Behälterdruck die kraftaufwendige Hauptbohrung geöffnet werden muss. Auch die Vorsteuerbohrung ist in dieser Druckreglerentwicklung bereits auf ein Minimum dimensioniert, was im nachfolgenden Beispiel ersichtlich wird:

Ein Querschnitt der Vorsteuerbohrung von 0,5 mm anstatt von 0,6 mm ermöglicht eine Magnetkraftreduktion auf 30 N anstatt von ursprünglich 40 N. Mit dieser Magnetkraft kann die nicht verkleinerbare Hauptbohrung erst bei einem Behälterdruck von 100 bar geöffnet werden. Die Hauptbohrung müsste aber bereits bei 175 bar geöffnet werden, da die verkleinerte Vorsteuerbohrung den erforderlichen Massenstrom nicht mehr gewährleisten kann. Dieser Umstand zeigt, dass im Falle miniaturisierbarer Bohrungsquerschnitte dieser Druckregler bereits ausgereizt ist. Ein alternative Möglichkeit ist eine zweite Vorsteuerbohrung, die ähnlich wie in Patent Nr. 4 ausgeführt ist. Hierfür wird ein Dichtkörper

innerhalb des Ankers, und ein Dichtkörper außerhalb des Ankers positioniert. Nachfolgende Abbildung 4-20 stellt ein mögliches Konzept dar.

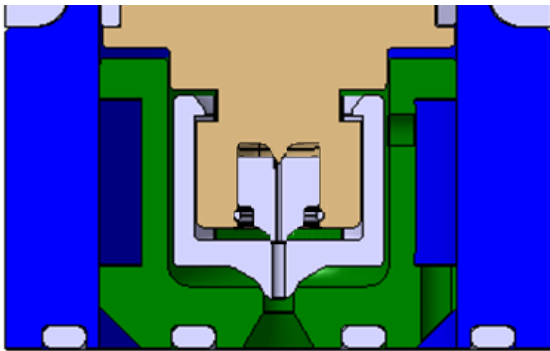


Abbildung 4-20: Konzept mit zwei Vorsteuerbohrungen

Mithilfe der zweiten Vorsteuerbohrung können die zu regelnden Druckbereiche der jeweiligen Bohrungen minimiert werden. Die kleinere Spreizung ermöglicht dadurch die Bohrungsdurchmesser und die daraus resultierenden Magnetkräfte zu reduzieren. Die Tabelle 48 listet die Auslegung der drei Bohrungen auf und zeigt die erforderliche Magnetkraft, die durch diese Maßnahme reduziert werden kann. Die Magnetkraft setzt sich analog zur mechanischen Auslegung aus Kapitel 4.2.2 aus der Differenzdruckkraft, die durch die Differenz von Eingangs- und Ausgangsdruck bestimmt ist, der Federkraft und der 20 prozentigen Magnetkraftreserve zusammen.

Tabelle 49: Magnetkräfte bei 2 Vorsteuerbohrungen

	1. Vorsteuerb.	2. Vorsteuerb.	Hauptbohrung	Einheit
Strömungsdurchmesser	0,45	0,8	1,5	mm
Strömungsfläche	0,159	0,502	1,767	mm ²
Dichtfläche	0,174	0,552	2,061	mm ²
Druckbereich	875 - 250	250 - 70	70 - 18	bar
Differenzdruckkraft +	15,22	13,35	12,77	N
Federkraft =	5	5	5	N
Stellkraft +	20,22	18,35	17,77	N
Hubkraftreserve 20 % =	4,044	3,67	3,554	
Magnetkraft	24,264	22,02	21,324	N

Die Reduktion der erforderlichen Magnetkraft auf 25 N ermöglicht den Strombedarf der Spule auf 1 A zu senken. Ob durch die zweite Vorsteuerstufe der Mehraufwand in der Herstellung und das erhöhte Dichtheitsrisiko aufgrund von drei Dichtstellen für die Weiterverfolgung dieser Konzeptes steht, kann noch nicht beurteilt werden.

Elektromechanische Optimierung

Neben der strömungsmechanischen Optimierung bietet naturgemäß die Optimierung der elektromagnetischen Betätigung weitere Möglichkeiten zur Reduktion des Strombedarfs. Im Zuge zusätzlicher Literaturrecherchen zeigen sich innovative Betätigungsarten die durch

einen permanentmagnetischen Anker möglich werden.

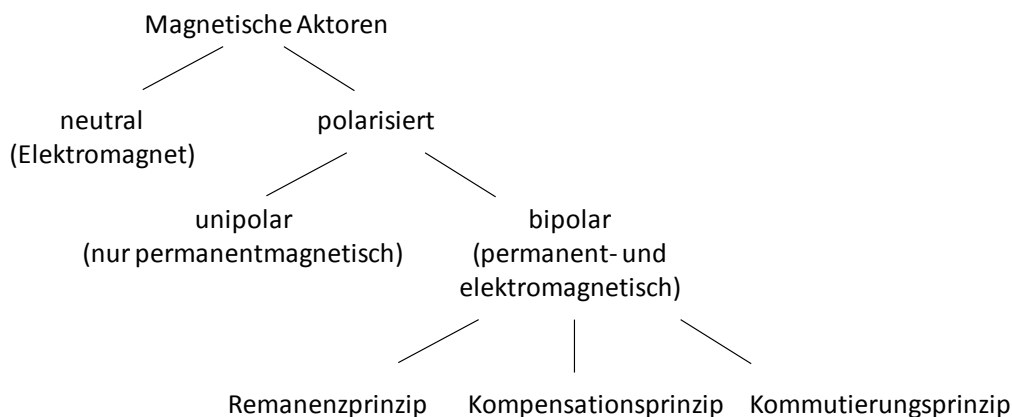


Abbildung 4-21: Einteilung magnetischer Aktoren nach dem Reluktanzprinzip [46]

Die Abbildung 4-21 zeigt neben dem bisherigen neutralen magnetischen Aktor die Einteilung verschiedener polarisierter Aktoren. Bipolare magnetische Aktoren, die je nach Bedarf monostabil oder bistabil (Impulsventil) ausgeführt werden können, bieten ein ausgezeichnetes Verhältnis der erzeugten Kraft zur Spulenwicklung bzw. ihrer Bestromung und bieten deshalb das Potenzial den Energieverbrauch erheblich zu senken [3, 12, 17, 18, 46]. Der Einsatz eines solchen bipolaren Magnetsystemes ist im Rahmen dieser Arbeit untersucht worden. Erste Modelle können im Simulationsprogramm „Elephant“ noch keine zufriedenstellende Ergebnisse liefern. Erst durch eine vielfältige Variation von Bestromungsrichtung der beiden Spulen, der hart- und weichmagnetische Richtung der beiden Anker, die Position des Ankers, sowie der Aufbau und die Position der Rückschlüsse können an einem Modell magnetkrafterhöhende Effekte erreicht werden. In nachfolgenden Modell in Abbildung 4-22 ist im linken Bild ein neutraler Aktor ersichtlich. Im Falle von 496 Wicklungen und einer Stromstärke von 1,3 A wird in diesem vereinfachten Modell ein Magnetkraft von 0,1 N erzeugt. Im rechten Bild ist ein polarisierter Aktor ersichtlich. Die gegensinnige Bestromung der beiden Spulen mit 1,3 A und halbiertes Wicklungszahl von je 296 ermöglicht mit einem Rückschluss versehenen zweigeteilten und bipolaren Anker eine Erhöhung der Magnetkraft auf 92,2 N.

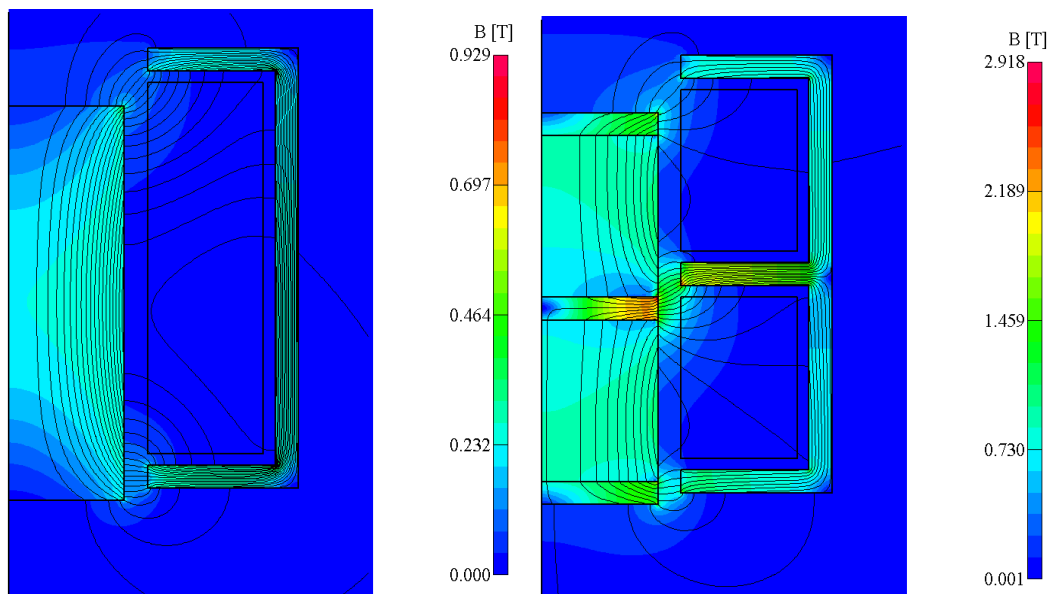
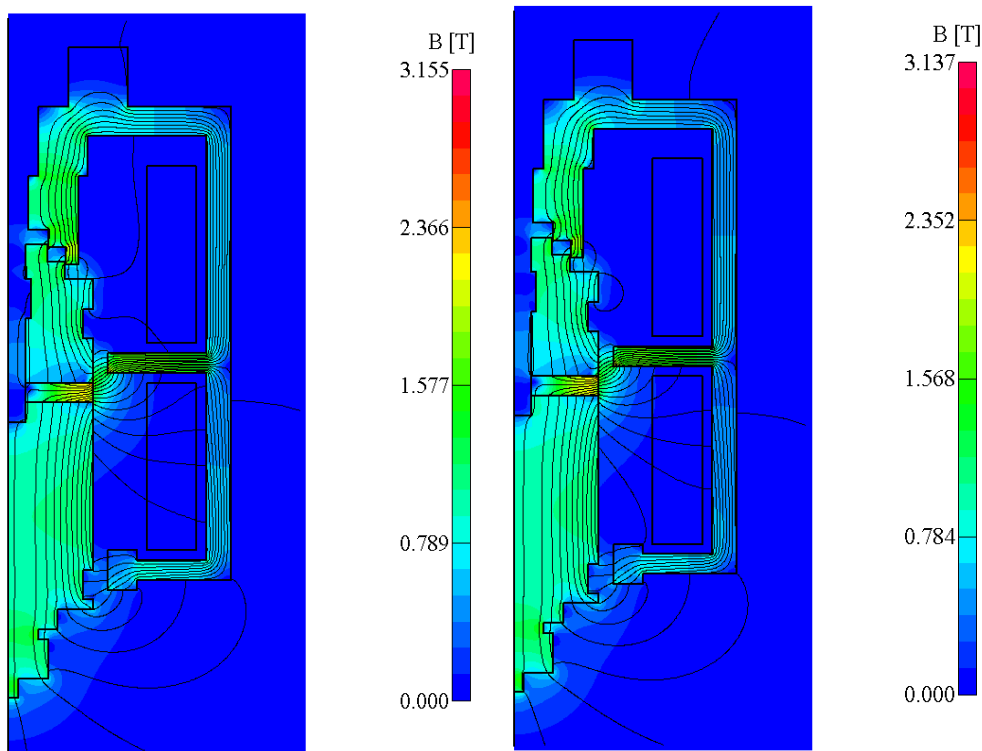


Abbildung 4-22: Vergleich zwischen neutralen und polarisierten Aktor

Wird die Spule nicht bestromt, zieht es den Anker durch die beiden bipolaren Permanentmagneten und der Spulenwicklungen im Gegensatz zu einem neutralen

Elektromagneten in die Mitte. Im unbestromten Zustand beträgt die Magnetkraft 82,6 N. Die Differenz zwischen unbestromter und bestromter Spule bei einem neutralen Elektromagneten von 0,1 N und bei einem polarisierten Magneten von 10 N zeigt erhebliches Potential. Demnach kann bei gleicher Stromstärke die resultierende effektive Magnetkraft um den Faktor 100 erhöht werden. Wird die zusätzliche erforderliche Federkraft erhöht, um den Anker im unbestromten Zustand geschlossen zu halten, kann dennoch mit einer erheblichen Reduktion des Strombedarfs gerechnet werden.

In ersten Versuchen, den Nachweis dieser Wechselwirkungskräfte auch im entworfenen Druckreglerkonzept zu erzielen, konnte eine Erhöhung der Magnetkraft auf 90 N erreicht werden. Weitere Untersuchungen sind notwendig, um eine optimale Dimensionierung und Positionierung der Rückschlüsse zwischen den beiden Ankern und den beiden Spulen zu ermitteln, damit im bestromten Zustand eine entsprechend hohe und im entstromten Zustand eine möglichst niedrige Magnetkraft erreicht wird.



Die nachfolgende Tabelle beschreibt den Aufbau des Druckreglerkonzeptes mit einem bipolaren Magnetsystem

Tabelle 50: Aufbau des bipolaren Magnetsystems

Komponenten	Elektromagnetische Größen	Aufbau
Spule oben	- 1,3 A	248 Wicklungen
Spule unten	+ 1,3 A	248 Wicklungen
Anker oben	weichmagnetisch mit $\mu_R = 1000$ und Wirkrichtung 270°	Anisotroper Permanentmagnet, nicht linear
Anker unten	weichmagnetisch mit $\mu_R = 1000$ und Wirkrichtung 90°	Anisotroper Permanentmagnet, nicht linear
Rückschlüsse	weichmagnetisch mit $\mu_R = 1000$	Isotroper Stahl, linear

Ein genaue Prüfung, welches der bipolaren Systeme gemäß der Abbildung 4-21 im Anwendungsfall des Druckreglers die besten Ergebnisse erwarten lässt, sollte in den nächsten Schritten durchgeführt werden. Ob Remanenzprinzip, Kompensationsprinzip oder Kommutierungsprinzip wird zunächst von der erzielbaren Genauigkeit und Dynamik der Ansteuerung und der möglichen Stromstärkenreduzierung abhängen.

Ventilfamilie

Im Kapitel 3.3 „Wertanalyse“ führt die Optimierung des Speichersystems durch Synergien von Funktionen und Design auf eine Minimierung des Ventilaufwandes und führt gepaart mit einer Gleichteilstrategie zu einer erheblichen Kosteneinsparung. Aufbauend auf die symbolischen Darstellungen in diesem Kapitel und die Integration der Ventile in das System nach Abbildung 3-85 wird ein Konzept dieser Ventile konstruiert. Die nachfolgende Abbildung 4-23 stellt diese einheitliche Ventilfamilie dar, die es ermöglicht, mit drei multifunktionalen Ventilen sämtlichen funktionalen Erfordernissen der Ventiltechnik gerecht zu werden und eine erhebliche Reduktion der Herstellkosten zu erreichen.

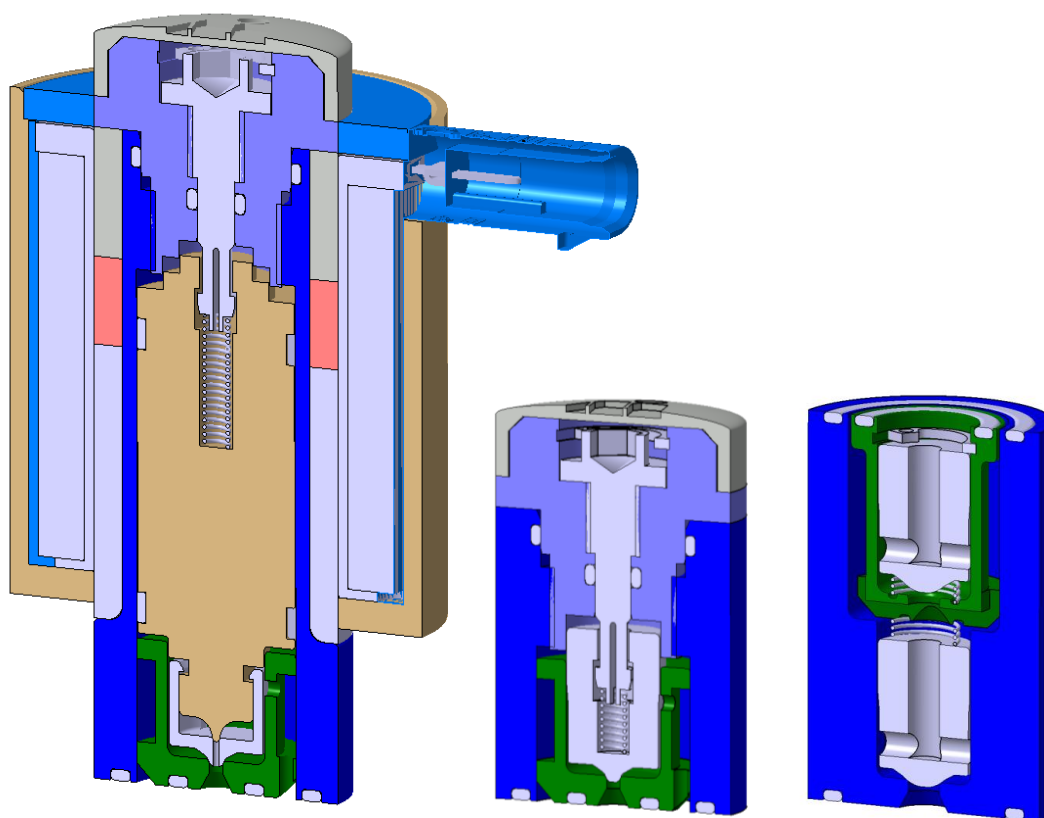


Abbildung 4-23: Konzept Magna Steyr H₂ - Ventilfamilie

Das Ventil links im Bild der Abbildung 4-23 ist der multifunktionale Druckregler der bekanntermaßen die Funktionen des Pressure Regulator, des Shut – Off Valves und des Manual Valves vereint und im Kapitel 4.1 „Konzeptentwicklung“ bereits hinreichend genau beschrieben wurde.

In der Mitte der Abbildung ist der multifunktionale Druckbegrenzer dargestellt. Dieses Ventil kombiniert das Pressure Relief Valve und das Manual Valve der Niederdruckleitung. Das Ventil zeichnet sich durch eine große Anzahl an Gleichteile vom Druckregler aus, beispielsweise durch denselben Mitnehmer, den Gegenpol und die Strömungsführung. Das Gehäuse ist bis auf die Länge ebenso baugleich. Der Dichtkörper kann durch die direkte, einstufige Betätigung vereinfacht werden und benötigt keine Vorsteuerbohrung mehr. Der Dichtkörper weist dieselbe Dichtgeometrie mit dem gleichen Querschnitt auf, da analog zum Druckregler bei der automatischen bzw. manuellen Entlüftung des Druckbegrenzers ein

Massenstrom von 2,25 g/s gefordert ist. Der Grund, warum das Design des Druckbegrenzers Großteils vom Druckregler übernommen werden kann, zeigt sich in nachfolgender Abbildung 4-24. Wird die Eingangsseite mit der Ausgangsseite des Druckreglers vertauscht, zeigt sich durch die ursprüngliche stromlos geschlossene Dichtkörperstellung des Druckreglers und durch die Federvorspannung die notwendige Funktionalität der Druckbegrenzung. Bei Überdruck auf der Niederdruckseite wird der Dichtkörper gegen die Federkraft geöffnet, wodurch sich der Druck über die Entlüftungsleitung abbauen kann.

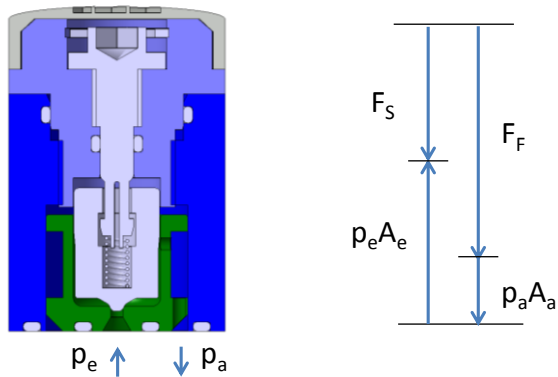


Abbildung 4-24: Druckbegrenzer der Magna Steyr H₂ - Ventildfamilie

Das Ventil an der rechten Seite der Abbildung 4-23 ist der multifunktionale Durchflussbegrenzer. Dieses Ventil kombiniert den Excess Flow Limiter mit dem Check Valve. Funktionsbedingt müssen bei diesem Ventil zwei Dichtkörper verwendet werden. Angelehnt an die beiden anderen Ventile wird ein Gehäuse mit den gleichen Grundabmessungen eingesetzt. Die Strömungsführung muss bei diesem Konzept geringfügig adaptiert werden. Die beiden Dichtkörper sind ident, die Dichtgeometrie muss aber im Vergleich zu den beiden anderen Ventilen vergrößert werden, da ein Massenstrom während des Betankungsvorganges von 50 g/s gewährleistet werden muss.

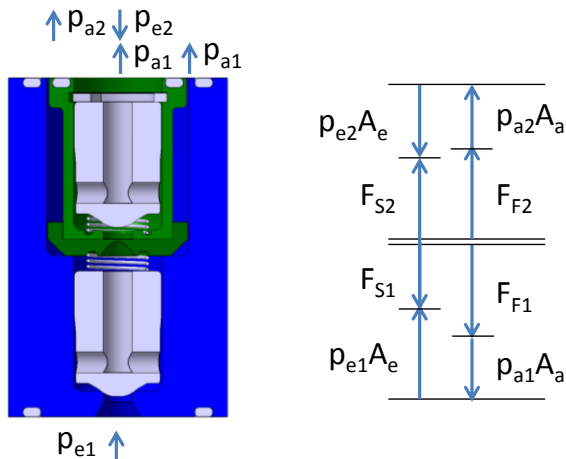


Abbildung 4-25: Durchflussbegrenzer der Magna Steyr H₂ - Ventildfamilie

Hinsichtlich der Ventildfamilie können weitere Optimierungspotenziale erhoben werden. Die zuvor angeführten Verbesserungsmöglichkeiten am Druckregler bezüglich der mechanischen Auslegung können analog auf den bauähnlichen Druckbegrenzer übertragen werden. Der Durchflussbegrenzer bietet zudem das größte Potential Größe und Gewicht des Ventils zu reduzieren. Zur Erfüllung der geforderten Funktionen die im Punkt „Technische Vorgaben an das Ventilsystem“ des Kapitel 3.3.2 ermittelt wurden, sind die drei Ventile bereits auf ein Minimum reduziert. Beispielsweise ist eine weitere Reduktion von Dichtkörpern und Federelementen funktionsbedingt nicht mehr möglich.

5 Schlussfolgerungen und Ausblick

Die gasförmige Hochdruckspeicherung, die sich mittelfristig in der automotiven Anwendung durchzusetzen scheint, bringt Herausforderungen an die Ventiltechnik mit sich, die bei ihrer Entwicklung besondere Beachtung erfordern. Untermauert wird dies durch die bisherig spärlich existente Verfügbarkeit solcher Ventile und den großen Problemen die sich in der experimentellen und theoretischen Analyse der beiden bestehenden Prototypen der Magna Steyr zeigen. Das Ziel dieser Arbeit war, auf Basis einer umfangreichen dreiteiligen Analyse und dem daraus resultierenden Anforderungsprofil, einen Druckregler zu entwickeln, der den technologischen und ökonomischen Anforderungen der automotiven Anwendung gerecht wird.

Bei der theoretischen Analyse wurden zunächst die Kriterien Dichtheit, statisches Verhalten, dynamisches Verhalten und Störkräfte untersucht. Durch deren Untersuchung konnten Erfordernisse, wie kleine Querschnittsflächen für eine gute Dichtheit, geringe Federsteifigkeit mit entsprechend großen Hub für ein gutes statisches Verhalten, geringe Anzahl und Spiel der Übertragungsglieder für ein gutes dynamisches Verhalten und alternative Dichtkonzepte, wie die Membrandichtung für geringe reibungsbedingte Störkräfte, ermittelt werden. Des Weiteren lieferte die theoretische Analyse die Erkenntnis, dass die beiden Prototypen funktionsbedingt kein konstantes Druck-Volumenstrom Verhalten gewährleisten können.

Die experimentelle Analyse, bei der die beiden Prototypen auf einem Gasprüfstand hinsichtlich der Dichtheit und des statischen Verhaltens untersucht wurden, zeigte beträchtliche Mängel an den beiden Konzepten. Große Leckagen manifestieren, dass bereits Helium mit einem Betriebsdruck von 200 bar hohe Anforderungen an die Geometrie und an die Materialwahl der Dichtungen stellt. Die reibungsbedingten Störkräfte, die selbst bei einem Betriebsdruck von 200 bar bereits großen Einfluss nehmen, bewirkten große Regelabweichungen und bewiesen, dass O-Ringe als dynamische Dichtung bei hohen Drücken nicht eingesetzt werden können. Erfordernisse wie z.B. ein geführter Dichtkörper aus harten, dauerfesten Materialien wie PEEK, eine Kegel/Kegel Paarung von Dichtkörper und Dichtfläche, sowie 45° Einführschrägen für eine gute Zentrierung, konnten aus der experimentellen Analyse abgeleitet werden.

Die wirtschaftliche Analyse zeigte Möglichkeiten zur Reduktion der Kosten auf, indem durch die Zuhilfenahme von wertanalytischen Ansätzen das Design des gesamten Ventilsystems optimiert wurde. Die Möglichkeit zur Kostenreduktion bieten kleine Bauteile aufgrund des großen Stückzahleneinflusses durch die Bildung von Gleichteilen. Die Dichtkörper als häufigstes Bauteil wurden neben weiteren Bauteilen in der Entwicklung des Systems deshalb weitestgehend vereinheitlicht. Eine Kostenreduktion bei großen Bauteilen kann am effektivsten durch Materialeinsparung erreicht werden. Eine signifikante Reduktion des zentralen Ventilblocks GHU setzt gleichzeitig die Reduktion der Schnittstellen in die Gasstrecke voraus, die nur durch die funktionale Zusammenlegung der eingesetzten Ventile erreicht werden kann. Diese Erfordernis führte durch eine geschickte Kombination der Ventile zu je einem multifunktionalen Druckregelventil, einem Druckbegrenzungsventil und einem Durchflussbegrenzungsventil. Die zur möglichen Realisierung erforderlichen Arten der Betätigung der Ventile, der Steuerung der Ventile und der Ruhstellung der Dichtkörper konnten im Zuge der Wertanalyse als Anforderungen identifiziert werden.

Die Zusammenfassung der Erkenntnisse der drei Analysen führte zu einem umfassenden Anforderungsprofil. Das Anforderungsprofil wurde mit den Erkenntnissen der Wertanalyse eingeleitet, da diese den größten Einfluss auf das neue Ventilkonzept zeigen und die Rahmenbedingungen durch die Art der Betätigung, die Art der Steuerung und die Ruhelage des Dichtkörpers bestimmen. Die anschließende theoretische Analyse lieferte detailliertere Auslegungsmerkmale für z.B. Kräfte, Federn und Dichtungen. Die experimentelle Analyse beinhaltet noch spezifischere Anforderungen, wie die Materialwahl, sowie die Geometrie des

Dichtkörpers, und ging dadurch zuletzt in das Anforderungsprofil ein. Das Anforderungsprofil bietet nun grundlegende Auslegungskriterien, die durch ihre Berücksichtigung gute Ergebnisse für den zu entwickelnden Druckregler erwarten lassen.

Die darauf aufbauende Konzeptentwicklung erfolgte durch eine Kombination aus Literaturrecherche, Patentrecherche und eigener Kreativität. Für die anschließende Auslegung und Berechnung des Konzeptes bildete die strömungsmechanische Auslegung den Grundstein. Mithilfe den daraus ermittelten Strömungsquerschnitten und den berechneten Kräften erfolgte eine mechanische Auslegung, die der Absicherung des Ventils dient und die erforderliche Magnetkraft feststellen lässt. Die abschließende elektromechanische Auslegung bestimmte die Größe und Bestromung der Spule. Mithilfe der Magnetkraftsimulation *Elephant* konnten magnetkraftfördernde Maßnahmen untersucht werden und die Bauteilgeometrie zugunsten eines anforderungsgemäßen Magnetkraft – Hub – Stromstärke Kennfeldes ausgelegt werden. In einem iterativen Vorgehen erfolgte die Konstruktion des Druckreglers mithilfe eines CAD Programms.

Aufgrund einer kontinuierlichen Recherche und steten Untersuchungen konnten weitere Optimierungspotenziale des Druckreglers erhoben werden. Beispielsweise ermöglicht eine Miniaturisierung des Druckreglers naturgemäß eine Reduktion der Größe und des Gewichtes, allerdings nicht die Reduktion des Strombedarfs. Die Auslegung einer zweiten Vorsteuerstufe und die Simulation bipolarer Magnetsysteme beweisen jedoch Optimierungspotenziale zur Strombedarfsreduktion, die in der nächsten Entwicklungsphase näher untersucht werden sollten.

Um den funktionalen Anforderungen der Ventiltechnik möglichst kostengünstig gerecht zu werden, wird durch die Nutzung von funktionellen und designtechnischen Synergien eine einheitliche Ventildfamilie entworfen, die sich lediglich aus drei multifunktionalen Ventilen zusammensetzt. Sie kann aus technologischer und ökonomischer Sicht überzeugen und schließt die vorliegende Arbeit ab.

Literatur

- 1 Austrian Standards Institute, ÖNORM, <http://www.as-search.at>
- 2 Bauer, G.: Ölhydraulik, Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen. 8. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, ISBN 9783519201441, 2011
- 3 BMT Fluid Control Solutions, http://www.pumpen-ventile.de/index-op-t_originald-op2-latch.html
- 4 Deutsches Patent und Markenamt, <http://depatisnet.dpma.de>, Hyptec WO 2011/113922 A2
- 5 DIN Deutsches Institut für Normung, <http://www.din.de>
- 6 Döhla, W.: Ventilsystem für die Luftfederung, Grundlagen, Technologie, Anwendung. 1. Auflage, Moderne Industrie Verlag, ISBN 9783478932394, 2000
- 7 Dose, G.F.; Schwarz, W.: Nachweis der Abstreifsicherheit axial beanspruchter Einschraubverbindungen. 17. August 2000
- 8 Draft Temporary Interim Requirement for Fuel System Components for Compressed Hydrogen Gas Powered Vehicles, CSA TIR HGV 3.1, 25. Jänner 2011
- 9 Ehrenspiel, K.; Kiewert, A.; Lindermann, U.: Kostengünstig entwickeln und konstruieren. 6. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 9783540742234, 2007
- 10 Eichlseder, H.: Thermodynamik. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2009
- 11 Eichlseder, H.; Klell, M.: Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik, Erzeugung, Speicherung und Anwendung. 2. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, ISBN 9783834810274, 2010
- 12 FESTO, http://www.festo.com/net/SupportPortal/Downloads/147699/TR_II-2012_Impulsventile.pdf
- 13 Findeisen, D.: Ölhydraulik, Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik. 5. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 9783540238805, 2006
- 14 Fraunhofer Institut, <http://www.ifam-dd.fraunhofer.de>
- 15 Garche, J.: Wasserstoffspeicherung und Verkehr, Magazin des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt, <http://www.dlr.de>
- 16 Haas, W.: Skriptum Dichtungstechnik, Institut für Maschinenelemente, Universität Stuttgart
- 17 Häfliger, M.: Beiträge zur Durchflussregelung von hochreinen und aggressiven Flüssigkeiten. Dissertation, Technische Hochschule Zürich, 2006
- 18 Herrmann M.; Schnitter S.; Gassmann J.: Entwicklung bipolarer Miniaturhubmagnete

- für die Großserie. ETG Fachbericht Innovative Klein- und Mikroantriebstechnik, Ausgabe Nr. 124, VDE Verlag Berlin, ISBN 9783800733019, 2010
- 19 Hirscher, M.: Handbook of Hydrogen Storage, New Materials for Future Energy Storage. Wiley-Vch Verlag Weinheim, ISBN 9783527322732
 - 20 Jousten, K.: Wutz Handbuch Vakuumtechnik. 9. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, ISBN 9783834801333, 2006
 - 21 Kallenbach, E.; Eick, R.; Qeundt, P.; Ströhla T.; Feindt, K.; Kallenbach, M.: Elektromagnete, Grundlagen, Entwurf, Berechnung und Grundlagen. 3. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, ISBN 9783835101388, 2008
 - 22 Klell, M.: Werkstoffe für Wasserstoffanwendungen. HyCentA Research GmbH, 2008, Bericht Nr. Hy3a-2008/JoMK
 - 23 Krüger, M.: Druckwechsel beschädigt Dichtungen. Fachzeitschrift Chemie Technik, Ausgabe 1-2/2008
 - 24 Magna Steyr Fahrzeugtechnik, <http://www.magnasteyr.com>
 - 25 Matthies, H.: Einführung in die Ölhydraulik. 6. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, ISBN 9783835102385, 2008
 - 26 Max Plank Institut, <http://www.mpg.de>
 - 27 McKinsey: The Role of Battery Electric Vehicles, Plug-in Hybrids and Fuel Cell Electric Vehicles. EU Coalition Study, 2011
 - 28 Miles, L.D.: Techniques of Value Analysis and Engineering. 2. Auflage, McGraw-Hill Verlag, ISBN 9780070419264, 1972
 - 29 Mining and Hydraulics, <http://miningandhydraulics.com.au/o/content/view/39/37>
 - 30 Moderne Industrietechnik, <http://www.systemarmaturen.de>
 - 31 Müller, C.F.: Regelungs- und Steuerungstechnik in der Versorgungstechnik. 5. Auflage, C.F. Müller Verlag Heidelberg, ISBN 3788076003, 2002
 - 32 Müller, H.; Nau, B.: Membran- und Faltenbalgdichtungen. <http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de>
 - 33 Nolting, W.: Grundkurs Theoretische Physik 4, Spezielle Relativitätstheorie, Thermodynamik. 8. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 9783642244810, 2012
 - 34 Orzinski, M.: Untersuchung der Permeation anorganischen Gasen und organischen Verbindungen durch barriereverbesserte Kunststoffflaschen und ihre messtechnische Erfassung. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2007
 - 35 Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, Th.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 3. Auflage. In der Reihe: List, H. (Hrsg.): Der Fahrzeugantrieb. Springer Verlag Wien New York, ISBN 9783211992760, 2009

- 36 Popov, V.: Kontaktmechanik und Reibung. 1. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 9783540888376, 2009
- 37 Reif, K.: Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe. 1. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag Wiesbaden, ISBN 9783834813039, 2010
- 38 Rist, D.: Dynamik realer Gase, Grundlagen, Berechnungen und Daten für Thermogasdynamik, Strömungsmechanik und Gastechnik. 1. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 3540586385, 1996
- 39 Romm, J.: Der Wasserstoff-Boom. 1. Auflage, Wiley-VCH Verlag Weinheim, ISBN 352731570, 2006
- 40 Schärfl, A.; Fachgespräch mit MSF - Mitarbeiter
- 41 Scheerer, W.: Oberflächenbehandlung und ihr Einfluss auf die tribologischen Eigenschaften miniaturisierter O-Ringe, Abschlussbericht, Hahn-Schickard-Gesellschaft, Institut für Feinwerk- und Zeitmeßtechnik, Stuttgart, 2001
- 42 Schmidt, C.; Fachgespräch mit MSF - Mitarbeiter
- 43 Sigloch, H.: Technische Fluidmechanik. 7. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 9783642030895, 2009
- 44 Steinhöfer, F.; Fachgespräch mit MSF - Mitarbeiter
- 45 Tescom, <http://www.tescom-europe.com>
- 46 Thomas Roschke, Potenzial bipolarer Magnete in Verriegelungs- und Hubanwendungen. ETG Fachbericht Innovative Klein- und Mikroantriebstechnik, Ausgabe Nr. 96, VDE Verlag Berlin, ISBN 3800728164, 2004
- 47 Universität Tübingen, Physikalisches Institut, Skriptum Experimentalphysik, Kapitel 2: Bindungskräfte und Kristallstrukturen, 2004
- 48 VDI, Verein der Deutschen Ingenieure, <http://www.vdi.de>
- 49 Verordnung (EG) Nr. 79/2009, 14. Jänner 2009
- 50 Verordnung (EU) Nr. 406/2010, 26. April 2010
- 51 Will, D.: Hydraulik, Grundlagen, Komponenten, Schaltungen. 3. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 103540343229, 2007

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

<i>a</i>	Beschleunigung [m/s ²] (spezifische Arbeit, massenbezogene Arbeit [J/kg])
<i>A</i>	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche [m ²]
<i>B</i>	Brennwert (früher: oberer Heizwert) [J/kg], Flusssdichte [Ws/Am ² ; T]
<i>c</i>	spezifische Wärmekapazität $c = dq_{rev}/dT$, massenbezogene Wärmekapazität (früher: spezifische Wärme) [J/kgK]; Steifigkeit [N/m]
<i>c_v, c_p</i>	spezifische Wärmekapazität bei $V = \text{konst.}$ bzw. $p = \text{konst.}$ [J/kgK]
<i>C</i>	Konstante (verschiedene Dimensionen)
<i>D</i>	Diffusionskoeffizient [cm ² /s], Dämpfungsfaktor [–], Durchmesser [m]
<i>e_a</i>	spezifische äußere Energie [J/kg]
<i>E</i>	Energie [J], Elastizitätsmodul [N/mm ²]
<i>E_a</i>	äußere Energie [J]
<i>f</i>	Frequenz [s ⁻¹]
<i>F</i>	Kraft [N]
<i>g</i>	örtliche Fallbeschleunigung [m/s ²]
<i>h</i>	spezifische Enthalpie [J/kg]
<i>H</i>	Enthalpie [J], magnetische Feldstärke [A/m], elektrische Feldstärke [V/m]
<i>H_o</i>	spezifischer Brennwert, massenbezogener Brennwert (früher: oberer Heizwert) [kJ/kg]
<i>H_u</i>	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert) [kJ/kg]
<i>I</i>	Stromstärke [A]
<i>K_p</i>	Proportionalitätsfaktor [–]
<i>K_{perm}</i>	Permeabilitätsfaktor [cm/s]
<i>K_v</i>	Durchflusskennwert [m ³ /h], Durchflusskoeffizient K_v/K_{vs} [–]
<i>K_{vs}</i>	maximaler Durchflusskennwert [m ³ /h]
<i>l</i>	Länge [m]
<i>m</i>	Masse [kg] oder [kmol], Einschraubtiefe [m], Abscherlänge [m]
<i>M</i>	molare Masse [g/mol]
<i>n</i>	Stoffmenge, Molzahl [(k)mol], Laufvariable [–]
<i>p</i>	Druck [bar, Pa]
<i>P</i>	Leistung [(k)W]
<i>q</i>	spezifische Wärme(menge) [J/kg]
<i>Q</i>	Wärme [J]
<i>R</i>	spezifische Gaskonstante [J/(kg·K)]
<i>R_m</i>	allgemeine (molare) Gaskonstante: $R_m = 8,31447 \text{ J/molK}$
<i>Rp_{0,2}</i>	Streckgrenze [N/mm ²]
<i>s</i>	spezifische Entropie [J/(kg·K)], Weg [m]
<i>S</i>	Entropie [J/K], Löslichkeitskoeffizient [cm ³ /cm ³ bar]
<i>t</i>	Zeit [s]
<i>t_{cr}</i>	Anregelzeit [s]
<i>t_{cs}</i>	Ausregelzeit [s]
<i>T</i>	Temperatur [K]
<i>u</i>	spezifische innere Energie [J/kg]
<i>U</i>	innere Energie [J]
<i>v</i>	spezifisches Volumen [m ³ /kg]
<i>V</i>	Volumen [m ³]
<i>V_m</i>	Molvolumen [m ³ /kmol]
<i>w</i>	spezifische Arbeit [J/kg], Geschwindigkeit [m/s], Führungsgröße [–]
<i>W</i>	Arbeit [J], Wahrscheinlichkeit [–]
<i>x</i>	Koordinate [m], Regelgröße [–]

x_m	Überschwingweite [-]
y	Koordinate [m], Stellgröße [-]
z	Koordinate [m], Störgröße [-]
Z	Realgasfaktor, Kompressibilitätsfaktor [-]

Griechische Formelzeichen

α	Gewindeanteil [-], Werkstofffaktor [-], Flankenwinkel [°]
β	Scherspannungsfaktor [-]
δ	Arbeitsspalt [m]
Θ	Durchflutung [A]
κ	Isentropenexponent [-]
μ	Durchflusszahl [-], Reibwert [-], Permeabilität [Vs/Am]
μ_{JT}	Joule-Thomson-Koeffizient [K/Pa]
ν	Geschwindigkeitsfunktion [-], Querdehnungszahl [-]
ρ	Dichte [kg/m ³]
σ	Spannung [N/m ²]
τ	Schubspannung [N/m ²]
φ	Geschwindigkeitsbeiwert [-]
Ψ	Durchflussfunktion [-]

Operatoren und Bezeichnungen

d	vollständiges Differential
δ	unvollständiges Differential
Σ	Summe
Δ	Differenz zweier Größen; Laplace-Operator
'	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) ', 1. Ableitung
"	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) ", 2. Ableitung
.	zeitliche Ableitung

Weitere Indices und Abkürzungen

⁰	Bezugs- oder Standardzustand, Vakuum
1	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 1
2	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 2
3D	dreidimensional
a	aus, außen, äußere
ab	abgeführt(e Wärme)
abs	absolut
AEV	All Electric Vehicle
B	Bolzen
BEV	Battery Electric Vehicle
chem	chemisch
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CGH ₂	Compressed Gaseous Hydrogen
CcH ₂	Cryo-Compressed Hydrogen
CNG	Compressed Natural Gas
CNT	Carbon Nano Tube
D	Diffusion; Dichtung
DIN	Deutsches Institut für Normung

DoE	Department of Energy
e	ein, (Behälter-) Eintritt; eingebracht, effektiv; Regeldifferenz
el	elektrisch, Elektron
engl	englisch
erf	erforderlich
E	Entnahmezyklus
EG	Europäische Gemeinschaft
EN	Europäische Norm
EU	Europäische Union
F	Feder
FCEV	Fuel Cell Electric Vehicle
FS	Füllstand
g	gasförmig
gr	gravimetrisch
G	Übertragungsfunktion
GH ₂	Gaseous Hydrogen
GHU	Gas Handling Unit
h	Hysterese
H	Hub, Haftung
Haupt	Hauptsitz
HD	Hochdruck
i	Laufvariable (1, 2, ..., n), innere
is	isotherm
ist	Istzustand
ICE	Internal Combustion Engine
ISO	International Organization for Standardization
k	Kilo (10 ³)
K	Kolben
konst	konstant
krit	kritisch
l	flüssig (liquid), Luft
LH ₂	Liquid Hydrogen
LPR	Low Pressure Regulator
LSP	Luftspalt
m	mittel; molar, Grenze, Bruch
max	maximal
min	minimal
M	Mutter, Magnet
MH ₂	Metallhydrid
MOTV	Main On Tank Valve
MV	Manual Valve
N	Normalbedingungen, Nenn, Windungszahl
NBR	Nitril-Butadien-Kautschuk
NC	Normally Closed
ND	Niederdruck
NO	Normally Open
NWP	Nominal Working Pressure
OEM	Original Equipment Manufacturer
OTV	On Tank Valve
p	proportional, Druck
perm	Permeation
P	Steigung

PEEK	Poly-Ether-Ether-Ketone
PHEV	Plug-in Hybrid Electric Vehicle
PTFE	Polytetrafluorethylen
PU	Polyurethan
PWM	Pulsweitenmodulation
R	Reibung; Regelzyklus, Reserve, Regler
rel	relativ
rev	reversibel
s	isentrop, siede
soll	Sollzustand
S	Stellung; Schließung, Regelstrecke, Strecke, Spannung
SAE	Society of Automotive Engineers
SOV	Shut Off Valve
STP	Standard Temperatur and Pressure, Standardbedingung
t	technisch
th	theoretisch
TPRD	Temperature Pressure Relief Device
u	untere
U	Umgebung
v,vol	volumetrisch
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
verl	Verlust
Vor	Vorsteuersitz
w	Abweichung
zu	zugeführt(e) (Wärme); zu, geschlossen
zul	zulässig

In Anlehnung an DIN 1304-1, DIN 1345, DIN 13 345 und ISO 80 0000-5

Anmerkung:

Abkürzungen sind in "Times New Roman" geschrieben.

Formelzeichen sind in "Times New Roman" bzw. "Symbol" kursiv geschrieben.

Ausnahme: *v* in Century Schoolbook kursiv