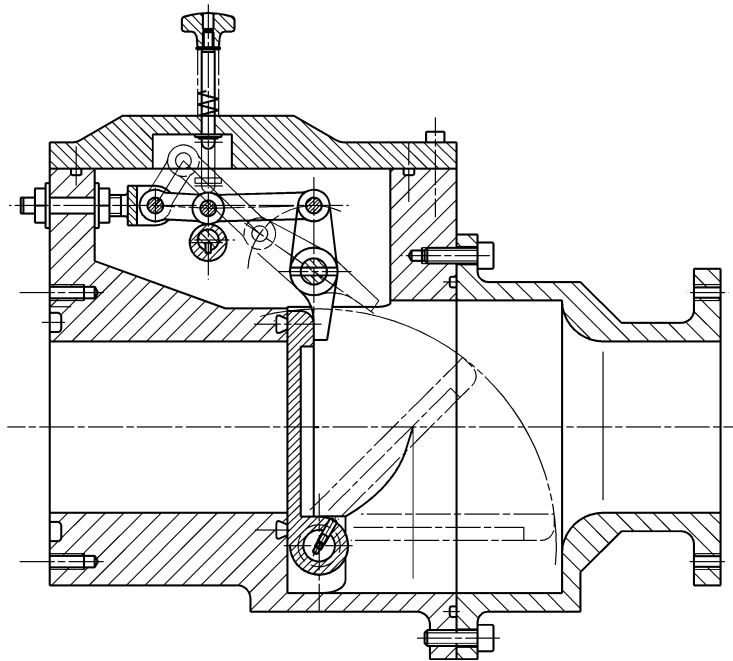


Strömungstechnische Auslegung eines Druckbehälters und Konstruktion eines schnellöffnenden Ventils für einen Berstdruckprüfstand



Diplomarbeit
im Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
an der
Fachhochschule Düsseldorf

Prof. Dr.-Ing. F. Kameier
Fachhochschule Düsseldorf

Dr.-Ing. W. Sinn
Firma Pierburg AG, Neuss

vorgelegt von
Gabriele Fischer
Matrikel-Nr. 233845
Düsseldorf, November 1998

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	1
2 Der Berstdruckprüfstand	3
2.1 Aufbau und Funktion von Saugrohren.....	3
2.2 Entstehung und Auswirkung von Flammrückschlägen.....	5
2.3 Aufbau und Funktionsweise des Prüfstands.....	7
2.4 Alternative Prüfverfahren.....	8
3 Grundlagen	10
3.1 Stationäre Strömung dichte veränderlicher Fluide.....	10
3.2 Schallgeschwindigkeit und Machzahl.....	11
3.2.1 Einteilung der Strömung nach der Machzahl.....	12
3.3 Stationäre isentrope Expansionsströmung.....	13
3.4 Reibungsbehaftete adiabate stationäre Strömung.....	14
3.4.1 Reibungsbehaftete Ausströmung aus Druckbehältern.....	14
3.4.2 Reibungsbehaftete Rohrströmung.....	15
3.5 Auffüllen eines Druckbehälters (Saugrohr).....	17
3.6 Instationäre Strömung.....	18
4 Strömungstechnische Auslegung des Druckbehälters für den Berstdruckprüfstand	21
4.1 Rohrleitung.....	21
4.1.1 Abmessung der Rohrleitung.....	21
4.1.2 Einfluß der Rohrreibung auf den ausströmenden Massenstrom.....	22
4.2 Näherungsrechnung für die Druckbehälterauslegung.....	23
4.2.1 Annahmen und Rechenzyklus.....	23
4.2.2 Ergebnisse.....	27
4.3 Überprüfung der Näherungsrechnung.....	35
4.3.1 Vergleich der Näherungsrechnung mit einem Prüfergebnis.....	35
4.3.2 Thermodynamische Überprüfung der Näherungsrechnung.....	38
5 Absperrvorrichtung	41
5.1 Einführung.....	41
5.1.1 Ventile.....	41
5.1.2 Schieber.....	42
5.1.3 Klappen.....	42
5.1.4 Hähne.....	43
5.1.5 Sonderbauform: Berstscheibe.....	43
5.2 Antriebe.....	44
5.3 Beurteilung.....	44
6 Auslegung und Konstruktion des Berstdruckventils	46
6.1 Aufgabe und Funktionsbeschreibung.....	46
6.2 Rechnerische und funktionelle Auslegung des Berstdruckventils.....	47
6.2.1 Kräftebestimmung.....	48
6.2.2 Klappenachse.....	49
6.2.3 Verschlussklappe.....	52
6.2.4 Arretier- und Öffnungsvorrichtung der Verschlussklappe.....	55
6.2.5 Gehäuse.....	66

6.2.6 Antrieb	66
6.2.7 Verschluß- und Arretiervorrichtung	66
6.2.8 Stoßdämpfungselement	68
6.3 Zusammenbau	68
6.3.1 Toleranzen	68
6.3.2 Montage	68
6.3.3 Justierung des Öffnungsmechanismus	69
6.4 Konstruktion	70
7 Abschlußbetrachtungen	71
8 Literatur	73

1 Einleitung

Das Basismodul einer Ansauganlage für Kraftfahrzeugmotoren setzt sich zusammen aus den Saugrohren bzw. -kanälen, dem Sammelvolumen und dem Drosselklappenstutzen. Durch die Saugkanäle wird die Verbrennungsluft aus dem Sammelvolumen zu den einzelnen Zylindern des Motors geleitet.

Durch Fehlfunktionen des Motors kann sich im Saugrohrvolumen ein zündfähiges Luft-Kraftstoff-Gemisch bilden, das durch einen Verbrennungsrückschlag ("Fehlzündung") zur Explosion gebracht werden kann.

Diese Verbrennungsrückschläge sind in der Regel selten, dennoch werden in den Lastenheften der Automobilhersteller Mindest-Berstdruckwerte gefordert, denen eine solche Sauganlage ohne Zerstörung widerstehen muß. Dabei ist jedoch nicht allein der statische Druck, der sich vergleichsweise einfach darstellen läßt, maßgebend, sondern auch die Druckaufbaugeschwindigkeit. Die Einhaltung dieser Forderung muß vom Hersteller der Sauganlage durch Versuche überprüft und nachgewiesen werden.

Als Hersteller von Ansaugmodulen beschäftigt sich die Firma Pierburg seit Jahren intensiv mit Berstprüfungen. Neben pyrotechnischen und statischen Prüfungen wurde auch eine dynamische Prüfvariante erarbeitet, deren strömungstechnische Dimensionierung ein Bestandteil dieser Arbeit ist. Diese dynamische Berstprüfung soll die pyrotechnische Prüfung ersetzen, da diese mit einem hohen Kostenaufwand verbunden ist und nur in Firmen durchgeführt werden kann, die speziell für solche pyrotechnischen Prüfungen ausgerüstet und zugelassen sind. Zur Realisierung der dynamischen Berstprüfung wird ein Druckbehälter eingesetzt, der über eine Rohrleitung mit dem Ansaugflansch der zu prüfenden Ansauganlage verbunden ist. Zwischen dem Druckvolumen und der Sauganlage ist ein Absperrorgan angeordnet, das bei Erreichen eines definierten Druckniveaus schlagartig den Zugang zum Prüfling freigibt. Damit wird ein mit einer Explosion vergleichbarer Druckanstieg im Saugrohr erzielt.

Die Problematik dieser Prüfvariante liegt darin, ein Absperrorgan zu finden, das schnell genug den Strömungsquerschnitt der Rohrleitung freigibt. Weiterhin besteht die Schwierigkeit, die Ausgangsparameter Druck und Volumen so abzustimmen, daß die gewünschten Prüfverhältnisse im Saugrohr erzielt werden.

Unter den kommerziell erhältlichen Absperrorganen sind lediglich Berstscheiben zu finden, die eine entsprechend kurze Öffnungszeit sowie einen Druckausgleich zwischen Saugrohr und Behälter ermöglichen. Als Berstscheiben bezeichnet man dünne folienartige Elemente, die einen Strömungsquerschnitt verschließen und bei Überschreiten eines definierten Druckniveaus bersten. Solche Berstscheiben sollen in einer ersten Entwicklungsstufe in den Prüfstand eingebaut werden. Für Berstprüfungen, bei denen eine hohe Anzahl von Prüfdurchgängen an einem Saugrohr gefordert werden, ist der Einsatz von Berstscheiben aus zwei Gründen nicht mehr praktikabel. Zum einen entstehen sehr hohe Sachkosten aufgrund der hohen Stückpreise für Berstscheiben und zum zweiten entsteht durch den hohen Montageaufwand von Berstscheiben auch ein zeitlicher Mehraufwand. Für eine zweite Entwicklungsstufe wurde deshalb im Rahmen dieser Arbeit ein eigens für

diesen Verwendungszweck vorgesehenes Berstdruckventil entwickelt. Im Mittelpunkt stand bei der Gestaltung dieses Ventils ein schlagartiges Freigeben des gesamten Strömungsquerschnitts, um eine ähnlich kurze Öffnungszeit wie bei der Verwendung von Berstscheiben erzielen zu können. Außerdem sollte ein vollständiger Druckausgleich zwischen Behälter und Saugrohr realisiert werden.

Zur Erzielung der geforderten Druckaufbaugeschwindigkeiten im Saugrohr ist jedoch nicht alleine die Öffnungszeit des Absperrorgans verantwortlich. Um detailliertere Informationen darüber zu erhalten, welche frei wählbaren Parameter des Prüfstands einen Einfluß auf die Druckaufbaugeschwindigkeit haben, wurde ein einfaches Zeitschrittverfahren als Skript in MATLAB® programmiert und ausgeführt, das die strömungstechnische Simulation des Prüfvorgangs mit unterschiedlichen Ausgangswerten ermöglicht. Diese Simulation führt letztlich zu einer Optimierung des Druckbehälters. Nach einer weiteren Verifikation dieses Rechenalgorithmus durch konkrete Versuchsergebnisse von Berstdruckversuchen können mit diesem Skript dann schnell und effizient Berstdruckuntersuchungen verschiedenster Saugrohre an diesem Prüfstand geplant werden.

2 Der Berstdruckprüfstand

Um den Aufbau und die Funktionsweise des Berstdruckprüfstands detaillierter darstellen zu können, ist es zunächst notwendig, sowohl auf den Einsatz von Saugrohren, also des Prüflings, als auch auf die Entstehung von Flammrückschlägen einzugehen.

2.1 Aufbau und Funktion von Saugrohren

Bei den Saugrohren, die im Rahmen dieser Arbeit untersucht werden, handelt es sich ausschließlich um Saugrohre, die im Kraftfahrzeugbau eingesetzt werden. Sie bestehen im allgemeinen aus Drosselklappenstutzen, Sammelvolumen und den Ansaugkanälen. Abbildung 2.1 zeigt eine Prinzipskizze eines Saugrohres mit umschaltbarer Saugkanallänge:

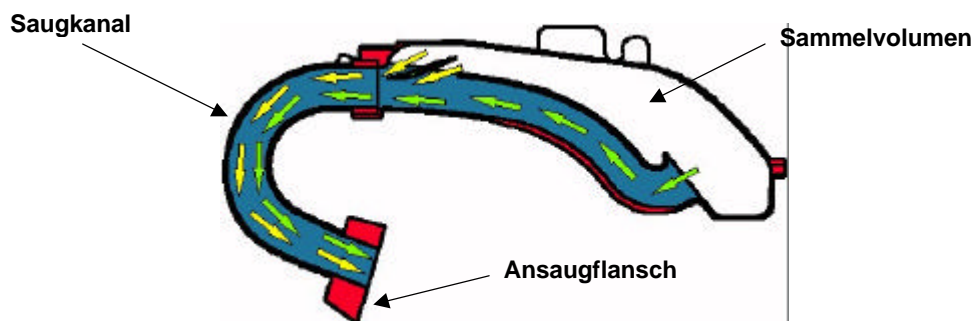


Abb. 2.1 Prinzipskizze eines Saugrohres [1]

Die Aufgabe des Saugrohres besteht darin, dem Motor die nötige Verbrennungsluft zuzuführen. Bei Ottomotoren wird die Menge der angesaugten Luft über die Stellung der Drosselklappe reguliert. Je nach gewünschter Motorleistung ist dem Brennraum mit immer gleichem Volumen eine andere Masse des zündfähigen Gemisches zuzuführen. Bei Teillast beispielsweise wird die Drosselklappe so weit verschlossen, daß dem ansaugenden Zylinder nur eine geringe Luftmasse zur Verfügung steht.

Die Anforderung der Saugrohre an die Gemischaufbereitung variiert mit der Art des Gemischbildners. Unter Gemischbildnern versteht man die Apparatur, die der dem Motor zuströmenden Luft den erforderlichen Kraftstoff zusetzt. Man unterscheidet zwischen zentralen und dezentralen Gemischbildnern. Bei der zentralen Gemischbildung gibt es einen Gemischbildner für alle Zylinder, der an einer zentralen Stelle die Verbrennungsluft mit Kraftstoff versorgt. Dabei kann es sich sowohl um einen Vergaser als auch um eine Einspritzanlage handeln. Die dezentrale Gemischbildung wird im wesentlichen über eine Einzelzylinder-einspritzung realisiert. Dabei wird der Kraftstoff in unmittelbarer Nähe des Zylinders in das Saugrohr eingebracht. Durch die Forderung nach gutem Ansprechverhalten, hoher Leistung bzw. hohem Drehmoment, geringem Kraftstoffverbrauch und niedrigen Schadstoffemissionen an heutige Motoren gewinnt die dezentrale Gemischbildung immer mehr an Bedeutung.

Saugrohre, die für Motoren mit zentraler Gemischbildung ausgelegt werden, müssen geringe Saugkanallängen und kleine Saugrohrdurchmesser aufweisen,

um kurze Transportzeiten für das Kraftstoff-Luft-Gemisch und eine gleichmäßige Gemischbildung zu gewährleisten. Im weiteren wird auf Saugrohre, die bei der zentralen Gemischbildung eingesetzt werden, nicht eingegangen, da sie aus oben genannten Gründen bei neu entwickelten Motoren europaweit nicht mehr zum Einsatz kommen.

Durch den Einsatz einer dezentralen Gemischbildung müssen bei der Auslegung von Saugrohren die zuvor genannten Kriterien nicht berücksichtigt werden, da der Kraftstoff erst in der Nähe des Einlaßventils zugeführt und nicht durch den gesamten Saugkanal transportiert werden muß. Das gestattet eine strömungsgünstige Gestaltung des Saugrohrs und ermöglicht die Ausnutzung gasdynamischer Aufladeeffekte. Die Gemischaufbereitung findet hier im wesentlichen durch das Einspritzen des Kraftstoffes auf das heiße Einlaßventil zu einem günstigen Einspritzzeitpunkt statt.

Durch die Aufladung ist es möglich, eine größere Gemischmasse in den Verbrennungsraum des Motors zu leiten, somit den mittleren indizierten Kolbendruck zu steigern und die Leistung des Motors anzuheben. Die Aufladung eines Verbrennungsmotors kann durch verschiedene Verfahren erfolgen. Hier soll nur auf die Resonanz- und Schwingrohraufladung eingegangen werden, da diese Verfahren auf eine besondere Geometrie des Saugrohrs zurückzuführen sind.

Resonanzaufladung

Durch die periodische Saugwirkung der Zylinder ergibt sich in einem bestimmten Drehzahlbereich eine Erregerfrequenz, die mit der Eigenfrequenz des Saugrohres übereinstimmt. Die so entstehende Resonanz hat eine erhöhte Druckamplitude zur Folge. Saugrohre, die durch den Resonanzeffekt eine aufladende Wirkung erzielen, bestehen in der Regel aus Resonanzrohr, Resonanzbehälter und möglichst kurz gehaltenen Saugkanälen. Mit der Resonanzrohraufladung können Drehmomentspitzen jedoch lediglich über einen kleinen Drehzahlbereich erzielt werden, da außerhalb des Resonanzbereiches nur ein geringer Aufladeeffekt erreicht werden kann. Die Resonanzaufladung findet häufig bei 6-Zylindermotoren Verwendung oder wird in Kombination mit Abgasturboladern bei LKW-Dieselmotoren eingesetzt [2].

Schwingrohraufladung

Bei den von der Firma Pierburg hergestellten Saugrohren handelt es sich um Saugrohre mit Schwingrohraufladung. Saugrohre, die diesen Effekt ausnutzen, bestehen im wesentlichen aus einem Sammelvolumen, von dem eine den Zylindern entsprechende Anzahl Saugkanäle abgehen. Zu Beginn der Einlaßphase des Ansaugtaktes entsteht ein Unterdruckimpuls am Einlaßventil. Die so angeregte Unterdruckwelle wandert in Richtung Sammelvolumen und wird am offenen Ende des Ansaugkanals gegensinnig, also als Überdruckwelle reflektiert. Ist die Saugkanallänge auf den Saugzyklus des Motors optimal abgestimmt, so erreicht die Druckwelle die Öffnung des Einlaßventils, kurz bevor es schließt und erhöht so die Füllung.

Die Druckwelle bewegt sich in den Ansaugkanälen mit Schallgeschwindigkeit, d.h., die Saugrohrlänge hat einen wesentlichen Einfluß darauf, in welchem Motordrehzahlbereich ein Aufladungseffekt zu erzielen ist. Mit dieser Form der Aufladung kann man einen breiteren Drehzahlbereich abdecken, als es mit einer

Resonanzaufladung möglich ist [2]. Die Schwingrohraufladung kann bei niedrigen Drehzahlen mit einem langen Saugkanal und bei hohen Drehzahlen mit einem kurzen Ansaugrohr erreicht werden. Mit längenvariablen Schaltsaugrohren kann der Forderung nach unterschiedlichen Saugrohrängen nachgekommen werden. Bei einer bestimmten Drehzahl erfolgt eine Umschaltung zwischen langem und kurzem Ansaugkanal, um so einen Aufladeeffekt über einen größeren Drehzahlbereich zu erzielen.

Abbildung 2.2 zeigt eine mögliche Ausführung eines längenvariablen Schaltsaugrohres:

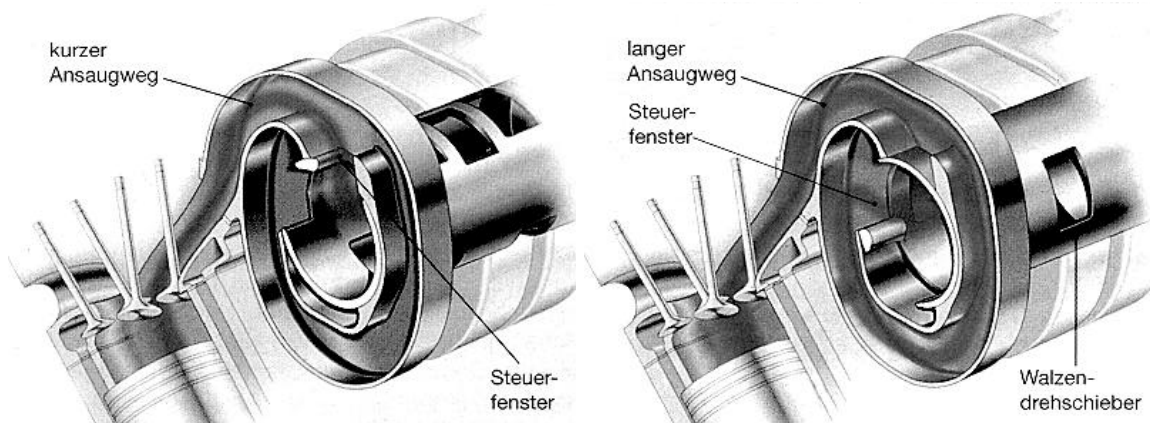


Abb. 2.2 Schaltsaugrohr mit kurzem (links) bzw. langem (rechts) Ansaugweg [3].

Die optimale Auslegung der Saugrohrgeometrie erfordert einen hohen Rechenaufwand, dem mit diversen Rechen- und Simulationsprogrammen nachgekommen wird. Dennoch kann auf Untersuchungen, die Aufschluß über Strömungsverhalten und Drehmoment geben, an Strömungs- und Motorprüfständen in der Entwicklungsphase nicht verzichtet werden. Ebenso sind die Saugrohre noch vor der Serienfertigung Festigkeitsuntersuchungen und Dauerläufen zu unterziehen. Neben Dauerschwingversuchen und Korrosionsuntersuchungen werden Flammrückschlagprüfungen durchgeführt [4].

2.2 Entstehung und Auswirkung von Flammrückschlägen

Bei den heutigen Ottomotoren findet die Gemischbildung in der Regel im Ansaugkanal in der Nähe des Einlaßventils durch ein Einspritzventil statt. Das zündfähige Gemisch strömt dann während des Ansaugtaktes in den Brennraum des Motors. Durch eventuelle Fehlfunktionen des Motors kann es zu einer Zündung des im Saugrohr befindlichen Luft-Kraftstoff-Gemisches kommen.

Denkbare Auslöser für solche Flammrückschläge können sein:

1. Ein fehlerhaft eingestellter Zündzeitpunkt und eine daraus resultierende sehr frühe oder sehr späte Zündung.
2. Ein nicht dicht schließendes Einlaßventil, hervorgerufen durch beschädigte Ventilsitze oder ausgeschlagene Ventilfehrungen.

3. Eine verschleppte Verbrennung oder ein Nachbrennen, das bis zum Öffnen des Einlaßventils vorhält.
4. Eine defekte Steuerung des AKF-Ventils, oder ein undichtes Ventil zur Regenerierung des Aktivkohlefilters eines Kraftstoffverdunstungs-Rückhaltesystems.

Die Auswirkung, die ein Flammrückschlag auf das Ansaugrohr haben kann, also der entstehende Rückzünddruck, ist von unterschiedlichen Einflußfaktoren abhängig. Zum einen ist der Zustand des Gemisches zu nennen und zum anderen die Geometrie des Saugrohres.

Bezugnehmend auf Untersuchungen, die an stationären Gas-Ottomotoren durchgeführt wurden, lassen sich eine Reihe von Zusammenhängen nennen [5]. Das Luftverhältnis hat einen wesentlichen Einfluß auf den durch Flammrückschläge entstehenden Rückzünddruck. Stöchiometrische Gemische führen demzufolge zu höheren Drücken als magere. Die Motorlast wirkt sich ebenfalls auf den Rückzünddruck aus. Es zeigt sich ein deutlicher Druckanstieg mit zunehmender Motorlast. Eine erhöhte Turbulenz, die beispielsweise durch Strömungsablösung bei ungünstiger Strömungsführung hervorgerufen werden kann, hat ebenfalls einen erhöhten Druck zur Folge. Als geometrische Einflußgröße ist die Länge des Saugkanals zu nennen. Große Flammenauflängen erhöhen ebenfalls den Rückzünddruck. Die genannten Zusammenhänge zeigen, daß keine allgemeingültige Aussage über den bei Rückzündungen entstehenden Betrag der maximalen Druckamplitude gemacht werden kann.

Darüber hinaus muß die Frage diskutiert werden, inwieweit diese Untersuchungen, die an stationären Gas-Ottomotoren durchgeführt wurden, auf Kfz-Ottomotoren übertragbar sind. Der wesentliche Unterschied des stationären Gas-Ottomotors zum Kraftfahrzeug-Ottomotor, bezogen auf die Entstehung von Flammrückschlägen, ist neben dem Brennstoff vor allem die Gemischbildung und die Größe des Einlaßsystems. Die Kanallängen der Ansauganlage der stationären Motoren sind wesentlich größer als die der Kraftfahrzeugmotoren und sind, aufgrund einer äußeren Gemischbildung, vollständig mit einem zündfähigen Brennstoff-Luft-Gemisch gefüllt. Der Einfluß der Saugkanallänge, besonders bei Einzelzylindereinspritzung, ist daher bei Kraftfahrzeugmotoren wahrscheinlich eher gering. Vielmehr ist der Betriebszustand des Motors als ausschlaggebende Einflußgröße für die Größenordnung des entstehenden Rückzünddruckes zu nennen.

Exakte Werte für zu erwartende Rückzünddrücke bei Kfz-Ottomotoren können aus der zitierten Untersuchung nicht hergeleitet werden. Jedoch ist eine Abschätzung möglich, inwieweit sich die maximalen Druckamplituden qualitativ bei Variation der verschiedenen Parameter verändern.

Die Bestimmung der durch Fehlzündungen hervorgerufenen maximalen Belastung von Saugrohren, die als Grundlage für die Dimensionierung eines Prüfstandes notwendig ist, resultiert in einer äußerst komplexen Aufgabenstellung und kann im Entwicklungsstadium eines Produktes nicht immer exakt bestimmt werden. Als Anhaltswert dient eine einfache Verbrennungsrechnung, nach der ein maximaler Druck von etwa 10 bar entstehen kann [6]. Letztendlich werden die geforderten

Prüfbedingungen aber von den Automobilherstellern in den sogenannten Lastenheften festgelegt. Diese Prüfbedingungen beruhen auf firmeninternen Untersuchungen und sind je nach Hersteller sehr unterschiedlich. Es werden Prüfdrücke von 3,5 bis zu 10 bar gefordert und Druckanstiegszeiten zwischen 20 und 50 ms. Häufig soll darüber hinaus eine Untersuchung des Berstdruckverhaltens bei unterschiedlichen Temperaturen durchgeführt werden. Der geforderte Temperaturbereich kann dabei zwischen -40°C und $+150^{\circ}\text{C}$ liegen. Auch die Anzahl der durchzuführenden Prüfungen an einem Saugrohr kann von Hersteller zu Hersteller variieren. Es werden teilweise bis zu 500 Prüfungen an einem Saugrohr gefordert. Eine mögliche Prüfvariante ist auch das allmähliche Steigern des Prüfdruckes in einer Reihe von Prüfungen, bis ein Versagen des Bauteils auftritt.

2.3 Aufbau und Funktionsweise des Prüfstands

Die Aufgabe des geplanten Berstdruckprüfstands ist es, das Verhalten von Saugrohren hinsichtlich ihrer Festigkeit bei plötzlicher Druckbeanspruchung zu untersuchen, wie sie bei Flammrückschlägen auftreten kann.

Das Ziel ist es, eine dynamische Berstprüfung zu realisieren. Dies soll durch eine explosionsartige Druckerhöhung erreicht werden. Zu diesem Zweck wird ein mit Prüfgas befüllter Druckbehälter über eine Rohrleitung mit dem Saugrohr verbunden. Zwischen Behälter und Saugrohr ist eine Absperrvorrichtung vorzusehen, die den gesamten Strömungsquerschnitt schlagartig freigeben und so eine hohe Druckanstiegsgeschwindigkeit im Saugrohr ermöglichen kann. Der bestehenden Forderung nach veränderlichen Prüftemperaturen kann bei Bedarf durch die Verwendung eines Klimaschranks nachgekommen werden. Abbildung 2.3 zeigt eine Prinzipskizze des Prüfstands:

Um mit diesem Prüfstand die geforderten Parameter, wie z.B. Druck oder Druckanstiegsgeschwindigkeit, im Saugrohr zu erzielen, müssen sowohl die Abmessungen der beteiligten Komponenten ausgelegt als auch ein geeignetes Absperrorgan konstruiert werden.

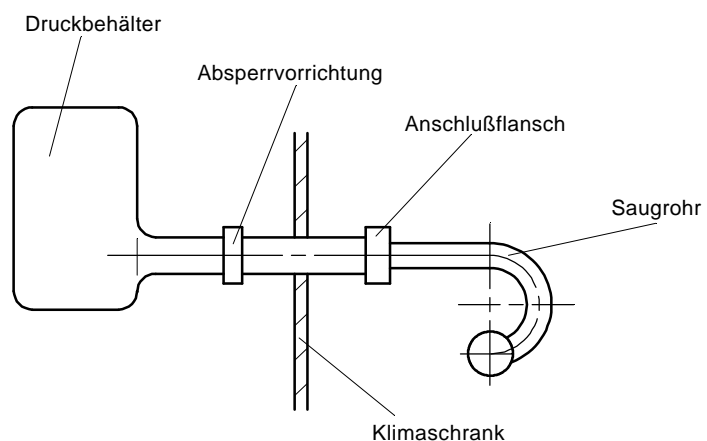


Abb. 2.3 Aufbau des Berstdruckprüfstands

Im einzelnen sind folgende Bauteile mit den entsprechenden Auslegungskriterien zu nennen:

- Druckbehälter, Volumen und Befüllungsdruck
- Rohrleitung, Länge und Querschnitt
- Absperrorgan, schlagartiges Öffnen des gesamten Strömungsquerschnitts

Bei der Auslegung der genannten Komponenten muß weiterhin berücksichtigt werden, daß alle bei der Firma Pierburg entwickelten Saugrohre, unabhängig von ihrer Bauart und Größe, geprüft werden können. Die Saugrohrvolumina können sich je nach Motorbauart und -größe zwischen 2,5 und 12,5 l bewegen. Der Prüfdruck wird an der Zylinderkopfseite des Saugrohres eingeleitet. Die Öffnungsquerschnitte der zylinderkopfseitigen Saugkanäle sind ebenfalls vom Motor abhängig, d.h. Größe und Form der Ansaugkanäle können je nach Saugrohrtyp unterschiedlich sein. Außerdem sind die unterschiedlichen Prüfbedingungen zu beachten.

Zur Funktionsfähigkeit des Prüfstandes sind noch weitere Komponenten notwendig. Der Behälter wird über eine Druckgasflasche (synthetische Luft oder Stickstoff) mittels eines entsprechenden Druckminderers und Umfülladapters befüllt. Die Kontrolle des Behälterdrucks erfolgt über ein digitales Manometer mit geeignetem Anzeigebereich. Außerdem ist der Druckbehälter mit einem Überdruckventil zu versehen, das ein Befüllen über den zulässigen Behälterdruck verhindert. Die Verbindung von Rohrleitung und Saugrohr erfolgt über einen Anschlußflansch, der die Aufgabe hat, den Rohrleitungsquerschnitt strömungsgünstig auf den jeweiligen Saugkanalquerschnitt zu reduzieren. Während des Prüfungsvorgangs befindet sich das Saugrohr in einem Klimaschrank, der die Prüfung bei unterschiedlichen Temperaturen ermöglicht und zusätzlich dem Arbeitsschutz dient. Zur einfachen Positionierung und Montage der Prüfstandskomponenten ist ein fahrbarer und höhenverstellbarer Hubwagen vorgesehen. Für die Auswertung der Berstdruckuntersuchung stehen Druckaufnehmer und digitaler Meßwertspeicher zur Verfügung.

2.4 Alternative Prüfverfahren

Der oben beschriebene Prüfstand soll die bisher durchgeführte Flammrückschlagprüfung ersetzen und andere bei Pierburg verwendete Berstdruckprüfanlagen ergänzen. Das bisher angewandte Flammrückschlagprüfverfahren wurde durch das TZN Forschungs- und Entwicklungszentrum Unterlüß GmbH durchgeführt. Dabei handelt es sich um ein pyrotechnisches Prüfverfahren, bei dem mittels Sprengkapsel eine Druckamplitude von 5 bar mit einer Druckanstiegsgeschwindigkeit von 50 ms erzeugt wird. Dieses Verfahren soll ersetzt werden, da es bei einer großen Anzahl von Prüfdurchgängen (bis zu 500 Durchgängen) zu hohe Kosten verursacht.

Neben den dynamischen Berstdruckuntersuchungen werden bei der Firma Pierburg auch statische Prüfverfahren eingesetzt. Dabei wird der Prüfdruck, je nach Verfahren, hydraulisch oder pneumatisch kontinuierlich gesteigert, bis ein Versagen des Prüflings auftritt. Diese Prüfverfahren geben jedoch keinen Aufschluß über das dynamische Berstverhalten der Saugrohre, können aber eventuelle Schwachstellen der Saugrohre aufdecken. Im Gegensatz dazu kann bei der dynamischen Flammrückschlagprüfung nicht immer nachvollzogen werden, von welcher Bauteilstelle der Bruch ausging.

Eine dynamische Berstprüfung kann auch mit anderen als den zuvor beschriebenen Verfahren realisiert werden. Ein mögliches Prüfverfahren sieht vor, die Ansauganlage mit einem zündfähigen Luft-Brennstoff-Gemisch zu befüllen und

dann zu entzünden. Bei einer anderen Variante wird das Saugrohr mit einem Gemisch aus Ottokraftstoff und Motoröl vollständig benetzt und gezündet, nachdem ein Teil der Flüssigkeit abgelaufen ist. Es entstehen dabei Überdrücke, die bei etwa 4 bar liegen.

Eine Prüfung nach diesem Verfahren stellt sehr hohe Anforderungen an die Arbeitssicherheit und kann aus diesem Grund, wie schon die oben genannte pyrotechnische Prüfung, nur bei einer dafür ausgerüsteten und zugelassenen Firma durchgeführt werden.

Um besonders realistische Informationen über die auftretenden Belastungen an Saugrohren bei Flammrückschlägen zu erhalten, ist es denkbar, das Saugrohr direkt am Motor zu prüfen. Durch gezielt herbeigeführte Fehlzündungen an einem Motorprüfstand lassen sich die tatsächlichen Betriebszustände besonders gut simulieren. Diesem entscheidenden Vorteil stehen jedoch eine Reihe von Nachteilen gegenüber. Jede einzelne Saugrohrserie ist sowohl auf die Anschluß- und Einbaumaße als auch auf die Anzahl der Zylinder des zugehörigen Motors abgestimmt, so daß eine Prüfung nur an der entsprechenden Paarung Motor/Ansauganlage möglich ist. In der Regel stehen jedoch in der Entwicklungsphase nur wenige Musterteile, insbesondere Motoren, zur Verfügung. Diese Motoren bzw. Prototypen werden in erster Linie für strömungstechnische Untersuchungen und Dauerläufe benötigt. Darüber hinaus kann die Funktionsfähigkeit des Motors durch eine Reihe von Fehlzündungen beeinträchtigt und somit der Entwicklungsprozeß verzögert werden. Weiterhin kann mit einer Prüfung nach diesem Verfahren nicht sichergestellt werden, daß die von den Automobilherstellern in den Lastenheften geforderten Maximaldrücke eingehalten werden können.

3 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die strömungstechnischen Grundlagen erläutert, die zur Auslegung des Druckbehälters bzw. der Rohrleitung benötigt werden. Es wird nur der Fall einer kompressiblen eindimensionalen Strömung eines idealen Gases betrachtet. Auf thermodynamische Grundlagen wird nicht eingegangen, siehe hierzu [7, 8].

Der Prüfungsvorgang kann als eine Art Umfüllvorgang betrachtet werden. Das Prüfgas strömt dabei reibungsbehaftet und instationär von einem Behälter höheren Drucks in einen Behälter niedrigeren Drucks (Saugrohr). Die Prüfungsdauer liegt in einem Bereich von 20 bis 50 ms. Ein Wärmeaustausch mit der Umgebung kann in dieser kurzen Zeit vernachlässigt werden. Als Prüfgas wird trockene Luft eingesetzt, die in guter Näherung als ideales Gas angesehen werden kann, da die Abweichungen in einem Temperaturbereich von -50 bis 100°C und einem Druckbereich von 1 bis 50 bar gering sind.

3.1 Stationäre Strömung dichteveränderlicher Fluide

Eine stationäre Strömung liegt vor, wenn die Strömungsgeschwindigkeit an einem Ort zeitlich konstant bleibt. Die Mantelfläche des Stromfadens ist für den Massenstrom undurchlässig, d.h. ein Massenfluß kann nur über den Ein- und Austrittsquerschnitt erfolgen.

Aus den Gleichungen für den Volumenstrom und den Massenstrom ergibt sich die **Durchflußgleichung** zu:

$$\dot{m} = \rho \cdot c \cdot A \quad (3.1)$$

mit: \dot{m} = Massenstrom
 ρ = Dichte
 c = Geschwindigkeit
 A = Strömungsquerschnitt

Für den Stromfaden gilt für zwei Stromstellen 1 und 2 $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \text{konst}$ und damit die **Kontinuitätsgleichung**:

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot c_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot c_2 = \text{konst} \quad (3.2)$$

Die **Bernoullische Gleichung der Gasdynamik** läßt sich mit Hilfe des Energieerhaltungssatzes herleiten.

$$g \cdot z + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} + u = \text{konst} \quad (3.3)$$

mit: z = Höhe
 p = Druck
 u = innere Energie

Bei entsprechender Anwendung hat diese Gleichung für Strömungen mit oder ohne Reibung und für Strömungen inkompressibler und kompressibler Fluide Gültigkeit. Unter Zuhilfenahme der Enthalpie h und der Vernachlässigung der spezifischen potentiellen Energie $g \cdot z$ - bei Höhenunterschieden unter 100 m ist dies für Luft durchaus zulässig [9] - nimmt die Energiegleichung folgende Form an:

$$\boxed{\frac{c^2}{2} + h = \text{konst}} \quad (3.4)$$

mit: h = Enthalpie

Auch diese Gleichung hat sowohl für reibungsbehaftete als auch für reibungsfreie Strömungen Gültigkeit.

3.2 Schallgeschwindigkeit und Machzahl

Unter der Schallgeschwindigkeit a versteht man die Geschwindigkeit, mit der sich kleine Druckstörungen (Schallwellen) und damit auch die Dichteänderungen in einem Medium fortpflanzen. Es entsteht eine elastische Längswelle, auch Longitudinalwelle genannt, aus aufeinanderfolgenden Verdichtungen und Verdünnungen im Fluid. Die Gleichung von Laplace gibt die Ausbreitungsgeschwindigkeit kleiner Druckstörungen wieder:

$$\boxed{a^2 = \left(\frac{dp}{d\rho} \right)_{s=\text{konst}}} \quad (3.5)$$

Da die Druckänderung bei Schallausbreitung sehr schnell erfolgt, bleibt keine Zeit für einen Wärmeaustausch mit der Umgebung. Des weiteren sind die Druckstörungen so klein, daß die Reibung vernachlässigt werden kann. Es kann also eine isentrope Zustandsänderung zugrunde gelegt werden.

$$p \cdot v^\kappa = \text{konst} \quad \text{oder:} \quad \frac{dp}{p} = \kappa \cdot \frac{dv}{v}$$

Diese Beziehung in die Laplace-Gleichung eingesetzt, ergibt die Schallgeschwindigkeit.

$$a = \sqrt{\kappa \cdot \frac{p}{\rho}} = \sqrt{\kappa \cdot p \cdot v}$$

oder mit der Gasgleichung: $p \cdot v = R \cdot T$

$$\boxed{a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}} \quad (3.6)$$

Die Schallgeschwindigkeit idealer Gase hängt demnach nur vom Zustand des Fluids ab.

Den Zusammenhang zwischen der Schallgeschwindigkeit und der Strömungsgeschwindigkeit läßt sich für eine stationäre Strömung wie folgt darstellen:

$$a = \sqrt{a_R^2 - \frac{\kappa - 1}{2} \cdot c^2}$$

Die Schallgeschwindigkeit a_R stellt die Schallgeschwindigkeit der Ruhe dar, wenn die Strömungsgeschwindigkeit $c_R=0$ beträgt. Sie läßt sich aus (3.6) mit der Ruhetemperatur T_R ermitteln.

Die maximale Strömungsgeschwindigkeit eines Gases stellt sich bei einer Strömung vom Ruhezustand ins Vakuum ein.

$$c_{\max} = \sqrt{\frac{2}{\kappa - 1}} \cdot a_R$$

Die Schallgeschwindigkeit, die sich einstellt, wenn ein Gas gerade mit Schallgeschwindigkeit strömt, wird als Lavalgeschwindigkeit oder auch als kritische Schallgeschwindigkeit bezeichnet.

$$a_{kr} = c_L = \sqrt{\frac{2}{\kappa + 1}} \cdot c_{\max}$$

3.2.1 Einteilung der Strömung nach der Machzahl

Eine wichtige Kenngröße der Strömung dichteveränderlicher Fluide stellt die Machzahl dar. Sie wird aus dem Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit gebildet. Man unterscheidet:

- Die örtliche Machzahl wird aus dem Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur lokalen Schallgeschwindigkeit gebildet.

$$\boxed{M = \frac{c}{a}} \quad (3.7)$$

- Die Ruhe-Machzahl wird aus dem Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit des Ruhezustandes gebildet.

$$\boxed{M_R = \frac{c}{a_R}} \quad (3.8)$$

Die Machzahl ist ein Maß dafür, wann ein Fluid als kompressibel und wann als inkompressibel anzusehen ist. Sie ist eine Größe für den Abstand einer

Strömungsgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit und dient deshalb auch zur Unterscheidung der Strömungsbereiche:

$M < 1$ Unterschall

$M \leq 0,3$ inkompressibles Verhalten

$M \approx 0,3 \dots 0,75$ subsonischer Bereich

$M \approx 1$ Transschall ($M \approx 0,75 \dots 1,25$) transsonischer Bereich, Schallnähe

$M > 1$ Überschall

$M \approx 1,25 \dots 5$ supersonischer Bereich, Superschall

$M > 5$ hypersonischer Bereich, Hyperschall

3.3 Stationäre isentrope Expansionsströmung

Expansionsströmungen sind bei Ausströmvorgängen aus Druckbehältern zu beobachten. Die Druckdifferenz bewirkt eine Strömung vom Raum höheren Druckes in den des niedrigeren. Der Austrittsquerschnitt (2) bildet dabei den engsten Strömungsquerschnitt. Wird eine stationäre isentrope (reibungsfreie und adiabate) Strömung vorausgesetzt, kann die Ausströmgeschwindigkeit mit Gleichung (3.4) ermittelt werden. Nach entsprechender Umformung und unter Vernachlässigung der Zuströmgeschwindigkeit c_1 ergibt sich folgende Gleichung:

$$c_{2\text{is}} = \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot v_1} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (3.9)$$

mit: $c_{2\text{is}}$ = theoretische (isentrope)
Ausströmgeschwindigkeit
 κ = Isentropenexponent

Unter Verwendung der Durchflußgleichung, der isentropen Beziehung und der Gleichung (3.9) kann der theoretisch austretende Massenstrom ermittelt werden. Hierbei gilt die Zuströmgeschwindigkeit c_1 wieder als vernachlässigbar gegenüber $c_{2\text{is}}$.

$$\dot{m}_{\text{th}} = A_M \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_1}{v_1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]} \quad (3.10)$$

mit: \dot{m}_{th} = theoretisch ausströmender
Massenstrom
 A_M = Ausströmquerschnitt

Die zuvor beschriebenen Gleichungen sind nur bedingt gültig. Erreicht das Druckverhältnis (p_2/p_1) einen kritischen Wert, so ändert sich die Ausströmgeschwindigkeit bzw. der ausströmende Massenstrom nicht weiter.

Dieser Wert, kritisches Druckverhältnis oder Lavaldruckverhältnis genannt, ist ausschließlich von der Art des strömenden Fluids abhängig und beträgt für zweiatomige Gase (z.B. Luft, Stickstoff):

$$\boxed{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{kr} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_L = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0,528} \quad (3.11)$$

Setzt man diese Gleichung in Gleichung 3.9 ein, so ergibt sich für die maximal zu erzielende Ausströmgeschwindigkeit aus einem Druckbehälter mit einfacher Düse die Schallgeschwindigkeit bei Lavalzustand, d.h. Mündungszustand. Für die Berechnung der Ausströmgeschwindigkeit bzw. für den ausströmenden Massenstrom sind demnach, je nach Druckverhältnis, unterschiedliche Gleichungen zugrunde zulegen. Es gelten für:

- eine unterkritische Ausströmung mit

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right) > \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{kr} = 0,528 \text{ für Luft Gleichung (3.9) und (3.10)}$$

- eine kritische oder überkritische Ausströmung mit

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \leq \left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{kr} = 0,528 \text{ für Luft Gleichung (3.12) und (3.13)}$$

$$\boxed{c_{2s} = \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot v_1} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} = \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot v_1} \cdot 0,764} \quad (3.12)$$

$$\boxed{\dot{m} = A_M \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_1}{v_1}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} = A_M \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_1}{v_1}} \cdot 0,484} \quad (3.13)$$

3.4 Reibungsbehaftete adiabate stationäre Strömung

3.4.1 Reibungsbehaftete Ausströmung aus Druckbehältern

Die Annahme, daß es sich beim Ausströmen aus einem Druckbehälter um eine isentrope Strömung handelt, ist nicht gerechtfertigt. Das System kann für den kurzen Zeitpunkt des Ausströmens durchaus als adiabat angesehen werden, jedoch ist der Einfluß der Reibung nicht zu vernachlässigen. Bei einer reibungsbehafteten Strömung wird ein Teil der Strömungsenergie in Reibungswärme umgesetzt und dem Fluid aufgeprägt. Das führt im Vergleich zur isentropen Strömung zu einer geringeren Strömungsgeschwindigkeit und einer höheren Endtemperatur bei Entspannung auf den gleichen Enddruck.

Bei Ausströmungen aus Behältern wird die von der Mündungsform des Behälters

abhängige Geschwindigkeitszahl φ eingesetzt, um den Reibungseinfluß im Mündungsquerschnitt zu berücksichtigen. Für eine gerundete Mündungsform beträgt $\varphi \approx 0,97$ [9]. Die Reibung im Druckbehälter wird damit nicht berücksichtigt. Für Gleichung (3.9) und (3.10) gilt dann:

$$c_2 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot v_1} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (3.14)$$

$$\dot{m} = \varphi \cdot A_M \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_1}{v_1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3.15)$$

Und für Gleichung (3.12) und (3.13) entsprechend:

$$c_2 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot v_1} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (3.16)$$

$$\dot{m} = \varphi \cdot A_M \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_1}{v_1}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (3.17)$$

3.4.2 Reibungsbehaftete Rohrströmung

Der Reibungseinfluß bewirkt bei strömenden Fluiden im allgemeinen einen Druckabfall in Strömungsrichtung. Ursache dieses Druckabfalls ist im wesentlichen die Wirkung einer Wandschubspannung an den festen Rohrwänden. Bei dichteveränderlichen Fluiden hat dies eine Expansionsströmung verbunden mit einer Änderung der Temperatur und des spezifischen Volumens zur Folge. Hierbei spielt die Art der Zustandsänderung des Fluids eine große Rolle. Es wird weiterhin angenommen, daß es sich um eine polytrope Zustandsänderung ohne Wärmeaustausch mit der Umgebung handelt.

Bei einer Strömung in einem Rohr mit konstantem Querschnitt bleibt nach der Kontinuitätsgleichung die Massenstromdichte konstant. Es gilt also:

$$\frac{\dot{m}}{A} = \frac{c}{v} = \text{konst.}$$

Der Druckabfall infolge Reibung hat nach der thermischen Zustandsgleichung eine Erhöhung des spez. Volumens zur Folge, dies führt wiederum zu einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit. Betrachtet man diesen Vorgang unter Berücksichtigung der Konstanz der Totalenthalpie im h,s -Diagramm, führt das zu der sogenannten Fanno-Kurve.

Mit:

$$h_t = h + \frac{c^2}{2} = \text{konst.}$$

für die Totalenthalpie und der Gleichung für die Massenstromdichte ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$h_t = h + \frac{v^2}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{A} \right)^2 = \text{konst.}$$

Unter Zuhilfenahme dieser Gleichung kann die Fanno-Kurve für eine bestimmte Massenstromdichte im h,s -Diagramm konstruiert werden.

Aus Abbildung 3.1 ist zu erkennen, daß sowohl die Geschwindigkeit als auch die Entropie bis zu einem bestimmten Punkt A zunehmen. Eine weitere Zunahme der Geschwindigkeit wäre mit einer Entropieabnahme verbunden, dies ist nach dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik nicht möglich. Die maximal erreichbare Strömungsgeschwindigkeit entspricht der Schallgeschwindigkeit bei Strömungszustand.

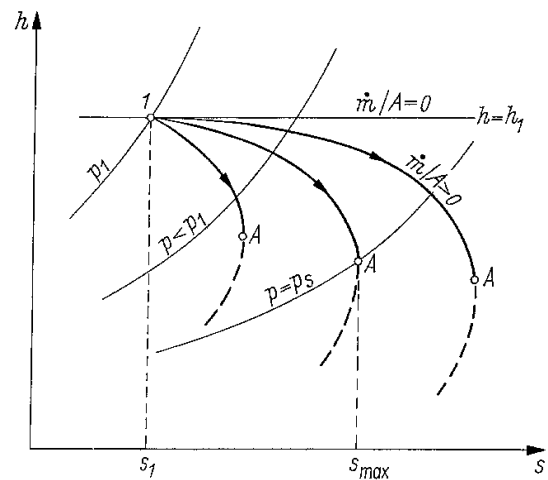


Abb. 3.1 Fanno-Kurve im h,s -Diagramm nach [7].

Aus der Energiegleichung, der Kontinuitätsgleichung, dem Impulssatz und der Definition der Machzahl läßt sich eine Beziehung zwischen dem Rohrverlustbeiwert und den Machzahlen M_1 und M_2 an zwei Strömungsstellen 1 und 2 ableiten [10, 11, 12].

$$\zeta_{1 \rightarrow 2} = \lambda \cdot \frac{x_2 - x_1}{D} = \frac{1}{\kappa} \cdot \left(\frac{1}{M_1^2} - \frac{1}{M_2^2} \right) + \frac{\kappa + 1}{2 \cdot \kappa} \cdot \ln \left[\frac{2 + (\kappa - 1) \cdot M_2^2}{2 + (\kappa - 1) \cdot M_1^2} \cdot \left(\frac{M_1}{M_2} \right)^2 \right] \quad (3.18)$$

mit: $\zeta_{1 \rightarrow 2}$ = Verlustbeiwert
 λ = Rohrreibungszahl
 x_1, x_2 = Strömungsstelle 1 bzw. 2
 D = Rohrleitungsdurchmesser

Für den Fall, daß am Ende der Rohrleitung Schallgeschwindigkeit erreicht wird, daß also $M_2 = M^* = 1$ wird, vereinfacht sich die Gleichung zu:

$$\zeta^* = \lambda \cdot \frac{L^*}{D} = \frac{1-M^2}{\kappa \cdot M^2} + \frac{\kappa+1}{2 \cdot \kappa} \cdot \ln \left[\frac{(\kappa+1) \cdot M^2}{2 + (\kappa-1) \cdot M^2} \right] \quad (3.19)$$

mit: L^* = Rohrleitungslänge
 M = Zuströmmachzahl

3.5 Auffüllen eines Druckbehälters (Saugrohr)

Der Auffüllvorgang des Saugrohres kann genauso wie der Ausströmvorgang als adiabatisch und isentrop betrachtet werden. Die aus dem Behälter austretende Masse strömt in das Saugrohr und verursacht dort eine Kompression, die mit einem Anstieg der Dichte, der Temperatur und des Druckes verbunden ist. Um die Zustandsänderung im Saugrohr zu bestimmen, genügt es hier jedoch nicht, die einfache Isentropenbeziehung anzusetzen. Das Gas, das sich im Saugrohr befindet, wird isentrop verdichtet und gleichzeitig mit der aus dem Behälter zuströmenden Masse gemischt.

Es sind die Zustandsgrößen der im Saugrohr befindlichen Masse vor dem Einströmen der Masse aus dem Behälter und die Zustandsgrößen der zuströmenden Masse und deren Betrag bekannt. Mit dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für das offene System läßt sich folgender Zusammenhang ableiten [7]:

$$\dot{Q} + P + \sum_{\text{ein}} \dot{m}_e \cdot \left(h + \frac{c^2}{2} + gz \right)_e - \sum_{\text{aus}} \dot{m}_a \cdot \left(h + \frac{c^2}{2} + gz \right)_a = \frac{dE}{dt}$$

mit: \dot{Q} = über die Bilanzhülle transportierter Wärmestrom
 P = über die Bilanzhülle transportierte mech. Leistung
 \dot{m}_e, \dot{m}_a = ein- bzw. ausströmender Massenstrom
 h = spez. Enthalpie
 $c^2 / 2$ = spez. kin. Energie
 $g \cdot z$ = spez. pot. Energie
 E = Energie des in der Bilanzhülle gespeicherten Fluids

Für den Auffüllvorgang können der Wärmestrom, der ausströmende Massenstrom, die potentielle und kinetische Energie vernachlässigt werden. Des Weiteren wird keine mechanische Leistung über die Bilanzhülle ausgetauscht. Der einströmende Massenstrom wird als zeitlich konstant angenommen. Die Energie des gespeicherten Fluids wird vereinfacht durch die innere Energie wiedergegeben. Die Gleichung vereinfacht sich dann zu:

$$H_{e2} - H_{e1} = U_2 - U_1$$

$$m_{e2} \cdot c_p \cdot T_{e2} - m_{e1} \cdot c_p \cdot T_{e1} = m_2 \cdot c_v \cdot T_2 - m_1 \cdot c_v \cdot T_1$$

$$\text{mit: } \Delta m = m_{e2} - m_{e1}$$

$$T_B = T_{e2} = T_{e1}$$

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

Die Temperatur im Saugrohr nach dem Auffüllvorgang lässt sich dann wie folgt berechnen:

$$\boxed{T_2 = \frac{\Delta m \cdot T_B \cdot \kappa + m_1 \cdot T_1}{m_1 + \Delta m}} \quad (3.20)$$

Die Änderung der kinetischen Energie innerhalb des Saugrohres und die kinetische Energie der zuströmenden Masse wurden bei dieser Betrachtung vernachlässigt. Im Zustand 1 befindet sich demnach die Masse m_1 mit der Ruhetemperatur T_1 im Saugrohr und die zuströmende Masse Δm mit der Ruhetemperatur T_B vor dem Saugrohr. Im Zustand 2 befinden sich beide Massen mit der Temperatur T_2 ebenfalls in Ruhe im Saugrohr.

Mit der im Zustand 2 im Saugrohr befindlichen Masse und dem bekannten Saugrohrvolumen lässt sich das spezifische Volumen bestimmen und mit Hilfe der allgemeinen Gasgleichung letztendlich der Druck im Saugrohr.

Für die Ruhetemperatur der zuströmenden Masse wird hier die Temperatur des Gases im Druckbehälter eingesetzt. Strenggenommen ist das nicht korrekt, da sich die Temperatur durch die reibungsbehaftete Rohrströmung erhöht. Der sich daraus ergebende Fehler ist aber verhältnismäßig gering.

3.6 Instationäre Strömung

Eine instationäre Strömung liegt vor, wenn sich die Strömungsgeschwindigkeit an einem Ort mit der Zeit verändert. Die Energiegleichung für eine instationäre Strömung lautet:

$$\int_1^2 \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \cdot A \left(h - \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} \right) \right] \cdot ds + \dot{m}_2 \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) - \dot{m}_1 \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} \right) = 0$$

und für die Kontinuitätsgleichung gilt:

$$\int_1^2 \frac{\partial \rho A}{\partial t} ds + \dot{m}_2 - \dot{m}_1 = 0.$$

Bei der Betrachtung einer Behälterausströmung kann man zwei Fälle unterscheiden. Zum einen die kurze Zeit zu Beginn der Ausströmung, in der die in Öffnungsnähe befindliche Gasmasse aus der Ruhe auf Austrittsgeschwindigkeit beschleunigt werden muß und zum anderen die sich aufgrund der Zustandsänderung im Behälter ändernde Ausströmgeschwindigkeit. Im ersten Fall handelt es sich um eine ausgeprägt instationäre Strömung, während im zweiten Fall eine quasistationäre Strömung vorliegt, da die Gasbeschleunigung im Druckbehälter vernachlässigbar gering ist [13]. Zur Lösung einer quasistationären Behälterausströmung wurden in [13 und 14] Gleichungen abgeleitet, die die Zustandsänderung im Behälter berücksichtigen, jedoch die instationäre Strömung zu Beginn der Ausströmung vernachlässigen, da diese verglichen mit der gesamten Ausströmdauer sehr kurz ist. Die gefundenen Gleichungen haben für konstanten Gegendruck Gültigkeit. Des weiteren wird angenommen, daß sich die Zustandsgrößen im Behälter gleichzeitig und gleichmäßig ändern. Die Zuströmgeschwindigkeit und Verluste im Behälter werden vernachlässigt.

Eine andere Möglichkeit, die Änderung des Behälterzustandes und gleichzeitig auch die Änderung des Gegendrucks zu berücksichtigen, bietet das in Kapitel 4.2 detailliert beschriebene Näherungsverfahren. Dieses Verfahren beruht auf den zuvor beschriebenen stationären Strömungsgrundlagen, die auch zur Herleitung der Ausströmfunktionen nach [14] dienen.

Abbildung 3.2 zeigt zunächst den Druckverlauf einer Behälterausströmung nach der in [14] dargestellten Berechnungsmethode. Die dargestellte Grafik gilt für die überkritische Ausströmung eines mit 30 bar befüllten Druckbehälters gegen konstanten Gegendruck von 1 bar.

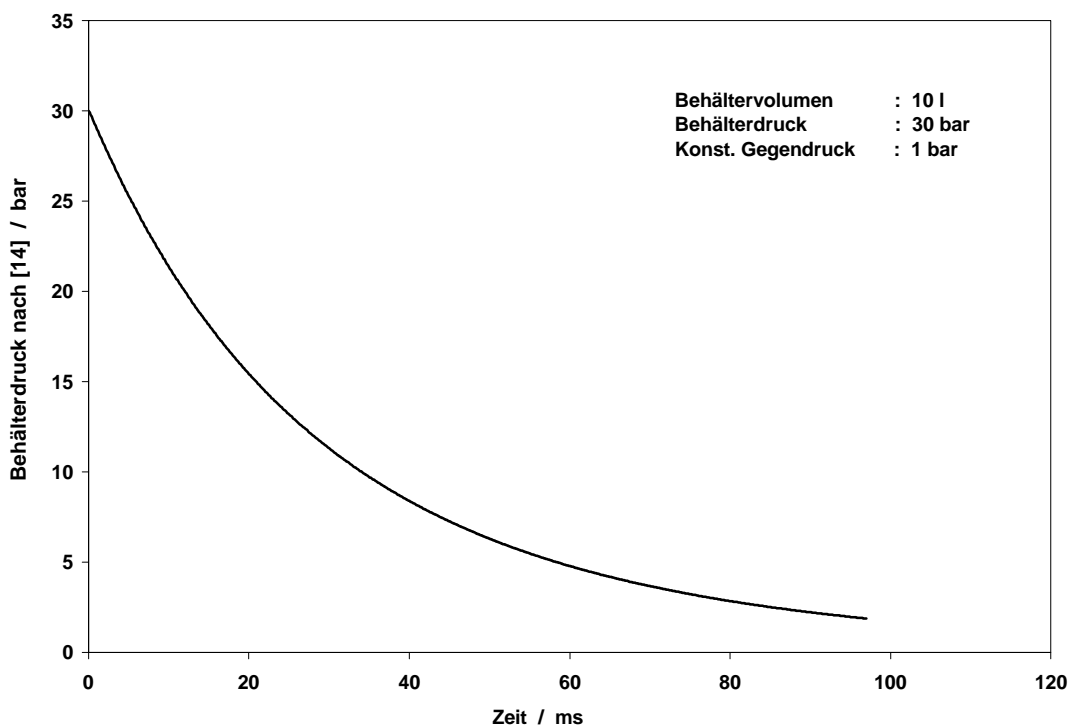


Abb. 3.2 Druckverlauf nach [14] bei einer überkritischen Ausströmung aus einem Behälter bei konstantem Gegendruck.

Als Vergleich wurde diese Behälterausströmung auch mit dem rechnerischen Näherungsverfahren (siehe Abschnitt 4.2) berechnet. Abbildung 3.3 zeigt den Vergleich der beiden errechneten Druckverläufe, wobei die zeitlichen Zuordnung der beiden Druckverläufe identisch ist:

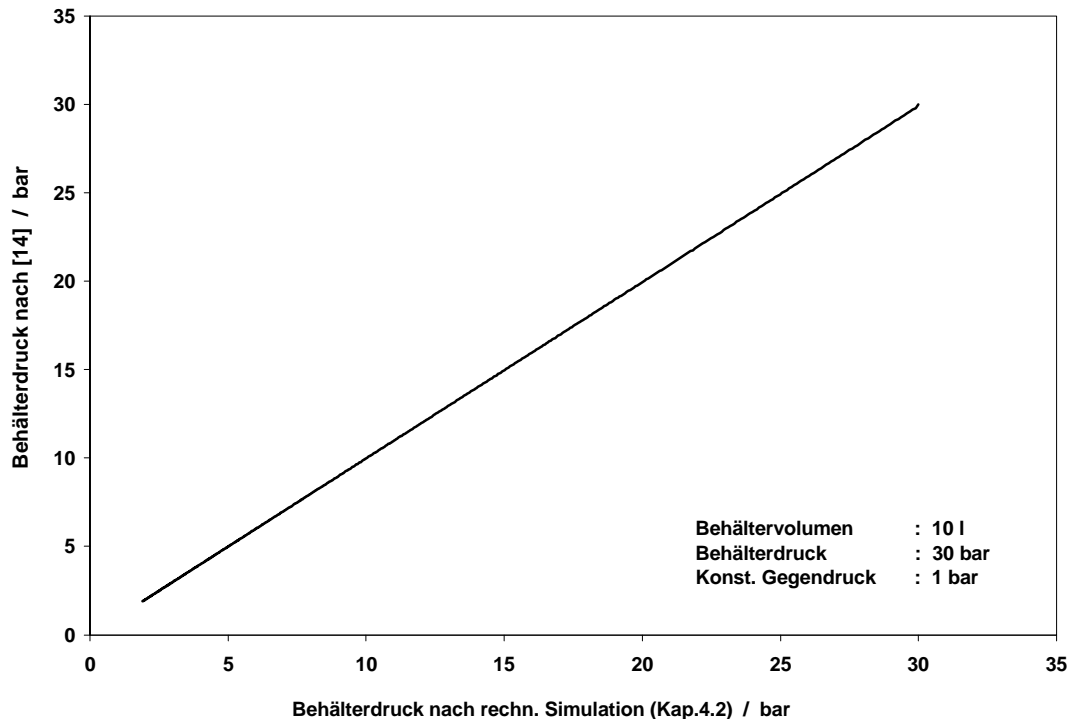


Abb. 3.3 Vergleich der Druckverläufe im Behälter nach [14] und auf der Basis der rechnerischen Simulation nach Abschnitt 4.2.

Die sehr gute Übereinstimmung der beiden Druckverläufe bestätigt in einem ersten Schritt die Annahmen, auf deren Basis der Rechenalgorithmus erstellt wurde. Voraussetzung hierfür ist allerdings, daß man für das Näherungsverfahren genügend kleine Zeitintervalle wählt.

Diese Verfahren können angewandt werden, wenn der Öffnungsquerschnitt im Vergleich zum Behälterquerschnitt klein ist. Handelt es sich allerdings um einen Ausströmvorgang aus einem Rohr, d.h. das der Öffnungsquerschnitt genauso groß ist wie der Rohrquerschnitt, so werden mit diesen Verfahren keine realistischen Werte mehr erzielt. Für die Berechnung einer instationären Entleerung gasgefüllter Rohre muß auf ein anderes Berechnungsmodell zurückgegriffen werden, das auf dem Prinzip des Charakteristikenverfahrens beruht [13]. Dieses Verfahren ermöglicht die Berücksichtigung der Fortpflanzungsgeschwindigkeit lokaler Zustandsänderungen, die bei der wesentlich einfacheren Berechnung der Druckbehälterausströmung vernachlässigt werden.

4 Strömungstechnische Auslegung des Druckbehälters für den Berstdruckprüfstand

Zur strömungstechnischen Auslegung bzw. Dimensionierung der für den Prüfstand benötigten Komponenten, vor allem des Druckbehälters als einzige frei zu konstruierende Komponente, wurde im Rahmen dieser Arbeit eine rechnerische Simulation des Prüfvorganges durchgeführt. Das Ziel dieses einfachen Zeitschrittverfahrens ist es, die Druck- und Temperaturverläufe im Druckbehälter und Saugrohr bei verschiedensten Ausgangsparametern prognostizieren zu können, um sowohl zunächst den Druckbehälter dimensionieren als auch im Betrieb des Prüfstandes die Prüfung verschiedener Saugrohre einfach und effizient planen zu können. Als zu variierende Ausgangsparameter für die strömungstechnische Simulation können folgende Größen genannt werden:

- Behältervolumen
- Ausgangsdruck im Behälter
- Saugrohrvolumen
- Durchmesser des Saugkanals
- Rohrleitungslänge und -durchmesser
- Verlustbeiwerte für die verschiedenen Komponenten, vor allem der Berstscheibe

Die Simulationsrechnung wurde als Skript in MATLAB® der Firma The MathWorks Inc. erstellt und ausgeführt. Die verschiedenen Parameter können als Eingangsvariable frei gewählt sowie die Ergebnisse einer Simulation als Ausgabematrix exportiert und als ASCII-Datei gespeichert werden. Diese Rohdaten können dann mit verschiedenen Programmen graphisch aufbereitet und visualisiert werden. Ein Ausdruck des Skriptes ist dem Anhang beigelegt.

In den folgenden Abschnitten werden die verschiedenen Annahmen und Ausgangsgrößen, die Berechnungsgrundlagen der Simulation und die Ergebnisse der verschiedenen Simulationsrechnungen dargestellt. Außerdem erfolgt eine kritische Diskussion dieser Ergebnisse sowie der Vergleich mit dem Ergebnis eines praktisch durchgeführten Berstdruckversuchs an einem ähnlichen Prüfstand.

4.1 Rohrleitung

4.1.1 Abmessung der Rohrleitung

Die Rohrleitung dient der Verbindung von Druckbehälter und Saugrohr und muß zusätzlich das entsprechende Absperrorgan (Berstscheibe oder schnellöffnendes Ventil) aufnehmen. Aus konstruktiven Gründen sind die Abmessungen bereits vorgegeben. Die Länge beträgt etwa 1 m. Der Durchmesser wurde unter Berücksichtigung der zylinderkopfseitigen Saugkanaldurchmesser - je nach Ansauganlage liegt der Durchmesser zwischen 30 und 50 mm - mit einem Nenndurchmesser von 65 mm festgelegt.

Für die gegebenen Rohrleitungsparameter kann der Verlustbeiwert ζ mit Hilfe von Gleichung 3.18 bzw. 3.19 ermittelt werden. Die Rohrreibungszahl λ wird für große

Reynoldszahlen als konstant angenommen und in Abhängigkeit des Durchmessers und der Rohrrauigkeit aus dem Moody-Diagramm [9] ermittelt.

4.1.2 Einfluß der Rohrreibung auf den ausströmenden Massenstrom

Um den Einfluß der Rohrreibung auf den ausströmenden Massenstrom bestimmen zu können, ist es notwendig, das Verhältnis zwischen einem tatsächlichen (mit Rohrreibung) und einem theoretischen Massenstrom (ohne Rohrreibung) zu bilden. Unter der Annahme, daß das Gas der Rohrleitung aus dem Druckbehälter isentrop zugeführt wird, kann mit Gleichung 3.10 bzw. 3.13 zunächst der ausströmende Massenstrom ohne Berücksichtigung der Rohrreibung bestimmt werden. Zur Bestimmung des tatsächlich ausströmenden Massenstroms werden Gleichung 3.10 bzw. 3.13 in Abhängigkeit der Machzahl dargestellt, die von der Rohrreibung beeinflusst wird.

Das führt dann zu:

$$\dot{m} = \frac{a_0}{v_0} \cdot A_1 \cdot M_1 \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M_1^2 \right)^{-\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}} \quad (4.1)$$

Betrachtet man einen Druckbehälter mit gegebenem Ausgangszustand (p_0, v_0, T_0), an dem eine Rohrleitung mit konstantem Durchmesser D , Länge L und Rohrreibungszahl λ angeschlossen ist, so läßt sich die Zuströmmachzahl M_1 am Anfang der Rohrleitung nach Gleichung 3.19 ermitteln (ebenfalls unter Annahme einer isentropen Zuströmung). Die Lösung von Gleichung 3.19 nach der Zuströmmachzahl M_1 ist analytisch nicht möglich, sie erfolgt daher iterativ.

Für einen Druckbehälter mit einem Volumen von 10 l, einem Druck von 30 bar und einer Rohrleitung der Länge 1 m, einem Durchmesser von 65 mm und einer Rohrreibungszahl von $\lambda = 0,02$ ergibt sich nach Gleichung 4.1 ein Massenstrom von $\dot{m} = 20,9 \text{ kg/s}$. Der theoretisch ausströmende Massenstrom beträgt nach Gleichung 3.13 für das gleiche Beispiel $\dot{m}_{th} = 23,5 \text{ kg/s}$. Nach den zuvor gemachten Angaben ist der Verlustbeiwert nur von den Rohrleitungsparametern abhängig. Bildet man das Verhältnis der beiden Massenströme zueinander, gilt für die beschriebene Rohrleitung, daß der sich unter Berücksichtigung der Rohrreibung einstellende Massenstrom um den Faktor 0,89 kleiner als der theoretische ist.

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} = \frac{20,9}{23,5} = 0,89 = \varphi_R$$

Neben dem Faktor φ_R , der den Einfluß der Rohrreibung berücksichtigt, verkleinert sich der ausströmende Massenstrom außerdem um die Geschwindigkeitszahl φ_M , die die Reibung der Düse berücksichtigt.

Strenggenommen ist sowohl der Faktor φ_R als auch die Rohrreibungszahl λ geschwindigkeitsabhängig und kann nur für den Bereich $Re < 10^6$ als konstant angesehen werden. Mit fallendem Behälterdruck verringert sich jedoch auch die Strömungsgeschwindigkeit, bis schließlich ein Druckausgleich zwischen Behälter

und Saugrohr erreicht wird. Kleinere Strömungsgeschwindigkeiten führen über eine geringere Reynoldszahl zu einem größeren Reibungseinfluß, also zu längeren Druckanstiegszeiten. Allerdings ist für eine dynamische Berstprüfung vor allem der Zeitraum zu Beginn des Überströmens interessant, in dem hohe Geschwindigkeiten herrschen. Deshalb wird der sich ändernde Rohrreibungseinfluß bei kleineren Geschwindigkeiten im Rahmen dieser Betrachtungen vernachlässigt.

4.2 Näherungsrechnung für die Druckbehälterauslegung

4.2.1 Annahmen und Rechenzyklus

Für die Simulation des Prüfvorgangs werden die in Kapitel 3 beschriebenen Gleichungen für eine stationäre Expansionsströmung verwendet. Mit diesen Gleichungen - 3.15 und 3.17 - läßt sich der austretende Massenstrom für einen Behälter ermitteln, dessen Zustände als konstant angesehen werden können. Diese Annahme trifft im vorliegenden Fall nicht zu, da das Behältervolumen im Vergleich zum Mündungsquerschnitt verhältnismäßig klein ist. Aus diesem Grund wird diese Konstanz jeweils nur für ein kurzes Zeitintervall (0,1 ms) angenommen. Nach Ablauf dieser Zeit wird die Masse im Druckbehälter und der sich daraus ergebende Zustand neu bestimmt. Die vom Behälter in das Saugrohr übergeströmte Masse bewirkt dort einen Druckanstieg, der mit Hilfe der Beziehung 3.20 und der Gasgleichung ermittelt werden kann. Diese Berechnung wird wiederholt, bis sich ein Druckausgleich einstellt.

Das gesamte System - Behälter, Rohrleitung und Saugrohr - wird für die durchgeführte Betrachtung als adiabat angesehen. Diese Annahme ist für eine kurze Prüfdauer von 50 ms durchaus gerechtfertigt. Die Gleichungen 3.15 und 3.17 gelten, wie schon in Kapitel 3.3 und 3.4 beschrieben, für eine isentrope Expansion und vernachlässigen die Zuströmgeschwindigkeit. Die Reibung in der Düse und der Rohrleitung werden durch die Faktoren φ_M und φ_R berücksichtigt. Für die Öffnungszeit der Berstscheibe wird angenommen, daß sich der Durchmesser linear innerhalb von 5 ms vollständig öffnet. Abhängig von Bauart und Material werden Saugrohre gelegentlich mit Überdruckventilen versehen. Diese Ventile öffnen bei einem Überdruck von 150 mbar und geben einen Querschnitt von etwa 400 mm² frei. Abgesehen von einem Überdruckventil wird das Saugrohr als massenundurchlässig betrachtet, d.h. eventuelle Undichtigkeiten zwischen Saugrohrober- und -unterteil oder der Drosselklappe werden vernachlässigt. Neben der zu Beginn herrschenden instationären Strömung werden ebenfalls das Volumen der Rohrleitung und die Reibung im Saugrohr nicht berücksichtigt.

Mit diesen Annahmen und Einschränkungen kann ein Prüfvorgang simuliert werden. Es werden dafür folgende Rechenschritte durchgeführt.

Startwerte:

V_S, V_B	Volumen Saugrohr und Behälter
p_S, p_B	Druck Saugrohr und Behälter
T_S, T_B	Temperatur Saugrohr und Behälter
R	individuelle Gaskonstante

Spez. Volumen und Masse in Saugrohr und Behälter

$$v_S = \frac{R \cdot T_S}{p_S} \quad v_B = \frac{R \cdot T_B}{p_B}$$
$$m_S = \frac{V_S}{v_S} \quad m_B = \frac{V_B}{v_B}$$

Druckverhältnis

$$\Pi = \frac{p_S}{p_B}$$

Schleife:

Öffnungsvorgang der Berstscheibe

Für $t = 0.1, 0.2, \dots, 0.5$ [in ms]

$$A(t) = \left(\frac{t \cdot d}{0,5} \right)^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

Für $t > 0,5$

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4}$$

a) Für $\Pi < 0,528$

Ausströmender Massenstrom für eine überkritische Ausströmung:
(Im engsten Querschnitt liegt Schallgeschwindigkeit vor.)

$$\dot{m}_B = \varphi_M \cdot \varphi_R \cdot \varphi_B \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_B}{v_B}} \cdot 0,484$$

b) Für $\Pi > 0,528$

Ausströmender Massenstrom für eine unterkritische Ausströmung:
(Im engsten Querschnitt wird Schallgeschwindigkeit nicht mehr erreicht.)

$$\dot{m}_B = \varphi_M \cdot \varphi_R \cdot \varphi_B \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_B}{v_B}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_S}{p_B} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_S}{p_B} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}$$

Zustand im Behälter nach t=0,1 ms

Nach 0,1 ms aus dem Behälter ausgeströmte Masse:

$$\Delta m_B = \dot{m}_B \cdot t$$

Im Behälter verbleibende Masse:

$$m_{B1} = m_B - \Delta m_B$$

$$m_B = m_{B1}$$

Spez. Volumen, Druck und Temperatur im Behälter nach t= 0,1 ms (isentropie Expansion)

$$v_{B1} = \frac{V_B}{m_{B1}} \quad p_{B1} = p_B \cdot \left(\frac{v_B}{v_{B1}} \right)^\kappa \quad T_{B1} = \frac{p_{B1} \cdot v_{B1}}{R}$$
$$v_B = v_{B1} \quad p_B = p_{B1} \quad T_B = T_{B1}$$

Zustand im Saugrohr nach t=0,1 ms

Temperatur im Saugrohr nach dem Einströmen der Masse Δm_B mit der Ruhetemperatur T_B :

$$T_{S1} = \frac{\kappa \cdot \Delta m_B \cdot T_B + m_S \cdot T_S}{\Delta m_B + m_S}$$

Masse, spez. Volumen und Druck im Saugrohr nach t= 0,1 ms:

$$m_{S1} = m_S + \Delta m_B \quad v_{S1} = \frac{V_S}{m_{S1}} \quad p_{S1} = \frac{R \cdot T_{S1}}{v_{S1}}$$

Ausströmung aus dem Überdruckventil:

a) Für p_{S1}
(Überdruckventil bleibt verschlossen)
 $\dot{m} = 0$

b) Für $p_{S1} \leq \frac{1}{0,528}$
(unterkritische Ausströmung aus dem Überdruckventil)

$$\dot{m}_U = \varphi_M \cdot A_M \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_{S1}}{v_{S1}}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{1}{p_{S1}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{1}{p_{S1}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}$$

- c) Für $p_{s1} > \frac{1}{0,528}$
 (Überkritische Ausströmung aus dem Überdruckventil)

$$\dot{m}_U = \varphi_M \cdot A_M \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_{s1}}{v_{s1}}} \cdot 0,484$$

Zustand im Saugrohr nach der Ausströmung aus dem Überdruckventil

Masse:

$$\Delta m_S = \dot{m}_U \cdot t$$

$$m_{s1} = m_S - \Delta m_U$$

$$m_S = m_{s1}$$

Spez. Volumen, Druck und Temperatur im Saugrohr nach $t = 0,1 \text{ ms}$
 (isentrope Expansion)

$$v_{s1} = \frac{V_S}{m_S}$$

$$v_S = v_{s2}$$

$$p_{s2} = p_{s1} \cdot \left(\frac{v_{s1}}{v_{s2}} \right)^k$$

$$p_S = p_{s2}$$

$$T_{s2} = \frac{p_{s2} \cdot v_{s2}}{R}$$

$$T_S = T_{s2}$$

Überprüfung des Druckverhältnisses

$$\Pi = \frac{p_S}{p_B}$$

Zurück zum Schleifenbeginn oder Ende des Programms.

4.2.2 Ergebnisse

Der im vorigen Abschnitt beschriebene Algorithmus zur rechnerischen Simulation des Prüfvorgangs wurde für eine Reihe verschiedener Parameter durchgeführt. Neben den geometrischen Einflußgrößen wie Druckbehältervolumen, Saugrohrvolumen und Saugkanalquerschnitt wurden auch strömungstechnische Parameter wie Ausgangsdruck im Behälter und Verlustfaktoren von Berstscheibe bzw. schnellöffnendem Ventil variiert. Darüber hinaus kann auch die Ausgangstemperatur in Behälter und Saugrohr variiert werden.

Als geometrische Ausgangsdaten für die zu prüfenden Saugrohre wurden Saugrohrvolumina von 2,5 bis 12,5 l mit drei Zwischenstufen (5 l, 8 l, 10 l) und Saugkanaldurchmesser von 25 bis 40 mm mit zwei Zwischenstufen (30 mm, 35 mm) gewählt, um den bei der Firma Pierburg vorhandenen und geplanten Produktserien gerecht zu werden. Für den Ausgangsdruck im Saugrohr wurde näherungsweise Umgebungsdruck (≈ 1 bar absolut) eingesetzt.

Zur Druckbehälterauslegung wurde dann zunächst für die genannten Saugrohrparameter das Behältervolumen und der Ausgangsdruck im Behälter variiert. Hinsichtlich eines zu erreichenden maximalen Prüfdruckes von etwa 10 bar (siehe Abschnitt 2.2) wurden Behältervolumina von 10 bis 30 l und Drücke von 10 bis 30 bar untersucht. Prinzipiell können mit dem vorliegenden Algorithmus jedoch auch weitere Ausgangsdrücke und -volumina untersucht werden.

Neben den Reibungsverlusten von Behälteraussgang (φ_M) und Rohrleitung (φ_R) hat auch der Verlustfaktor der Berstscheibe bzw. des Berstdruckventils (φ_B) einen entscheidenden Einfluß auf die Druckanstiegszeit im Saugrohr. Sowohl bei den Herstellern von Berstscheiben als auch in der Literatur sind jedoch keine exakten Angaben zu diesen Verlustfaktoren zu erhalten. Aus diesem Grund wurden Verlustfaktoren für die Berstscheibe in einem sehr weiten Rahmen von $\varphi_B = 0,5 - 0,9$ variiert, um deren Einfluß darzustellen. Letztlich muß diese Größe experimentell ermittelt und überprüft werden.

Abhängigkeit der Druckanstiegszeit von Behälterdruck und -volumen

Die in Abbildung 4.1 dargestellten Druckverläufe wurden für ein Saugrohrvolumen von 8 l und einen Saugkanaldurchmesser von 40 mm (engster Strömungsquerschnitt) ermittelt. Die eingesetzten Verlustfaktoren sind für alle Druckverläufe gleich. Es wurde die Reibung in der Düse mit $\varphi_M = 0,97$, die Reibung in der Rohrleitung mit $\varphi_R = 0,89$ und die Verluste an der Berstscheibe mit $\varphi_B = 0,7$ berücksichtigt. Für die Erstellung der Druckverläufe wurde angenommen, daß die Saugrohre mit einem Überdruckventil versehen sind.

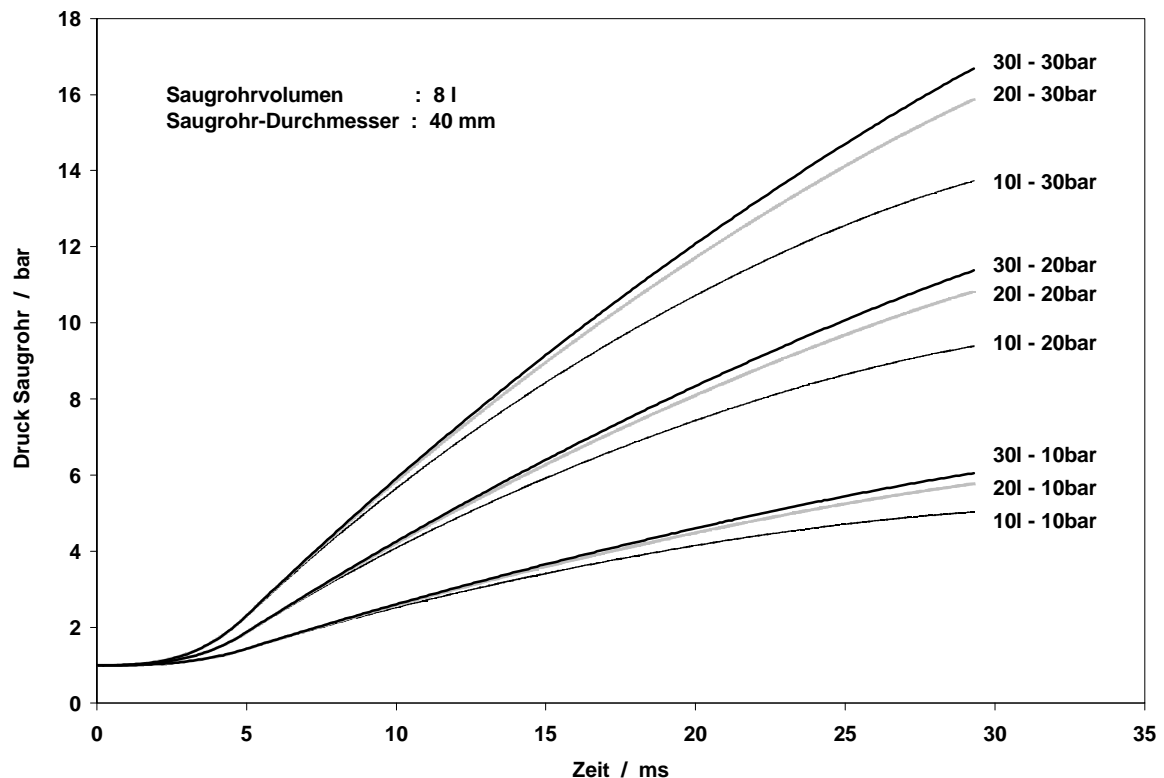


Abb. 4.1 Gegenüberstellung der Druckverläufe im Saugrohr für unterschiedlicher Behältervolumina und -drücke bei konstanten Saugrohrparametern.

Es wurde jeweils das Behältervolumen (10, 20 und 30 l) und der Behälterdruck (10, 20 und 30 bar) variiert. Es ist eindeutig zu erkennen, daß der Behälterdruck im Vergleich zum Behältervolumen einen wesentlich größeren Einfluß auf die Druckanstiegsgeschwindigkeit hat. Die günstigsten, d.h. schnellsten Druckanstiegszeiten werden unabhängig vom Behältervolumen bei einem Fülldruck von 30 bar erreicht. Neben der Druckanstiegsgeschwindigkeit ist jedoch auch der maximal erreichbare Enddruck im Saugrohr eine entscheidende Größe, vor allem hinsichtlich einer zerstörungsfreien dynamischen Berstdruckprüfung mit Prüfdrücken von 5 bis 10 bar. Bei einem Behältervolumen von 30 l und einem Ausgangsdruck von 30 bar würde der maximale Prüfdruck (max. 10 bar) im weiteren zeitlichen Verlauf weit überschritten und ein nicht erwünschtes Bauteilversagen sehr wahrscheinlich. Aus Abbildung 4.2 im folgenden Abschnitt ist u.a. zu erkennen, daß der geforderte maximale Prüfdruck mit der Kombination 10 l – 30 bar bei einem maximalen Saugrohrvolumen von 12,5 l in etwa erreicht wird. Kleinere Saugrohrvolumina müssen mit entsprechend geringeren Ausgangsdrücken geprüft werden, um ein Bauteilversagen zu vermeiden. Kleinere

Fülldrücke resultieren jedoch wiederum in längeren Druckanstiegszeiten. Idealerweise hätte ein Druckbehälter für einen solchen Prüfstand ein stufenlos variables Volumen bei möglichst hohem Fülldruck. Ein solcher Druckbehälter ist jedoch in der Praxis nur schwer zu realisieren.

Als Kompromiß aus möglichst günstiger Druckanstiegszeit und Einhaltung der geforderten Prüfdrücke wurde für den geplanten Berstdruckprüfstand ein Druckbehältervolumen von 10 l und ein maximaler Behälterdruck von 30 bar gewählt.

Abhängigkeit der Druckanstiegszeit vom Saugrohrvolumen

Im weiteren galt es zu untersuchen, welchen Einfluß die unterschiedlichen Saugrohrvolumina auf die Druckanstiegszeit haben. Außerdem muß sichergestellt werden, daß alle unterschiedlichen Saugrohre in Bezug auf ihr Volumen mit dem gewählten Druckbehälter geprüft werden können.

Die Abbildungen 4.2 bis 4.5 zeigen die berechneten Druckverläufe für die unterschiedlichen Saugrohrvolumina bei variierendem Ausgangsdruck im Behälter. Der Einfluß des Saugkanaldurchmessers wurde bei dieser Betrachtung nicht berücksichtigt, da es keine allgemeingültige Abhängigkeit zwischen Saugrohrvolumen und Saugkanaldurchmesser gibt. Für die im folgenden dargestellten Berechnungen wurde ein Saugkanaldurchmesser von 40 mm angenommen. Neben den gleichen Verlustfaktoren für Behälterausströmung, Rohrleitung und Berstscheibe wurde, wie schon bei dem zuvor angeführten Beispiel, auch hier die Ausströmung aus einem Überdruckventil berücksichtigt.

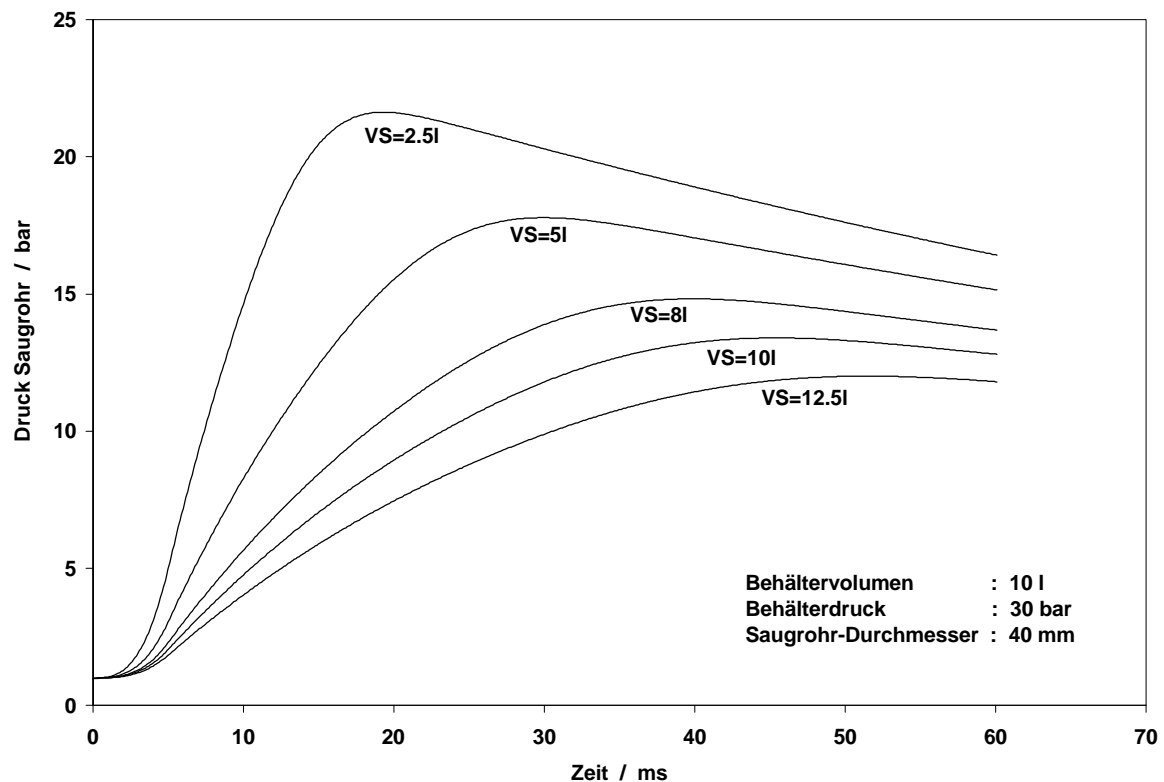


Abb. 4.2 Druckverläufe in Abhängigkeit des Saugrohrvolumens bei konstantem Behältervolumen von 10 l und einem Behälterdruck von 30 bar.

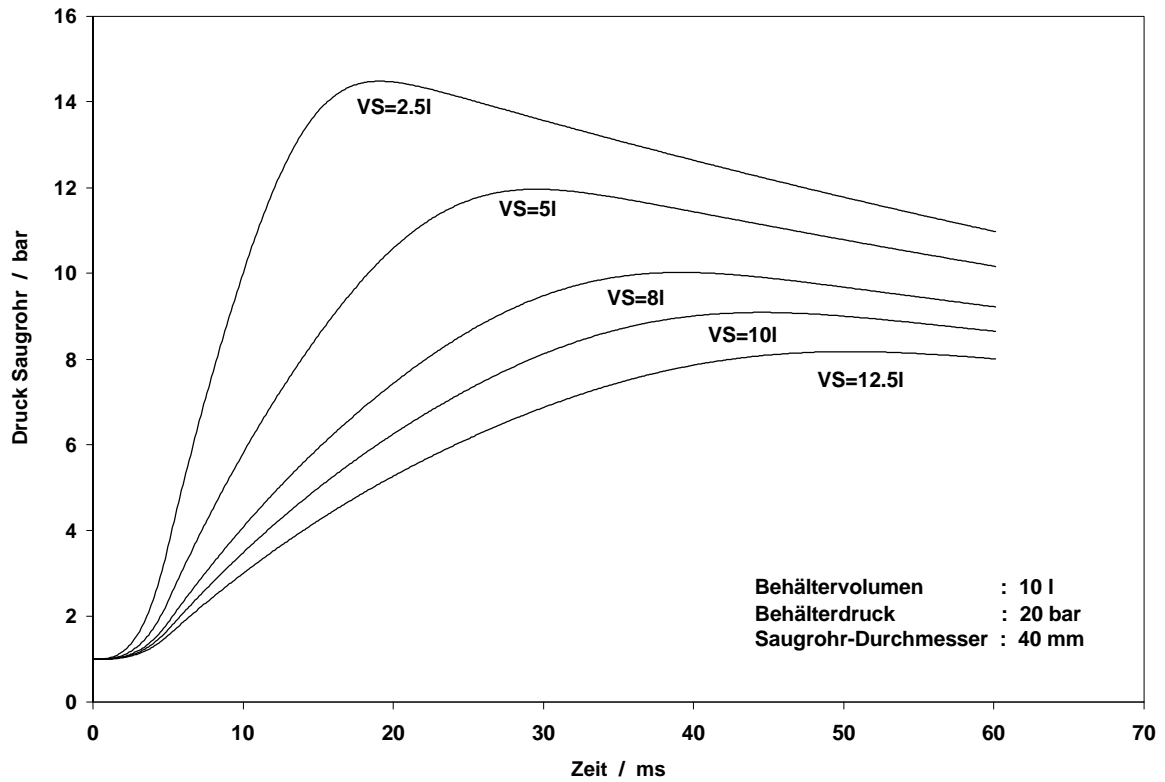


Abb. 4.3 Druckverlauf in Abhängigkeit des Saugrohrvolumens bei konstantem Behältervolumen von 10 l und einem Behälterdruck von 20 bar.

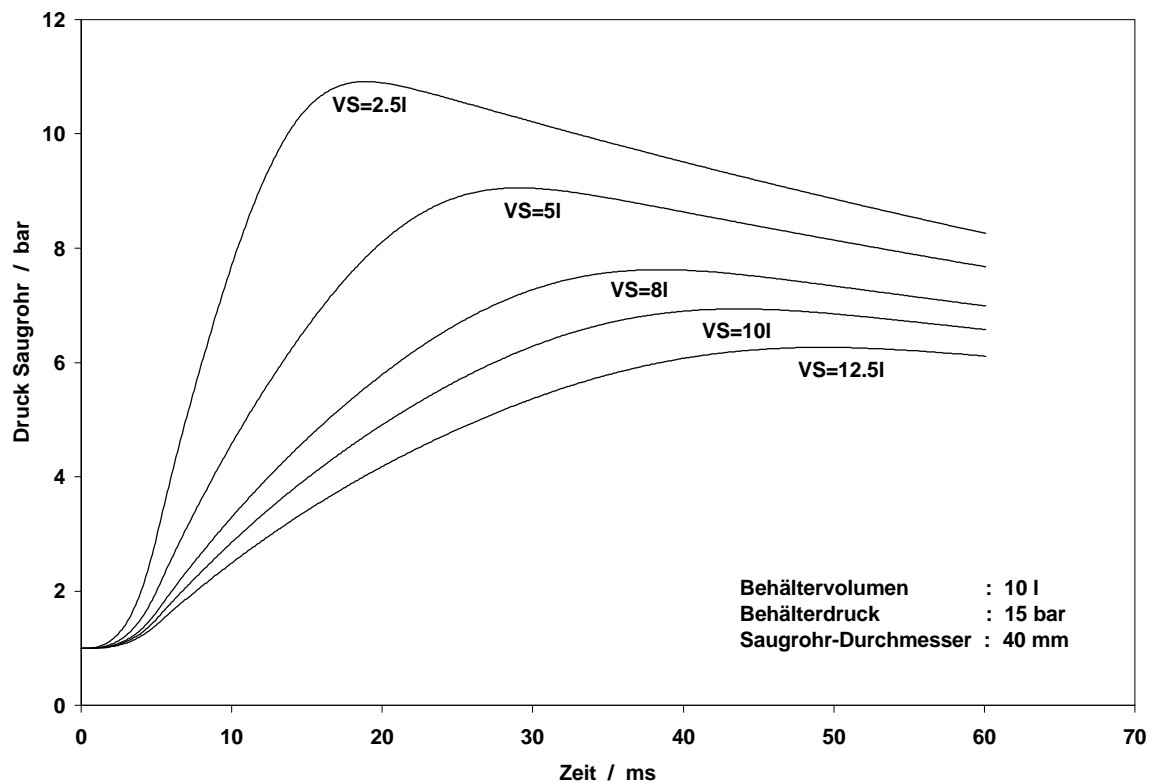


Abb. 4.4 Druckverlauf in Abhängigkeit des Saugrohrvolumens bei konstantem Behältervolumen von 10 l und einem Behälterdruck von 15 bar.

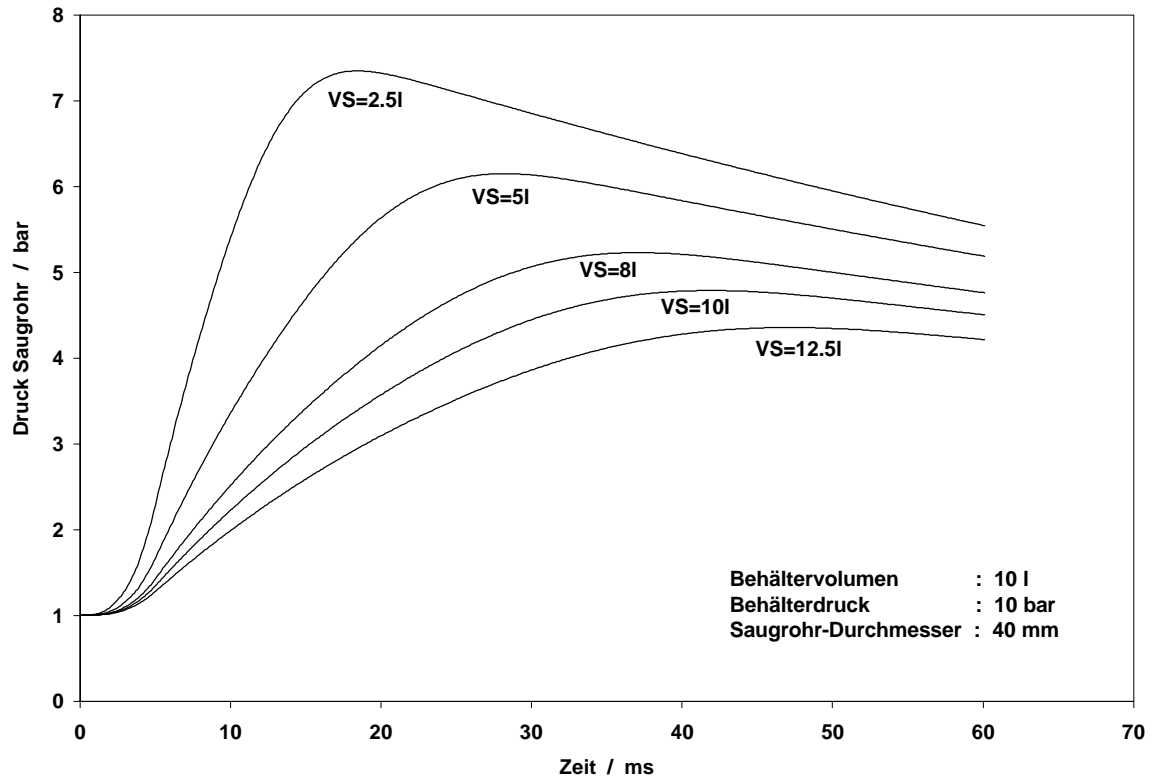


Abb. 4.5 Druckverlauf in Abhängigkeit des Saugrohrvolumens bei konstantem Behältervolumen von 10 l und einem Behälterdruck von 10 bar.

Die Abbildungen zeigen deutlich den Zusammenhang zwischen Druckverlauf bzw. Druckanstiegszeit im Saugrohr und dem Saugrohrvolumen. Größere Saugrohrvolumina führen zu einem erheblich langsameren Druckanstieg. Abbildung 4.2 zeigt weiterhin, daß auch das größte Saugrohr mit einem Volumen von 12,5 l mit dem gewählten Behältervolumen von 10 l und einem Ausgangsdruck von 30 bar noch geprüft werden kann.

Die rechnerische Simulation des Druckverlaufes in Abhängigkeit des Saugrohrvolumens und des Behälterdruckes ermöglicht eine Abschätzung, welcher maximale Prüfdruck bei der entsprechenden Kombination erreicht werden kann. Eine solche Abschätzung ist besonders für zerstörungsfreie Berstprüfungen von Bedeutung. Die dargestellten Berechnungen stellen nur einen kleinen exemplarischen Ausschnitt möglicher Kombinationen der Saugrohrparameter wie Volumen und Saugkanalquerschnitt dar. Im Einzelfall müssen die Berechnungen mit den exakten Daten des zu prüfenden Saugrohrs wiederholt werden.

Abhängigkeit der Druckanstiegszeit vom Verlustfaktor der Berstscheibe (bzw. Berstdruckventil)

Im Gegensatz zu den geometrischen Größen ist eine exakte Quantifizierung der strömungstechnischen Parameter, vor allem des Verlustfaktors der Berstscheibe, mit einem größeren Aufwand verbunden. Die Reibungsverluste im Mündungsquerschnitt und in der Rohrleitung können anhand von Literaturangaben oder rechnerisch ermittelt werden. Jedoch fehlen genaue Angaben über die Verlustfaktoren von Berstscheiben, vor allem in Bezug auf die Reproduzierbarkeit des resultierenden Öffnungsquerschnittes in Abhängigkeit der verwendeten Bauart der Berstscheibe (z.B. splitternde oder splitterfreie Berstscheiben). Abbildung 4.6 zeigt exemplarisch die Druckverläufe im Saugrohr bei Variation des Verlustfaktors φ_B bei ansonsten konstanten Parametern:

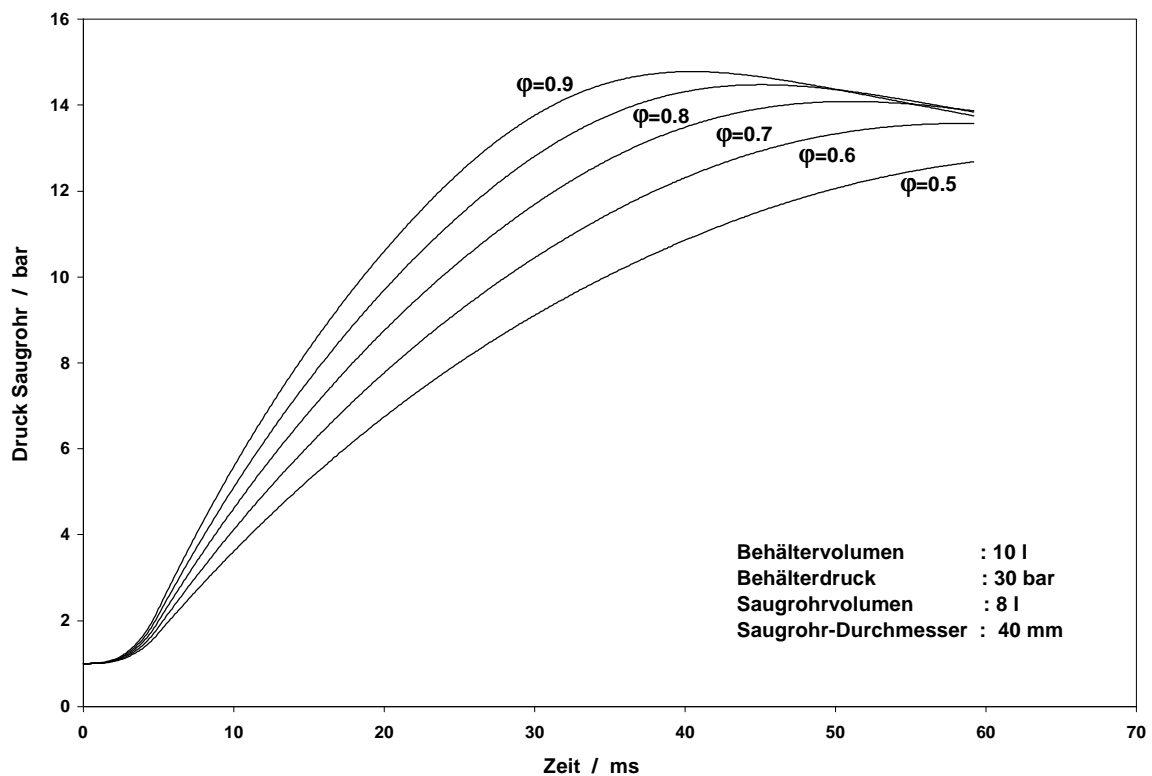


Abb. 4.6 Druckverlauf in Abhängigkeit des Verlustfaktors der Berstscheibe (bzw. Berstdruckventil) bei konstantem Behältervolumen von 10 l und einem Behälterdruck von 30 bar.

Es ist deutlich zu erkennen, daß sowohl die Druckaufbaugeschwindigkeit als auch der maximal erreichbare Prüfdruck direkt vom Verlustfaktor der Berstscheibe bzw. des eingebauten Ventils abhängen. Je größer die Verluste an der Berstscheibe, desto länger dauert es, bis sich ein geforderter Prüfdruck im Saugrohr aufbaut.

Abhängigkeit der Druckanstiegszeit vom Saugkanalquerschnitt

Als letzte interessante Einflußgröße wurde der Saugkanalquerschnitt bei ansonsten konstanten Parametern variiert. Abbildung 4.7 zeigt diesen Zusammenhang:

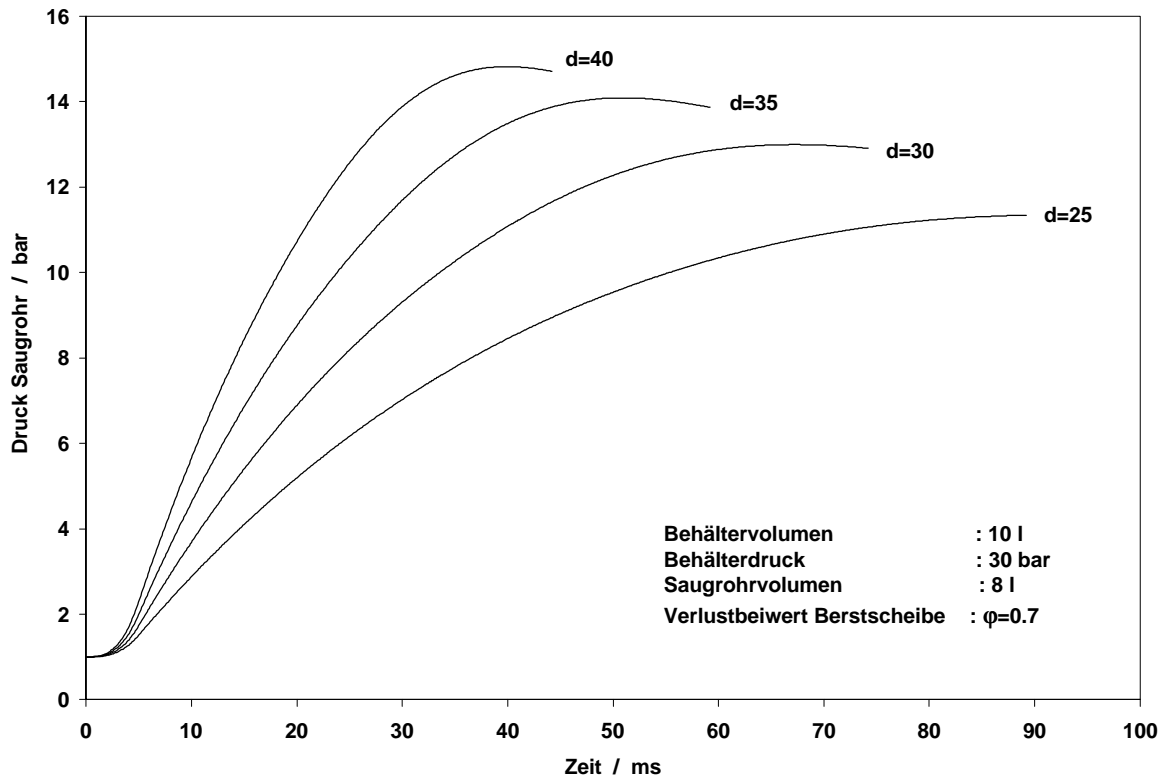


Abb. 4.7 Druckverlauf in Abhängigkeit des Saugkanalquerschnitts bei konstantem Behältervolumen von 10 l und einem Behälterdruck von 30 bar.

Bei Verringerung des Saugkanaldurchmessers verlängert sich die Zeitspanne bis zum Erreichen eines geforderten Prüfdruckes erheblich. Der besonders große Einfluß des kleinsten Durchmessers beruht auf dem quadratischen Zusammenhang nach Gleichung 3.15 bzw. 3.17.

Diskussion der Ergebnisse

Aufgrund der in Abschnitt 4.2.1 dargestellten Annahmen kann diese rechnerische Simulation zunächst als theoretische Näherung der tatsächlich ablaufenden Strömungsvorgänge und Zustandsänderungen verstanden werden. Einige dieser Annahmen können als durchaus realistisch angesehen werden, andere dagegen weisen eine eher größere Unsicherheit auf. Im folgenden werden die getroffenen Annahmen sowie deren Auswirkungen auf den Druckverlauf im Saugrohr diskutiert.

1. Eigenschaften des Saugrohres (Form, Dichtigkeit, Elastizität)

Das gesamte Saugrohrvolumen setzt sich aus den Ansaugkanälen und dem Sammelvolumen zusammen. Bei der Berstprüfung wird das Prüfgas in das zylinderkopfseitige Ende eines Saugkanals eingeleitet, d.h. es handelt sich hier

nicht um ein isentropes Einströmen in einen Behälter, wie es für die Simulation idealerweise angenommen wurde, sondern zunächst um ein "Weiterströmen" im Ansaugkanal. Der Strömungsvorgang im Ansaugkanal ist, entsprechend der Strömung in der Rohrleitung, reibungsbehaftet und wirkt sich negativ, d.h. mindernd, auf den ausströmenden Massenstrom aus. Dieser Effekt wurde in der rechnerischen Simulation nicht berücksichtigt, da Länge und Form des Ansaugkanals je nach Ansauganlage unterschiedlich sind. Abbildung 4.6 vermittelt einen Eindruck, welchen Einfluß ein erhöhter Reibungsverlust auf den Druckverlauf im Saugrohr hat.

Ein weiterer Aspekt sind mögliche Undichtigkeiten zwischen Saugrohrober- und -unterteil sowie an der Drosselklappe im Verlauf der Berstdruckuntersuchung, da Ansauganlagen primär nicht als "Überdruckbaugruppen" konzipiert werden. Der Einfluß solcher Leckageverluste ist jedoch als eher gering einzustufen.

Je nach Saugrohrmaterial ist außerdem teilweise ein elastisches Verhalten des Saugrohres zu beobachten, d.h. das Saugrohrvolumen kann sich in gewissen Grenzen vergrößern. Dieses Verhalten ist jedoch selten und bezieht sich in erster Linie auf Sauganlagen aus Kunststoff.

2. Eigenschaften der Berstscheibe (Öffnungszeit, Verlustfaktor bzw. Öffnungsquerschnitt)

Die Öffnungszeit von Berstscheiben wird in der Literatur [16] und von Herstellern [21] mit "einigen Millisekunden" angegeben. Der rechnerischen Simulation liegt die Annahme zugrunde, daß der Querschnitt in den ersten 5 ms vollständig freigegeben wird. Es ist durchaus denkbar, daß die zum Öffnen benötigte Zeit von dieser Annahme abweicht. Exakte Werte werden jedoch idealerweise aus Versuchsergebnissen abgeleitet.

Des Weiteren existieren keine exakten Angaben über Verlustbeiwerte von Berstscheiben. Baut sich die vor und hinter der Berstscheibe herrschende Druckdifferenz schnell ab, so öffnet die Berstscheibe nicht vollständig. Eine nicht vollständig geöffnete Berstscheibe verringert zum einen den Strömungsquerschnitt und vergrößert zum anderen die an der Berstscheibe herrschenden Druckverluste. Die Auswirkungen auf den Druckverlauf im Saugrohr ändern sich hierbei mit dem tatsächlich freigegebenen Berstscheibenquerschnitt.

3. Instationäre Strömung zu Beginn des Ausströmvorgangs

In Kapitel 3.6 wurde bereits dargestellt, daß zu Beginn des Ausströmvorgangs eine ausgeprägt instationäre Strömung vorliegt. Die Dauer dieser instationären Strömung ist allerdings, gemessen an der Gesamtausströmung, vernachlässigbar gering [14].

4. Thermodynamische Annahmen (Adiabates Gesamtsystem, isentropen Expansion im Behälter, Vernachlässigung der Zuströmgeschwindigkeit)

Bei einer Dauer von 50 ms für einen Prüfdurchgang ist die Annahme, daß kein Wärmeaustausch mit der Umgebung stattfindet, durchaus gerechtfertigt. Die Annahme einer isentropen Expansion und die Vernachlässigung der Zuströmgeschwindigkeit setzt voraus, daß der Behälterquerschnitt im Vergleich zum Mündungsquerschnitt der Düse groß ist. Groß heißt in diesem Zusammenhang, daß der Behälterquerschnitt etwa das 10-fache oder mehr des Mündungsquerschnittes betragen muß. Für ein kleineres Verhältnis ergeben sich zu hohe Werte für den ausströmenden Massenstrom [13].

5. Rohrleitung

Das Rohrleitungsvolumen zwischen Absperrorgan und Saugrohr muß bei einer Berstprüfung zusätzlich zum Saugrohrvolumen befüllt werden. Je nach Größe dieses Volumens ergeben sich geringere Druckanstiegszeiten und niedrigere Enddrücke.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß diese Simulation im derzeitigen Stadium zunächst einen Überblick über die zu erwartenden Druckverläufe im Saugrohr bei unterschiedlichen Ausgangsparametern verschafft. Vor allem der Einfluß der Verlustfaktoren der eingesetzten Berstscheiben kann momentan nur schwer abgeschätzt werden. In diesem Zusammenhang muß auch die Reproduzierbarkeit des Öffnungsvorgangs durch die Berstscheibe erwähnt werden. Ändert sich der resultierende Öffnungsquerschnitt von Prüfung zu Prüfung, so sind extreme Änderungen in den Druckanstiegszeiten zu erwarten. Neben den Eigenschaften der Berstscheibe sind darüber hinaus die Reibungsverluste im Saugrohr eine weitere nur schwer zu beschreibende Größe. Eine analytische Beschreibung der Strömungsvorgänge hinsichtlich der Vielzahl möglicher und komplexer Bauteilgeometrien (Gußteile, verschiedene Produktserien) erscheint im Rahmen dieser Arbeit nicht durchführbar bzw. praktikabel. In einer nachfolgenden Phase muß der Algorithmus deshalb anhand einer Reihe von Berstdruckversuchen verifiziert werden, um durch die Verwendung geeigneter Korrekturfaktoren für die genannten Unsicherheiten realistische Ergebnisse erzielen zu können.

4.3 Überprüfung der Näherungsrechnung

4.3.1 Vergleich der Näherungsrechnung mit einem Prüfergebnis

Zu einer ersten Überprüfung des Rechenzyklus konnten die Daten einer dynamischen Berstdruckuntersuchung eines ähnlichen Prüfstandes in Erfahrung gebracht und mit den Ergebnissen einer Näherungsrechnung verglichen werden.

Folgende Parameter sind bekannt:

Das Druckbehältervolumen beträgt 25 l, der Behälterdruck 11 bar absolut. Die Öffnung erfolgt über eine Berstscheibe, der Nenndurchmesser der Rohrleitung beträgt 40 mm. Die Rohrleitung ist mit einem Krümmer versehen und hat eine Länge von etwa 500 mm. Es wird ein Kunststoffsaugrohr mit einem Volumen von

3 l geprüft. Nach etwa 39 ms bei einem Druck im Saugrohr von 5,88 bar (Überdruck) birst das Saugrohr und die Prüfung ist beendet.

Zunächst muß der zu berücksichtigende Verlustfaktor für den geänderten Versuchsaufbau bestimmt werden. Er setzt sich zusammen aus dem Verlustbeiwert der Rohrleitung $\zeta = 0,31$ und dem Verlustbeiwert des Krümmers $\zeta_{Kr} = 0,3$ [9]. Nach der in Kapitel 4.1.2 dargestellten Methode ergibt sich der Verlustfaktor für die Rohrleitung zu $\varphi_R = 0,83$. Die Reibung in der Düse wird auch hier wieder mit der Geschwindigkeitszahl $\varphi_M = 0,97$ berücksichtigt. Die Simulation wurde für ein Saugrohr mit Überdruckventil und einen Saugkanaldurchmesser von 30 mm durchgeführt.

Zwei wichtige Parameter der durchgeführten Berstdruckprüfung sind jedoch unbekannt. Zum einen fehlen exakte Angaben über den engsten Strömungsquerschnitt und zum zweiten ist nicht bekannt, ob das Saugrohr mit einem Überdruckventil ausgestattet war bzw. ob dieses bei der Prüfung aktiv wurde. Eine eindeutige Bewertung der Simulation anhand des vorliegenden Prüfergebnisses ist demnach nicht möglich. Es kann jedoch gezeigt werden, daß die Größenordnungen der Ergebnisse gut übereinstimmen.

Eine erste Berechnung wurde unter der Annahme eines engsten Strömungsquerschnittes von 30 mm durchgeführt. Da auch hier keine Angaben über einen Verlustbeiwert für Berstscheiben vorliegen, wurde zunächst diese Größe variiert und deren Einfluß dargestellt.

Abbildung 4.8 zeigt den Druckverlauf im Saugrohr für diese Berechnung und unterschiedliche Verlustfaktoren:

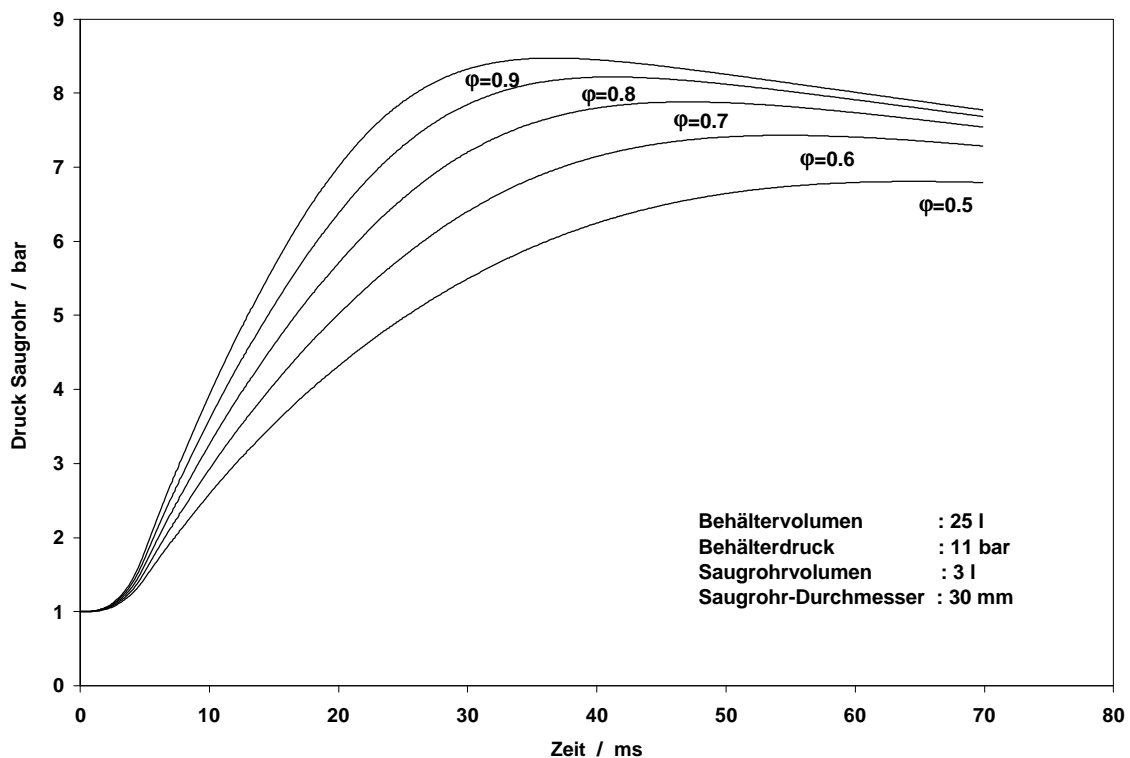


Abb. 4.8 Einfluß unterschiedlicher Verlustfaktoren auf den Druckverlauf im Saugrohr.

Der Vergleich des Prüfergebnisses mit der Simulation zeigt, daß mit einem Verlustfaktor von $\varphi=0,6$ eine relativ gute Übereinstimmung mit dem praktischen Versuchsergebnis erzielt werden kann. Letztlich kann man den Verlustfaktor in diesem Zusammenhang auch als allgemeinen Verlust- oder Korrekturfaktor bezeichnen, der sämtliche in Abschnitt 4.2.2 genannten Abweichungen zwischen rechnerischer Simulation und tatsächlichem Versuchsablauf berücksichtigt.

Eine weitere Simulation wurde für verschiedene Saugkanalquerschnitte durchgeführt, da auch diese Größe von der durchgeführten Berstdruckuntersuchung nicht bekannt ist. Abbildung 4.9 zeigt diesen Zusammenhang:

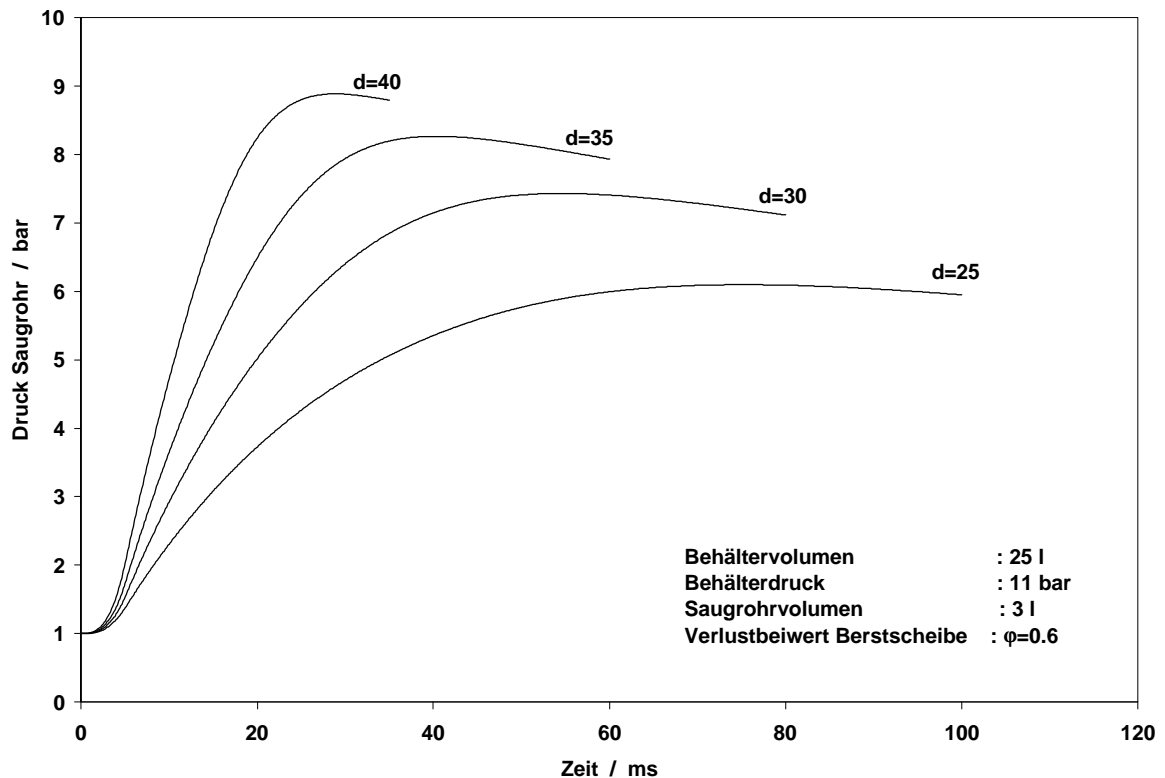


Abb. 4.9 Einfluß des engsten Strömungsquerschnittes (Saugkanalquerschnitt) auf die Druckanstiegsgeschwindigkeit und den maximalen Druck im Saugrohr.

Es zeigt sich die gleiche starke Abhängigkeit sowohl der Druckaufbaugeschwindigkeit als auch des maximalen Prüfdruckes vom engsten Querschnitt, wie schon in Abbildung 4.7 gezeigt wurde.

Der Vergleich der rechnerischen Simulation mit dem bekannten Prüfergebnis läßt abschließend keine eindeutige Beurteilung zu, inwiefern der entworfene Algorithmus den exakten Druckverlauf im Saugrohr wiedergeben kann. Jedoch zeigen die Ergebnisse, daß zumindest qualitativ und auch zahlenmäßig eine gute Übereinstimmung erzielt werden kann, wenn die getroffenen Annahmen den realen Prüfbedingungen entsprechen.

4.3.2 Thermodynamische Überprüfung der Näherungsrechnung

In Kapitel 4.3.1 lag der Schwerpunkt bei der Überprüfung der strömungstechnischen Parameter wie beispielsweise der Druckanstiegsgeschwindigkeit im Saugrohr. In diesem Kapitel soll unabhängig von der Druckanstiegsgeschwindigkeit überprüft werden, ob mit dem angewandten Verfahren auch die thermodynamischen Zustandsgrößen genügend genau berechnet werden können.

Der Überströmvorgang zwischen Behälter und Saugrohr kann, als zweite Variante, wie folgt berechnet werden. Es wird angenommen, daß das Gesamtsystem zur Umgebung adiabat ist und die Expansion im Druckbehälter isentrop verläuft. Das Saugrohr ist für diese Berechnung massenundurchlässig, d.h. es ist kein Überdruckventil vorhanden.

Die Berechnung erfolgt exemplarisch für folgende Daten:

Zustand 1

Druckbehälter: $V_B = 0,01 \text{ m}^3$
 $p_{B1} = 30 \text{ bar}$
 $t_{B1} = 20^\circ\text{C}$

$$m_{B1} = \frac{p_{B1} \cdot V_{B1}}{R \cdot T_{B1}} = \frac{30 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{kgK}}{\text{m}^2 \cdot 287,2 \text{ Nm} \cdot 293 \text{ K}}$$

$$m_{B1} = 0,36 \text{ kg}$$

Saugrohr: $V_s = 0,008 \text{ m}^3$
 $p_{S1} = 1 \text{ bar}$
 $t_{S1} = 20^\circ\text{C}$

$$m_{S1} = \frac{p_{S1} \cdot V_{S1}}{R \cdot T_{S1}} = \frac{1 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot 0,008 \text{ m}^3 \cdot \text{kgK}}{\text{m}^2 \cdot 287,2 \text{ Nm} \cdot 293 \text{ K}}$$

$$m_{S1} = 0,01 \text{ kg}$$

Zustand 2

Mechanisches Gleichgewicht, d.h. Druckausgleich zwischen Behälter und Saugrohr, jedoch kein thermisches Gleichgewicht.

Zustand 3

Thermisches Gleichgewicht durch Wärmeaustausch zwischen Druckbehälter und Saugrohr.

Um die Zustandsgrößen im Zustand 2 berechnen zu können, müssen zunächst die Größen im Zustand 3 ermittelt werden. Mit der Annahme, daß das gesamte System nach außen adiabat ist, ergibt sich:

$$T_3 = T_1 = 293 \text{ K}$$

Mit der Temperatur im Zustand 3 kann der Enddruck bei Druckausgleich ermittelt werden.

$$p_3 = \frac{m_{\text{ges}} \cdot R \cdot T_3}{V_{\text{ges}}} = \frac{0,37 \text{ kg} \cdot 287,2 \text{ Nm} \cdot 293 \text{ K}}{\text{kgK} \cdot 0,018 \text{ m}^3}$$

$$\underline{p_3 = 17,1 \text{ bar}}$$

Das Gas im Behälter expandiert von Zustand 1 nach Zustand 2 isentrop auf den Druck $p_2 = p_3 = 17,1 \text{ bar}$. Die Behältertemperatur im Zustand 2 beträgt dann:

$$T_{B2} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 293 \text{ K} \cdot \left(\frac{17,1}{30} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}$$

$$\underline{T_{B2} = 249,5 \text{ K}}$$

Zwischen Behälter und Saugrohr wird dabei die Masse Δm_2 ausgetauscht.

$$\Delta m_2 = m_{B1} - m_{B2} = 0,36 \text{ kg} - \frac{17,1 \cdot 10^5 \cdot 0,01 \text{ m}^3 \cdot \text{kgK}}{287,2 \text{ Nm} \cdot 249,5 \text{ K}}$$

$$\underline{\Delta m_2 = 0,12 \text{ kg}}$$

Legt man die Bilanzhülle derart, daß im Zustand 1 sowohl die im Saugrohr befindliche Masse als auch die überströmende Masse Δm_2 von ihr eingeschlossen wird, so liegt ein geschlossenes System vor. Aus der Energiebilanz für den Behälter folgt dann nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für das geschlossene System:

$$Q + W_R + W_{VB} = \Delta U$$

$$\text{mit: } \begin{array}{l} Q = 0 \\ W_R = 0 \end{array}$$

$$\Delta U = W_{VB} = \frac{m_{B2} \cdot R}{\kappa - 1} (T_{B2} - T_{B1}) = \frac{0,24 \text{ kg} \cdot 287,2 \text{ Nm}}{(1,4 - 1) \text{ kgK}} (249,5 \text{ K} - 293 \text{ K})$$

$$W_{VB} = -7,5 \text{ kNm}$$

Die Volumenänderungsarbeit, die vom Gas im Behälter bei der Expansion von Zustand 1 nach Zustand 2 verrichtet wird, ist betragsmäßig gleich der Volumenänderungsarbeit der Kompression des Gases im Saugrohr von Zustand 1 nach Zustand 2.

$$W_{VB} = |W_{VS}|$$

$$W_{VS} = \Delta U_S = m_{S2} \cdot c_v \cdot (T_{S2} - T_{S1})$$

$$T_{S2} = \frac{W_{VS}}{m_{S2} \cdot c_v} + T_1 = \frac{7,5 \text{ kNm} \cdot \text{kgK}}{(0,01+0,12) \text{ kg} \cdot 0,7171 \text{ kJ}} + 293 \text{ K}$$

$$\underline{T_{S2} = 373 \text{ K}}$$

Für die gleichen Ausgangswerte werden mit der rechnerischen Simulation des Prüfvorganges folgende Ergebnisse erzielt: Der Druck im Saugrohr bei Druckausgleich beträgt $p_S = 17,1 \text{ bar}$ und die Temperatur $T_S = 374,5 \text{ K}$.

Abbildung 4.10 zeigt den Druck- und Temperaturverlauf für das berechnete Beispiel:

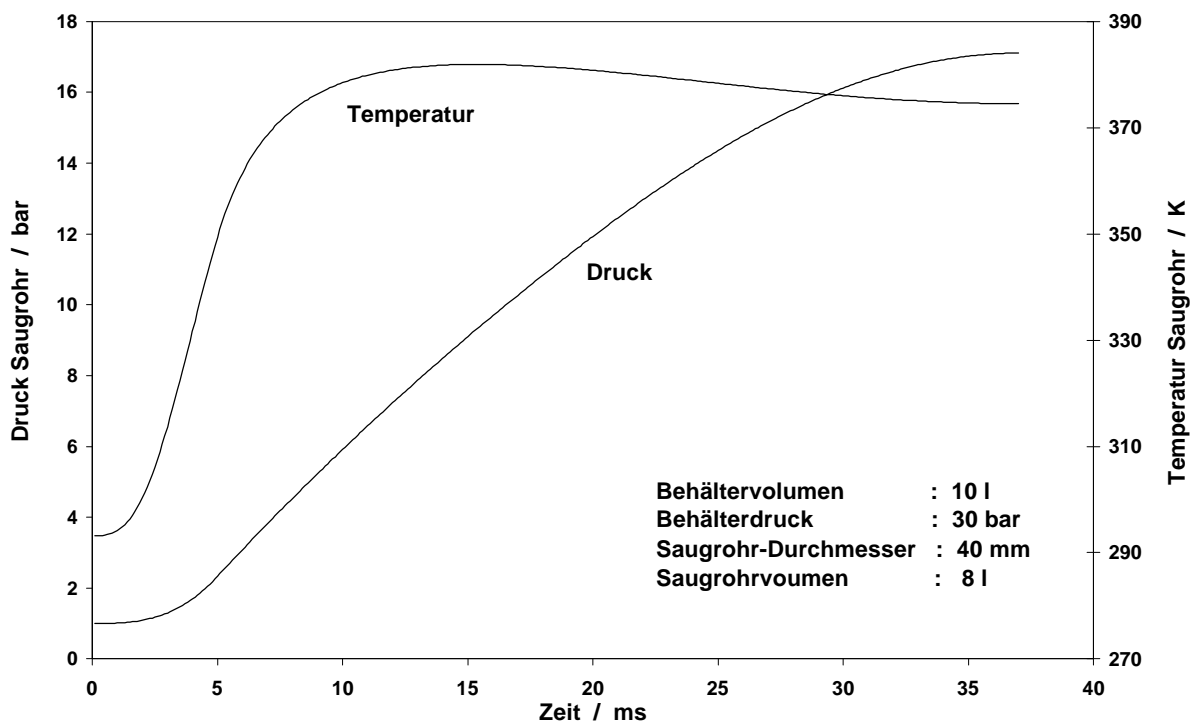


Abb. 4.10 Druck- und Temperaturverlauf im Saugrohr für die thermodynamische Beispielrechnung.

Mit dieser Beispielrechnung kann nachgewiesen werden, daß mit dem erarbeiteten Rechenalgorithmus die thermodynamischen Größen korrekt ermittelt werden können. Jedoch sind die Zeitintervalle, während denen konstante Zustände angenommen werden, genügend klein zu wählen (hier bei allen Berechnungen 0,1 ms), um dem instationären Charakter des Strömungsvorganges gerecht zu werden.

5 Absperrvorrichtung

5.1 Einführung

Wesentlichen Einfluß auf die zu erzielende Druckanstiegsgeschwindigkeit im Saugrohr hat die im Prüfstand eingesetzte Armatur. Die geforderten Druckanstiegszeiten von 20 bis 50 ms können nur mit einer Armatur realisiert werden, die entsprechend schnell möglichst den gesamten Strömungsquerschnitt freigibt. Um eine geeignete Vorrichtung zu finden, erscheint es zunächst sinnvoll, das große Angebot der gängigen Armaturen zu unterteilen.

Eine erste Möglichkeit der Strukturierung geläufiger Armaturen bietet die Unterteilung nach der Aufgabenstellung. Dabei ergeben sich folgende Kategorien [15]:

- **Absperrarmatur**
Es werden nur zwei Schaltstellungen gefordert. In geöffneter Position werden geringe Druckverluste angestrebt, während in geschlossenem Zustand eine möglichst geringe Leckage erwünscht ist.
- **Stellarmatur**
Hier steht die kontinuierliche Veränderung des Durchflusses im Vordergrund. Häufig wird ein linearer Zusammenhang zwischen dem Durchfluß und der Position des Stellgliedes gewünscht.
- **Sicherheitsarmatur**
Es sollen unzulässige Betriebszustände vermieden werden. In den meisten Fällen wird eine Vermeidung unzulässiger Drucküberschreitungen oder eine Rückstromverhinderung gefordert.

Anhand dieser Gliederung läßt sich der Bereich der für den Prüfstand geeigneten Armatur abgrenzen. Da eine definierte Regelung des Durchflusses nicht erforderlich ist, kann zunächst die Gruppe der Stellarmaturen von einer weiteren Betrachtung ausgeschlossen werden.

Neben der Unterteilung hinsichtlich der Aufgabenstellung bietet sich darüber hinaus auch eine Einteilung nach dem Funktionsprinzip an. Diese Einteilung erfolgt unter Berücksichtigung der Relativbewegung des Stellkörpers zur vorherrschenden Strömungsrichtung. Es ergeben sich folgende Armaturgrundtypen:

5.1.1 Ventile

Bei Ventilen erfolgt der Öffnungsvorgang durch eine Hubbewegung des Stellkörpers parallel zur Strömungsrichtung. Dabei wird ein ringförmiger Strömungsquerschnitt freigegeben, und der Stellkörper wird vom Fluid umströmt. Ventile werden in der Regel als Stell- und Sicherheitsarmaturen eingesetzt, eignen sich aber auch bedingt als Absperrarmatur.

Für den Prüfstand ist hauptsächlich die Baugruppe der Sicherheitsventile von

Bedeutung, da bedingt durch ihre Aufgabe, unzulässige Druckbeanspruchungen zu verhindern, meistens eine Forderung nach kurzen Ansprechzeiten besteht.

Sicherheitsventile werden in der Regel als Eckventile ausgeführt. Die Strömung wird im geöffneten Zustand um 90° umgelenkt. Der Stellkörper wird durch eine extern aufgebrachte Schließkraft in den Ventilsitz gedrückt. Überschreitet die aus dem Behälterdruck resultierende Kraft die Schließkraft, öffnet das Ventil selbsttätig und schließt erst, wenn der Behälterdruck auf einen niedrigeren Druck abgefallen ist. Die Schließkraft des Ventils kann unterschiedlich aufgebracht werden. Man unterscheidet mittelbar und unmittelbar wirkende Sicherheitsventile [15]. Bei den unmittelbar wirkenden Sicherheitsventilen wird die Schließkraft durch Gewichte oder Federn erzeugt. Die mittelbar wirkenden Sicherheitsventile sind mit einer Steuereinrichtung versehen. Beim Erreichen des Ansprechdrucks wird die durch die Steuerung aufgebrachte Last abgebaut, und das Ventil kann schlagartig öffnen. Auch direkt wirkende Sicherheitsventile, die mit einer zusätzlichen pneumatischen oder hydraulischen Belastung versehen sind, zählen zu den unmittelbar wirkenden. Die Zusatzbelastung hat die Aufgabe, bis zum Erreichen des Ansprechdrucks die Dichtwirkung zu erhöhen.

5.1.2 Schieber

Der Stellkörper des Schiebers führt zum Öffnen eine Hubbewegung senkrecht zur Strömungsrichtung aus. Im geöffneten Zustand wird der gesamte Strömungsquerschnitt freigegeben. Schieber werden hauptsächlich für Absperraufgaben eingesetzt.

Die zum Öffnen notwendige Hubbewegung des Stellkörpers wird über eine Spindel eingeleitet. Die wirkenden Dichtkräfte werden durch die herrschende Druckdifferenz bestimmt. Schieber werden nach der Form ihres Stellkörpers unterschieden. Geläufig sind Keil- und Parallelschieber. Der Stellkörper kann dabei entweder als starrer Keil oder als Plattenkeil ausgeführt werden, bzw. beim Parallelschieber als einzelne Platte oder bestehend aus zwei parallelen Platten. Die Verwendung eines Plattenschiebers verhindert ein Festklemmen des Stellkörpers im Sitz, hervorgerufen durch Temperaturänderungen.

5.1.3 Klappen

Das Öffnen der Klappe erfolgt über eine Drehbewegung des zunächst senkrecht zur Strömungsrichtung angeordneten Stellkörpers. Je nach Lage der Drehachse gibt die Klappe entweder den gesamten Rohrquerschnitt frei oder liegt parallel zur Strömung in der Rohrachse und wird so vom Fluid umströmt. Klappen, deren Drehachse in der Rohrleitungsachse liegen, werden für Stell- und Absperrzwecke verwendet. Liegt die Achse oberhalb der Rohrleitung, dient die Klappe der Rückflußverhinderung.

Für den Prüfstand sind allerdings nur die Absperrklappen von Interesse. Die Lagerung der Klappe kann zentrisch, einfach- oder doppelaxial ausgeführt werden. Die Dichtflächen müssen bei der zentrischen Lagerung an den Lagerstellen der Welle unterbrochen werden. Dieser Nachteil entfällt bei der exzentrischen Lagerung. Die Betätigung der Klappe erfolgt über die Klappenwelle, die verdrehfest mit der Scheibe verbunden ist.

5.1.4 Hähne

Bei Hähnen wird der Öffnungsvorgang durch eine Drehbewegung des Stellkörpers quer zur Strömungsrichtung erzielt, wobei der Stellkörper vom Fluid durchströmt wird. In der Regel werden Hähne als Absperrarmatur eingesetzt.

Bei den Hähnen wird je nach Bauform in Kükens- oder Kugelhahn unterschieden. Absperrorgan von Kükenhähnen ist ein Kegel mit trapezförmiger Durchgangsöffnung. Das Abdichten erfolgt bei Kükenhähnen durch die Überdeckung der Dichtflächen des Kükens und des Gehäuses, die durch die Vorspannung des Kükens aneinander gepreßt werden. Bei Kugelhähnen ist das Absperrorgan dagegen kugelförmig und die Durchgangsbohrung zylindrisch ausgeführt. Das Abdichten der Kugel wird mit je einem Stützring am Ein- und Austritt erzielt. Ein Öffnen des Hahnes erfolgt durch Drehung des Absperrorgans über eine Schaltwelle.

5.1.5 Sonderbauform: Berstscheibe

Die Berstscheiben sind in den Bereich der Sicherheitsarmaturen einzuordnen. Eine Unterteilung hinsichtlich der Relativbewegung des Stellkörpers zur Strömungsrichtung kann jedoch nicht vorgenommen werden, da der "Stellkörper" keine Bewegung ausführt, sondern zerstört wird.

Im Gegensatz zu Federn oder Gewichten bei den gängigen Sicherheitsventilen wird bei Berstscheiben die Elastizität des Scheibenwerkstoffes der Druckkraft entgegengerichtet [16]. Bei entsprechendem Druck bricht die Berstscheibe an einer definierten Stelle innerhalb von Millisekunden auf und gibt so den Entlastungsquerschnitt frei [17]. In der Regel werden splitterfreie Berstscheiben eingesetzt, d.h. daß keine Teile der zerstörten Berstscheibe von der Strömung mitgerissen werden. Ein

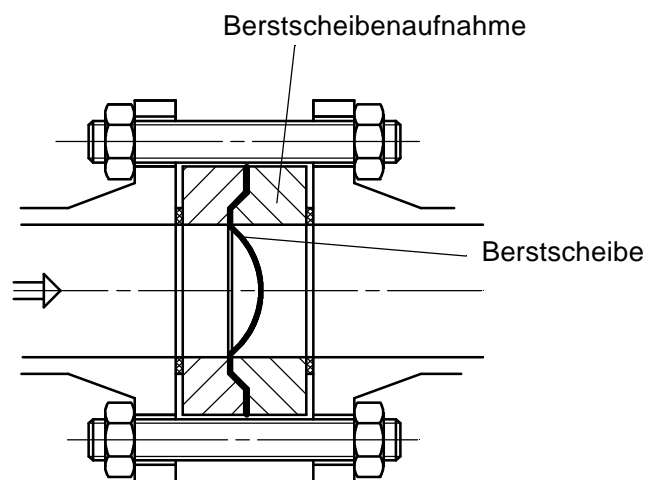


Abb. 5.1 Prinzipskizze einer Berstscheibe

Wiederverschließen der geborstenen Scheibe ist nicht möglich. Der Behälterdruck kann bis auf den im Saugrohr erzeugten Gegendruck entspannen. Konventionelle Berstscheiben haben eine konkavgewölbte Form, wobei die konkave Seite auf der Druckseite liegt. Es werden aber auch Umkehrberstscheiben (konvexgewölbt) und ebene Berstscheiben eingesetzt. Die Werkstoffe der Scheiben variieren je nach Einsatzbedingung. Mit einer entsprechender Aufnahme kann die Berstscheibe zwischen zwei Flanschen eingeklemmt werden [18].

5.2 Antriebe

Ein externer Antrieb ist nur bei den zuvor beschriebenen Absperrarmaturen Schieber, Hahn und Klappe notwendig. Sie können in der Regel alle mit unterschiedlichen Stellantrieben ausgeführt werden. Neben einer Betätigung von Hand sind auch elektrische, pneumatische oder hydraulische Antriebe möglich. Die von Herstellern angegebenen kürzesten Betätigungszeiten der Armaturen bzw. ihrer Stellantriebe bewegen sich im Bereich von 0,5 s für das unbelastete System (für 90°-Armaturen) [19]. Dieser Wert vergrößert sich abhängig von der zu stellenden Armatur und der Druckbelastung.

5.3 Beurteilung

Die Öffnungszeiten der Absperrarmaturen (Schieber, Klappe und Hahn) sind in erster Linie abhängig von den auszuführenden Bewegungen des Stellkörpers. Bedingt durch den großen Hub ergibt sich für den Schieber, verglichen mit Hahn und Klappe, eine lange Betätigungszeit. Die Öffnung von Klappe und Hahn erfolgt über eine 90°-Drehung des Stellkörpers. Die von Herstellern angegebenen Betätigungszeiten für diese 90°-Armaturen sind, verglichen mit der geforderten Druckanstiegszeit, zu lang. In der Regel ist ein schlagartiges Betätigen einer Absperrarmatur auch gar nicht erwünscht, da dies zu Druckstößen führen kann, die das angrenzende System unnötig belasten [20]. Schieber, Hähne und Klappen sind demnach für den Einsatz am Prüfstand ungeeignet.

Kommerziell erhältliche Sicherheitsventile können als Absperrorgan für den geplanten Prüfstand ebenfalls nicht verwendet werden. Solche Sicherheitsventile öffnen zwar schlagartig bei Erreichen eines definierten Druckniveaus, jedoch schließen sie auch wieder selbsttätig nach Unterschreiten dieses Ansprechdrucks. Zwischen Druckbehälter und Saugrohr kann also kein vollständiger Druckausgleich stattfinden. Die geforderten Prüfbedingungen im Saugrohr können nur dann erreicht werden, wenn das Sicherheitsventil solange geöffnet ist, bis der Prüfdruck im Saugrohr erreicht ist. Dies kann derzeit mit kommerziell erhältlichen Sicherheitsventilen und zu prüfenden Saugrohrvolumina von 2,5 - 12,5 l bei Prüfdrücken von 3,5 - 10 bar nicht gewährleistet werden.

Die Berstscheibe erfüllt alle an das Absperrorgan des Prüfstandes gestellten Anforderungen. Beim Erreichen des Ansprechdrucks gibt sie schlagartig den gesamten Strömungsquerschnitt frei und ein vollständiger Druckausgleich ist möglich. Dennoch ist der Einsatz von Berstscheiben mit Nachteilen behaftet. Nach durchgeführter Prüfung muß die Berstscheibe gegen eine neue ausgetauscht werden. Das führt zu unnötig langen Stillstandszeiten. Darüber hinaus soll die Prüfung, in Abhängigkeit von Volumen und Material des Saugrohrs, mit unterschiedlichen Drücken durchgeführt werden. Das bedeutet für den Einsatz von Berstscheiben, daß immer eine ganze Reihe verschiedener Berstscheiben mit unterschiedlichen Druckstufen vorhanden sein muß. Drücke, die zwischen diesen Druckstufen liegen, können somit nicht geprüft werden. Als weiterer Nachteil sind die hohen Kosten, die mit dem Einsatz von Berstscheiben verbunden sind, zu nennen. Eine Berstscheibe in der geforderten Nenngröße kostet beispielsweise je nach Stückzahl zwischen 130 und 160 DM [21]. Bei einer großen Anzahl von geforderten Prüfdurchgängen (z.B. 500 je Saugrohrtyp) steigt der finanzielle Aufwand unverhältnismäßig.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß keine der hier aufgeführten Möglichkeiten eine optimale Lösung darstellt. Als Konsequenz daraus wurde das in Kapitel 6 beschriebene Berstdruckventil konstruiert. Ziel dieses Ventils ist es, bei ähnlich kurzer Öffnungszeit wie bei der Verwendung einer Berstscheibe wesentlich geringere Betriebskosten zu verursachen. Der Öffnungsvorgang wird dabei, unabhängig von einem externen Antrieb, allein durch den anliegenden Druck ausgeführt, und der Strömungsquerschnitt bleibt bis zum Druckausgleich zwischen Behälter und Saugrohr vollständig geöffnet. Das Auslösen des Ventils wird dabei druckunabhängig gesteuert, und die zum Auslösen nötige Kraft wird dabei so gering wie möglich gehalten.

Berstscheiben finden dennoch im geplanten Prüfstand Anwendung. Sie werden zunächst als Übergangslösung bis zur Fertigstellung des Ventils im Prüfstand eingesetzt. Darüber hinaus ist damit zu rechnen, daß mit Berstscheiben kürzere Druckanstiegszeiten erzielt werden können. Sie werden also ergänzend zum Berstdruckventil zum Einsatz kommen.

6 Auslegung und Konstruktion des Berstdruckventils

6.1 Aufgabe und Funktionsbeschreibung

Zu den Hauptanforderungen des Berstdruckventils zählen neben dem schlagartigen Freigeben des gesamten Strömungsquerschnitts auch die Realisierung eines vollständigen Druckausgleichs zwischen Druckbehälter und Saugrohr sowie eine minimierte Betätigungskraft. Die nachfolgende Abbildung 6.1 zeigt einen Ausschnitt des konstruierten Berstdruckventils, aus dem die Funktionsweise hervorgeht.

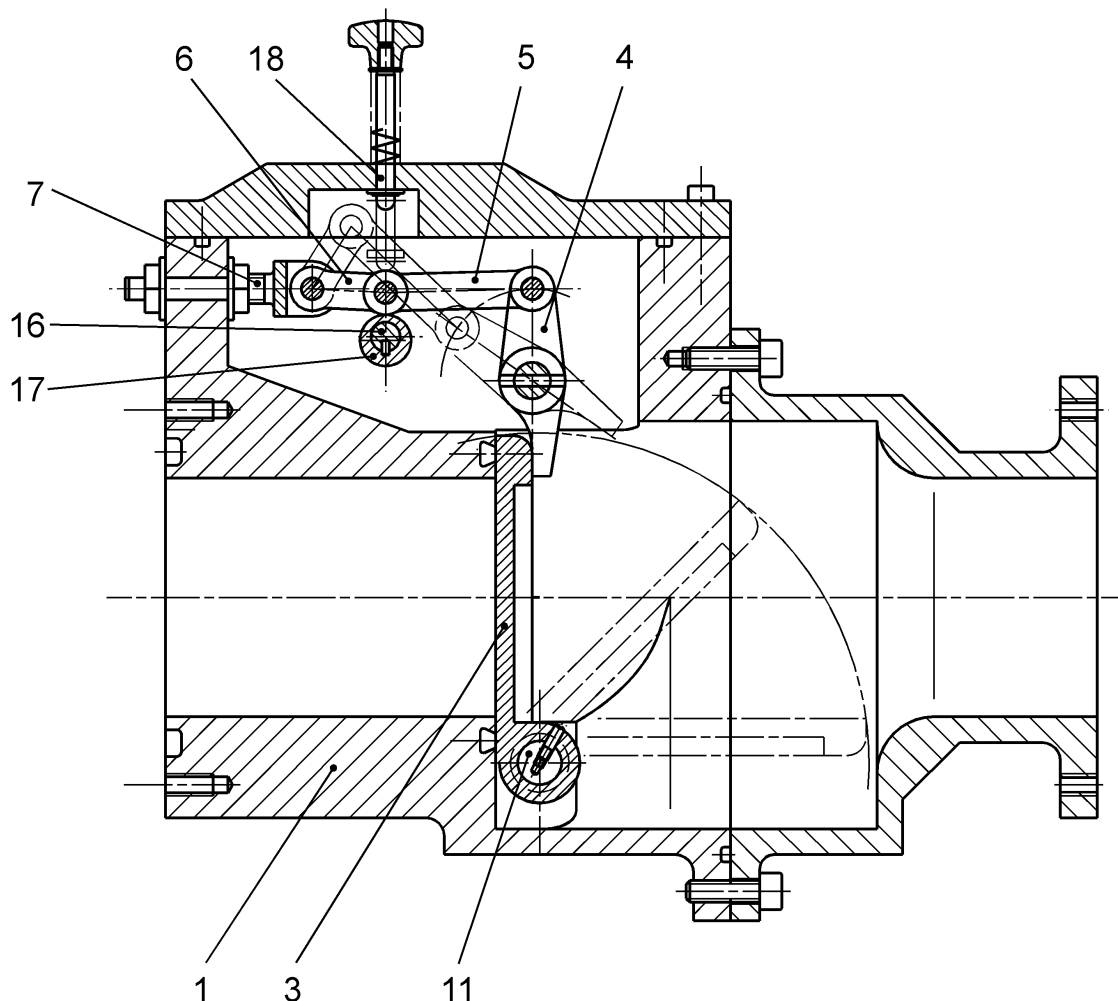


Abb. 6.1 Konstruktion des Berstdruckventils (Ausschnitt)

Funktionsweise:

Das Gehäuse (Pos.1) wird mit einem Flansch am Druckbehälter und mit dem anderen Flansch am Prüfling angeschlossen. Während des Druckaufbaus wird die Rohrleitung durch die Verschlussklappe (Pos.3) verschlossen. Die Verschlussklappe ist mit einer Nabe versehen, die über die Klappenachse (Pos.11) im Gehäuse drehbar gelagert ist. Bei verschlossener Klappe wird die Kraft über den Befestigungshebel (Pos.4), die Koppel (Pos.5), den Hebel (Pos.6) und das Hebellager (Pos.7) an das Gehäuse weitergeleitet. Das Gelenk zwischen Koppel

und Hebel ist hierbei um einen Millimeter über den Totpunkt hinaus nach unten ausgelenkt und stützt sich auf dem Exzenter (Pos.17) der Antriebswelle (Pos.16) ab. Beim Auslösen des Öffnungsmechanismus wird die Antriebswelle von einem pneumatisch betätigten Schwenkantrieb gedreht, und der Exzenter drückt das Gelenk über den Totpunkt nach oben. Sobald der Totpunkt überwunden ist, wird der Öffnungsvorgang allein durch die auf den Befestigungshebel wirkende Klappenkraft fortgesetzt. Der Befestigungshebel schwenkt also nach rechts, und die Klappe wird durch den anliegenden Druck schlagartig aufgestoßen (siehe hierzu auch Abbildung 6.5).

Zum Verschließen des Ventils muß die Verschlussklappe über den Handgriff (Pos.21) und den Drehbolzen (Pos.12) in ihre ursprüngliche Lage gebracht werden (siehe hierzu auch Abbildung 6.10). Da die exakte endgültige Lage des Befestigungshebels nach Betätigung des Ventils nicht vorhersehbar ist, kann auch dieser über einen Handgriff von außen verstellt werden. Befinden sich Klappe und Hebel wieder in ihrer Position, wird mit dem Taster (Pos.18) das Gelenk überdrückt und somit die Klappe blockiert.

6.2 Rechnerische und funktionelle Auslegung des Berstdruckventils

Für die Auslegung und Funktion des Ventils sind eine Reihe von Bauteilen bzw. Baugruppen von besonderem Interesse. Hierzu gehören vor allem die Bauteile, die durch den auftretenden Druck belastet werden und somit einem Festigkeitsnachweis genügen müssen. Darüber hinaus gibt es Baugruppen, die lediglich durch ihre Funktionalität den Versuchsablauf gewährleisten. Im einzelnen sind zu nennen:

a. Für die rechnerische Auslegung (Kapitel 6.2.1 bis 6.2.4)

- Verschlussklappe (Pos. 3)
- Klappenachse (Pos. 11)
- Befestigungshebel (Pos. 4)
- Hebelbolzen (Pos. 9)
- Bolzen (Pos. 15)
- Koppel (Pos. 5)
- Hebel (Pos. 6)
- Hebellager (Pos. 7)
- Antriebswelle (Pos. 16)
- Exzenter (Pos. 17)

b. Für die funktionelle Auslegung (Kapitel 6.2.5 bis 6.2.8)

- Gehäuse (Pos. 1)
- Antrieb (Pos. 19, 42, 50, 51)
- Verschlussvorrichtung (manuell)
- Arretiervorrichtung (manuell)
- Taster

Für die Bauteile unter a. werden im folgenden die Abmessungen überschlägig berechnet sowie der jeweils erforderliche Festigkeitsnachweis erbracht. Für das Gehäuse und die weiteren Baugruppen unter b. werden die Kriterien dargestellt, die zur Konstruktion der jeweiligen Bauteile geführt haben.

Als maximale Belastung des Ventils wurde ein Druck von 30 bar festgelegt. Der Durchmesser des Strömungsquerschnittes beträgt 65 mm. Diese Daten wurden in Kapitel 4.2.2 bzw. 4.1.1 ermittelt.

6.2.1 Kräftebestimmung

Um das skizzierte Berstdruckventil auslegen zu können, ist es nötig, die im System auftretenden Kräfte zu bestimmen. Zu diesem Zweck wird, wie in Abbildung 6.2 dargestellt, vereinfachend angenommen, daß der auf die Verschußklappe wirkende Druck als Einzelkraft im Mittelpunkt der Rohrleitung wirkt.

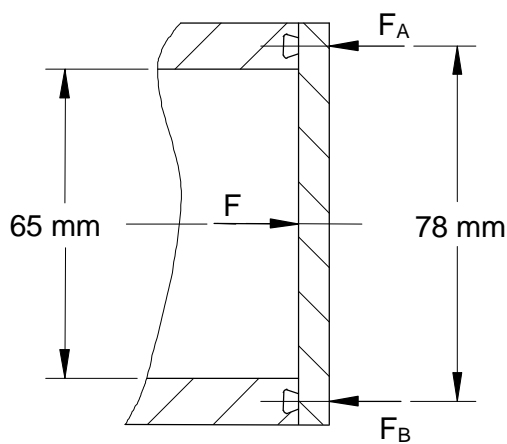


Abb. 6.2 Vereinfachte Kraftwirkung in der Rohrleitung

Aus

$$p = \frac{F}{A} \quad \text{mit:} \quad \begin{array}{l} A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \\ p = \text{Druck} \\ F = \text{Einzelkraft} \\ d = \text{Durchmesser} \end{array}$$

folgt mit dem Querschnitt der Rohrleitung bis zur Mitte der Dichtung:

$$F = p \cdot A = 30 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2 \cdot \frac{(0,078 \text{ m})^2 \cdot \pi}{4}$$

$$\underline{F = 14335 \text{ N}}$$

Bei etwa gleichen Abständen der angrenzenden Bauteile - im vorliegenden Fall Befestigungshebel und Klappenachse - vom Mittelpunkt der Rohrleitung ergeben sich etwa gleich große Zwischenreaktionskräfte:

$$F_A = F_B = \frac{F}{2} = \frac{14335\text{N}}{2}$$

$$\underline{F_A = F_B = 7168\text{N} \approx 7,2\text{kN}}$$

6.2.2 Klappenachse

Die Klappenachse wird im verschlossenen Zustand mit einer Streckenlast auf Biegung beansprucht. Die Verschlussklappe soll mit einer Übergangspassung auf der Achse sitzen, d.h. Spiel und Übermaß sind gleich wahrscheinlich. Im ungünstigsten Fall ergibt sich sowohl zwischen Achse und Lager als auch zwischen Klappe und Achse Spiel. Die Achse kann sich also in gewissen Grenzen ungehindert verformen. Die auftretende Streckenlast kann durch zwei gedachte Einzelkräfte, wie in Abbildung 6.3 dargestellt, ersetzt werden. Das maximale Biegemoment tritt dann in der Mitte des Bolzens auf und ergibt sich zu [22, 23]:

$$M_{b\max} = \frac{F_A}{2} \cdot \left(\frac{b}{4} + \frac{a}{2} \right)$$

mit: $M_{b\max}$ = maximales Biegemoment
 b = Breite der Klappenlagerung $b=65\text{ mm}$
 a = Länge des Lagers $a=15\text{ mm}$

$$M_{b\max} = \frac{7,2\text{kN}}{2} \cdot \left(\frac{65\text{mm}}{4} + \frac{15\text{mm}}{2} \right)$$

$$\underline{M_{b\max} = 85,5\text{Nm}}$$

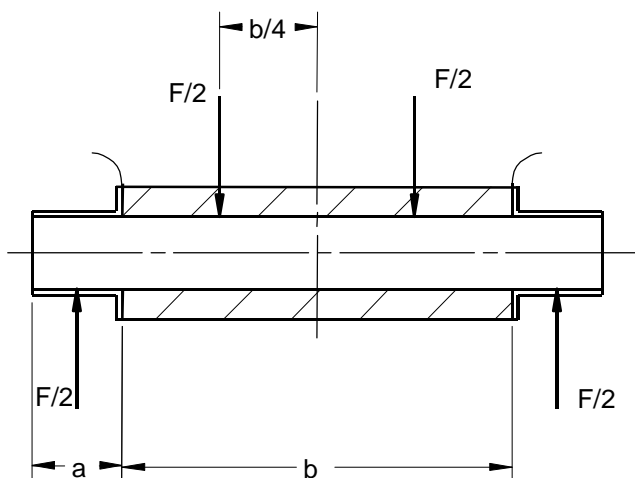


Abb. 6.3 Belastung der Klappenachse

Der Druck in der Rohrleitung, der die Belastung der Klappenachse bewirkt, wird bei geschlossener Verschlussklappe langsam aufgebracht, das heißt, es liegt eine statische Belastung vor. Um nun den Durchmesser der unteren Achse zu bestimmen, wird folgende Gleichung, die zur Berechnung der Biegespannung dient,

$$\sigma_b = \frac{M}{W} \leq \sigma_{b \text{ zul}}$$

mit: σ_b = Biegespannung
 M = Biegemoment
 W = Widerstandsmoment
 $\sigma_{b \text{ zul}}$ = zulässige Biegespannung

mit dem Widerstandsmoment gegen Biegung für eine Kreisfläche

$$W = \frac{32 \cdot d^3}{\pi}$$

und der zulässigen Biegespannung

$$\sigma_{b \text{ zul}} = \sigma_{z \text{ zul}} = \frac{R_e}{v_F}$$

mit: R_e = Streckgeräte
 v_F = Sicherheitsfaktor

nach dem Kreisdurchmesser umgestellt.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma_{b \text{ zul}}}}$$

Die Klappenachse wird aus einem 16MnCr5 Einsatzstahl gefertigt, wie er im Getriebebau für kleinere Zahnräder und Wellen verwendet wird. Dieser Einsatzstahl ist gut für dauerhafteste Teile mit zähem Kern und verschleißfester Oberfläche geeignet [23]. Die Streckgrenze für diesen Stahl beträgt $R_e = 635 \text{ N/mm}^2$ und der Sicherheitsfaktor gegen Fließen für duktile Werkstoffe $v_F = 1,2$ [23]. Damit läßt sich die zulässige Biegespannung und der erforderliche Durchmesser berechnen.

$$\sigma_{b \text{ zul}} = \frac{635 \text{ N}}{\text{mm}^2 \cdot 1,2}$$

$$\sigma_{b \text{ zul}} = 529 \text{ N/mm}^2$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 85500 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 529 \text{ N/mm}^2}}$$

$$\underline{d \geq 11,8 \text{ mm} \Rightarrow d = 12 \text{ mm}}$$

Neben der Beanspruchung auf Biegung wird die Klappenachse auch auf Scherung sowie die Lagerstellen auf Flächenpressung beansprucht. Die maximale Scherspannung im Bolzenquerschnitt ergibt sich zu:

$$\tau_{\max} = \frac{F_A}{2 \cdot A} \leq \tau_{a \text{ zul}}$$

mit: τ_{\max} = maximale Scherspannung
 A = Achsenquerschnitt
 $\tau_{a \text{ zul}}$ = zulässige Scherspannung

Mit der zulässigen Scherspannung $\tau_{a \text{ zul}}$ bei ruhender Belastung und einer Mindestzugfestigkeit von $R_m = 880 \text{ N/mm}^2$ kann eine Überprüfung des Durchmessers erfolgen [23]:

$$\tau_{a \text{ zul}} = 0,2 \cdot R_m$$

$$\tau_{a \text{ zul}} = 0,2 \cdot 880 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{a \text{ zul}} = 176 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{7200 \text{ N} \cdot 4}{2 \cdot (12 \text{ mm})^2 \cdot \pi} \leq \tau_{a \text{ zul}}$$

$$\tau_{\max} = 31,8 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{a \text{ zul}} = 176 \text{ N/mm}^2$$

Die mittlere Flächenpressung wird mit der gedachten gedrückten Fläche als ebene Projektion der Bohrung errechnet. Für die Lagerstellen ergibt sich mit der Lagerlänge $a = 15 \text{ mm}$ und der zulässigen Flächenpressung des Gleitlagers $p_{a \text{ zul}} = 60 \text{ N/mm}^2$ für Gleitlager mit Stahlstützkörper und Zinnbronze-Sinterschicht [23]:

$$p_a = \frac{F_A}{2 \cdot a \cdot d} \leq p_{a \text{ zul}}$$

mit: p_a = Flächenpressung
 a = Breite des Lagers
 d = Innendurchmesser des Lagers
 $p_{a \text{ zul}}$ = zulässige Flächenpressung

$$p_a = \frac{7200 \text{ N}}{2 \cdot 15 \text{ mm} \cdot 12 \text{ mm}} \leq p_{a \text{ zul}}$$

$$p_a = 20,0 \text{ N/mm}^2 \leq p_{a \text{ zul}} = 60 \text{ N/mm}^2$$

Sowohl die auftretende Scherspannung als auch die Flächenpressung befinden sich demnach in einem zulässigen Bereich.

6.2.3 Verschlussklappe

Die Verschlussklappe wird aus einer Aluminiumlegierung gefertigt, da diese bei entsprechender Festigkeit eine niedrige Dichte aufweist. Ein geringes Gewicht der Klappe ist anzustreben, um das Massenträgheitsmoment der Verschlussklappe gering zu halten und so ein schnelles Öffnen zu ermöglichen. Der obere Bereich, in dem der Befestigungshebel die Klappe in ihrer Position hält, wird besonders beansprucht und muß deshalb hart und verschleißfest ausgeführt werden. Zu diesem Zweck wird die Klappenoberfläche in diesem Bereich hartcoatiert. Unter Hartcoatieren versteht man eine Oberflächenbeschichtung, die mittels Oxidation in einem Säureelektrolyt eine harte verschleißfeste Aluminiumoxidschicht bildet. Als Werkstoff kommt eine AlZnMgCu 0,5 F47 Aluminiumknetlegierung in Frage, die als entsprechend großes Halbzeug erhältlich und für eine solche Oberflächenbehandlung geeignet ist.

Entsprechend der Flächenpressung der Lager sollte auch die Nabe der Klappe auf Flächenpressung untersucht werden.

$$p_i = \frac{F_A}{d \cdot b} \leq p_{i\text{zul}}$$

mit: p_i = Flächenpressung
 b = Breite der Nabenlagerung
 $p_{i\text{zul}}$ = zulässige Flächenpressung

Mit $p_{i\text{zul}}$, der zulässigen Flächenpressung bei ruhender Belastung und einer Mindestzugfestigkeit von $R_m = 470 \text{ N/mm}^2$ für die ausgewählte Aluminiumlegierung ergibt sich [24]:

$$p_{i\text{zul}} = 0,35 \cdot R_m$$

$$p_{i\text{zul}} = 0,35 \cdot 470 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{p_{i\text{zul}} = 164,5 \text{ N/mm}^2}$$

Die Nabenlänge der Klappe beträgt $b = 65 \text{ mm}$, damit ergibt sich die mittlere Flächenpressung zu:

$$p_i = \frac{7200 \text{ N}}{12 \text{ mm} \cdot 65 \text{ mm}} \leq 164,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{p_i = 9,2 \text{ N/mm}^2 \leq 164,5 \text{ N/mm}^2}$$

Die Nabe der Verschlussklappe wird entsprechend dem Auge eines Gelenkes beansprucht. Liegt eine hohe Zugbeanspruchung des Wangenquerschnitts vor, so muß dessen Festigkeit überprüft werden.

Der Nabendurchmesser wird erfahrungsgemäß etwa 2 bis 2,5 mal größer als der Wellendurchmesser gewählt [23]. Für die vorliegende Verschlussklappe ergibt sich

so ein Nabendurchmesser von 24 mm. Wie die Überprüfung der Festigkeit des Wangenquerschnitts zeigt, ist ein Durchmesser von 22 mm durchaus ausreichend, da die Nabenbreite vergleichsweise groß ist. Die Spannung kann mit nachfolgender Gleichung berechnet werden:

$$\sigma = \frac{c_B \cdot F_A}{2c \cdot b} \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{d}{c} + 1 \right) \right] \leq \sigma_{zul}$$

mit: σ = Spannung
 c_B = Betriebsfaktor
 c = Wangenbreite
 b = Nabenbreite
 d = Innendurchmesser der Nabe
 σ_{zul} = zulässige Spannung

Abbildung 6.4 zeigt die Seitenansicht der Verschußklappe, in der die Wangenbreite c eingezeichnet ist. Der Betriebsfaktor c_B dient der Berücksichtigung stoßartiger Belastungen. Für eine statisch aufgebrachte Last ist er ohne Bedeutung. In diesem Fall beträgt der Betriebsfaktor $c_B = 1$.

Die zulässige Spannung wird mit

$$\sigma_{zul} = 0,5 \cdot R_m$$

ermittelt.

$$\sigma_{zul} = 0,5 \cdot 470 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{\sigma_{zul} = 235 \text{ N/mm}^2}$$

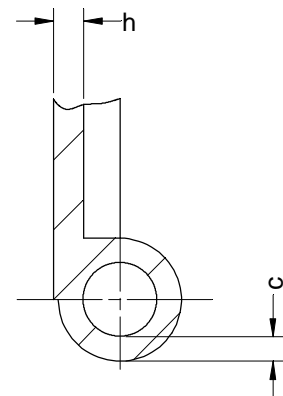


Abb. 6.4 Seitenansicht der Verschußklappe (Ausschnitt)

$$\sigma = \frac{1 \cdot 7200 \text{ N}}{2 \cdot 5 \text{ mm} \cdot 65 \text{ mm}} \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{12 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} + 1 \right) \right] \leq 235 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{\sigma = 67,6 \text{ N/mm}^2 \leq 235 \text{ N/mm}^2}$$

Neben der Nabe muß auch der Verschußsteller der Klappe ausgelegt werden. Die maximalen Spannungen einer gleichmäßig belasteten Platte mit gelenkig gelagertem Rand können wie folgt berechnet werden [20]:

$$\sigma_r = \sigma_t = 1,24 \cdot p \cdot \frac{R^2}{h^2} \leq \sigma_{zul}$$

mit: $\sigma_r = \sigma_t$ = radial bzw. tangential
 auftretende Spannung
 p = Druckbelastung $p = 30$ bar
 R = Radius der Platte bis zur
 Lagerstelle $R = 39$ mm
 h = Dicke der Platte

Nach Auflösen dieser Gleichung nach der Plattendicke h und Einsetzen der zulässigen Spannung ergibt sich eine Dicke h von:

$$h \geq \sqrt{\frac{1,24 \cdot p \cdot R^2}{\sigma_{zul}}}$$

$$h \geq \sqrt{\frac{1,24 \cdot 30 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot (0,039 \text{ m})^2 \cdot \text{mm}^2}{\text{m}^2 \cdot 235 \text{ N}}}$$

$$\underline{h \geq 4,9 \text{ mm} \Rightarrow h = 5 \text{ mm}}$$

Um einer zu großen Durchbiegung entgegenzuwirken, wird die Klappe noch zusätzlich mit Versteifungsrippen versehen.

Zwischen Verschlussklappe und Achse muß eine Verbindung bestehen, damit nach durchgeführter Prüfung das Ventil wieder verschlossen werden kann. Diese Verbindung muß lediglich gewährleisten, daß die Kraft, die zum Verschließen der Klappe nötig ist, übertragen werden kann. Bedingt durch den Bauraum ist eine einfache Querstiftverbindung nicht möglich, da bei einer Demontage der Stift nach unten ausgeschlagen werden müßte. Als Verbindungselemente werden deshalb zwei Schaftschrauben nach DIN 427 eingesetzt, die zum Lösen der Verbindung einfach ausgeschraubt werden.

6.2.4 Arretier- und Öffnungsvorrichtung der Verschußklappe

Um die Verschußklappe während des Druckaufbaus in ihrer Position zu halten, sind verschiedene Konstruktionsvarianten denkbar. Entscheidend bei der Wahl der Arretiervorrichtung ist allerdings, daß das verschließende Element, sobald der Öffnungsmechanismus ausgelöst wird, den Weg für die Klappe schnell freigibt und sie nicht weiter in ihrer Bewegung einschränkt. Des weiteren muß berücksichtigt werden, daß der Öffnungsmechanismus pneumatisch betätigt werden kann und die Kraft zum Auslösen möglichst klein gehalten wird.

Eine geeignete Variante stellt das in Abbildung 6.5 gezeigte Kniehebel-Prinzip dar.

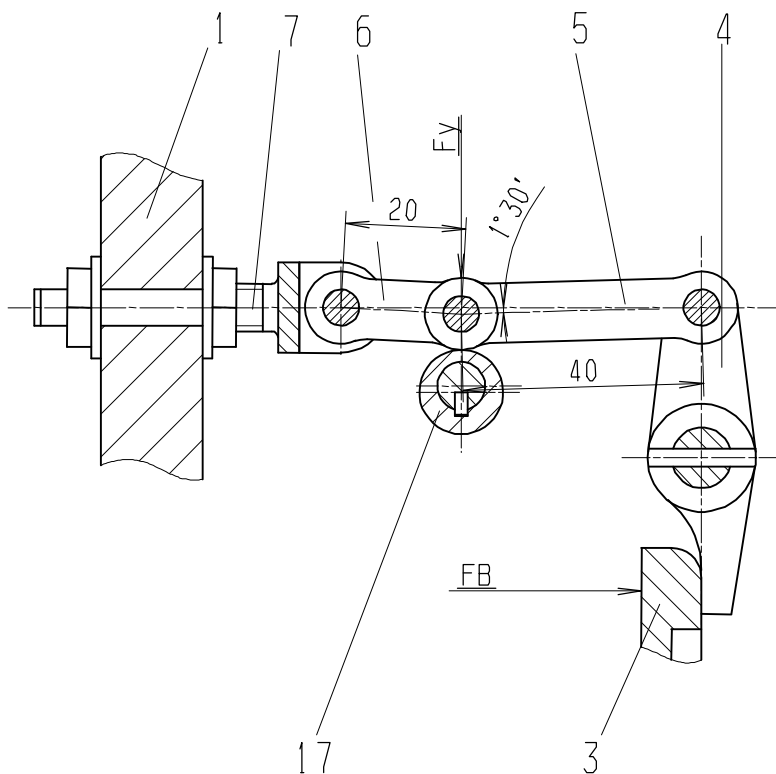


Abb. 6.5 Arretier- und Öffnungsvorrichtung der Verschußklappe

Die Dimensionierung der Bauteile und des Antriebs dieses Öffnungsmechanismus setzt die Kenntnis der Kräfteverteilung in der Hebelverbindung voraus.

6.2.4.1 Kräftebestimmung

Auf den Befestigungshebel wirkt in Höhe der Dichtung im geschlossenen und belasteten Zustand die zuvor errechnete Zwischenreaktionskraft $F_B = 7 \text{ kN}$. Bei statischer Betrachtung ergibt sich folgende Kräfteverteilung für die Hebelverbindung:

a) Befestigungshebel:

Die ermittelte Kraft F_B wird als Einzellast, die in Höhe der Dichtungsmittellinie wirkt, betrachtet. Mit den statischen Gleichgewichtsbedingungen lassen sich die

Kräfte F_x und F_D , die an den in Abbildung 6.6 skizzierten Punkten wirken, errechnen.

$$\sum M_D = 0 = F_B \cdot L_B - F_x \cdot L_D$$

$$F_x = \frac{F_B \cdot L_B}{L_D}$$

Mit den entsprechenden Abständen $L_B = 20 \text{ mm}$ und $L_D = 25 \text{ mm}$ ergeben sich folgende Kräfte:

$$F_x = \frac{7,2 \text{ kN} \cdot 20 \text{ mm}}{25 \text{ mm}}$$

$$\underline{F_x = 5,8 \text{ kN}}$$

$$\sum F = 0 = F_B + F_x - F_D$$

$$F_D = F_B + F_x$$

$$F_D = 7,2 \text{ kN} + 5,8 \text{ kN}$$

$$\underline{F_D = 13,0 \text{ kN}}$$

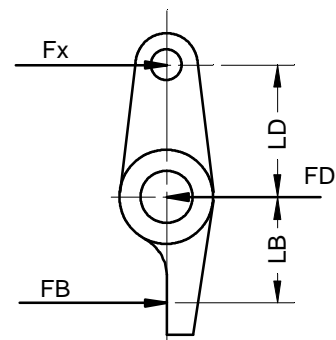


Abb. 6.6 Kräfteverteilung am Befestigungshebel

b) Koppel, Hebel:

Die Koppel wird im geschlossenen Zustand um etwa 1 mm über den Totpunkt nach unten ausgelenkt, um sicherzustellen, daß sich das Ventil nicht unbeabsichtigt öffnen kann. Mit einer Länge der Koppel von $L_K = 40 \text{ mm}$ und der senkrechten Auslenkung $L_y = 1 \text{ mm}$ ergibt sich ein Winkel α von (Vergleiche hierzu auch Abb. 6.5):

$$\sin \alpha = \frac{L_y}{L_K}$$

$$\sin \alpha = \frac{1 \text{ mm}}{40 \text{ mm}}$$

$$\underline{\alpha \approx 1,5^\circ}$$

Analog stellt sich für die Hebellänge von $L_H = 20 \text{ mm}$ der Winkel β ein.

$$\sin\beta = \frac{L_y}{L_H}$$

$$\sin\beta = \frac{1\text{mm}}{20\text{mm}}$$

$$\underline{\beta \approx 3^\circ}$$

Aus den errechneten Winkeln und mit Hilfe des in Abbildung 6.7 skizzierten Kräftecks können die einzelnen Kraftkomponenten ermittelt werden:

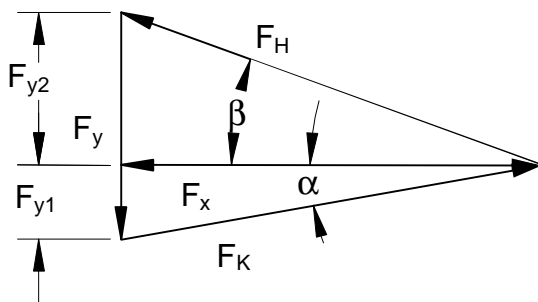


Abb. 6.7 Kräfteck des Hebelgetriebes

Die waagerechte Kraftkomponente F_x beträgt, wie bereits errechnet, $F_x = 5,8 \text{ kN}$. Die Kräfte, die sich längs der Koppel- und der Hebelachse einstellen, in Abbildung 6.7 mit F_K und F_H bezeichnet, betragen aufgrund der kleinen Winkel α und β etwa $5,8 \text{ kN}$. Die senkrecht auf den Exzenter wirkende Kraft F_y beträgt:

Kraftkomponente der Koppel:

$$F_{y1} = \tan\alpha \cdot F_x$$

$$F_{y1} = \tan 1,5^\circ \cdot 5,8 \text{ kN}$$

$$\underline{F_{y1} = 152 \text{ N}}$$

Kraftkomponente des Hebels:

$$F_{y2} = \tan\beta \cdot F_x$$

$$F_{y2} = \tan 3^\circ \cdot 5,8 \text{ kN}$$

$$\underline{F_{y2} = 304 \text{ N}}$$

Die Addition der beiden Teilkräften F_{y1} und F_{y2} ergibt die resultierende Belastung der Exzenterwelle. Sie beträgt:

$$\underline{F_y = F_{y1} + F_{y2} = 0,5 \text{ kN}}$$

c) Exzenter

Der Öffnungsmechanismus wird über den auf der Antriebswelle sitzenden Exzenter ausgelöst. Zum Öffnen muß er das überdrückte Gelenk um mindestens 1 mm nach oben drücken und dabei die Kraft F_y überwinden. Um das benötigte Drehmoment zu ermitteln, werden die Kräfteverhältnisse am Exzenter etwas vereinfacht. Es wird angenommen, daß der Betrag der senkrechten Kraftkomponente, der von der Auslenkung der Koppel abhängt, während des Öffnens konstant bleibt.

Die Mittellinie des Exzenters ist 1 mm vom Drehpunkt der Welle entfernt, d.h. bei einer Drehung von 180° kann der Exzenter einen Hub von 2 mm übertragen. Bei einer Abwicklung des halben Exzenterumfangs, auf dem senkrecht der maximale Hub von 2 mm abgetragen wird, ergibt sich vereinfacht die in Abbildung 6.8 dargestellte Geometrie:

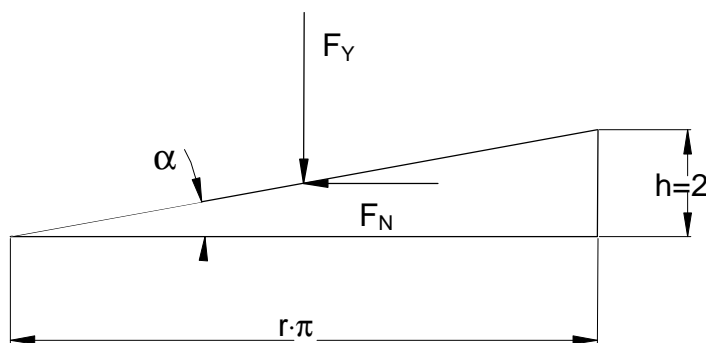


Abb. 6.8 Kräfteverteilung am Exzenter

Mit dieser Geometrie läßt sich die Kraftverteilung am Exzenter entsprechend der einer schiefen Ebene darstellen. Die vom Exzenter übertragene Kraft wird mit F_N bezeichnet. Der Winkel α beträgt dann:

$$\tan \alpha = \frac{h}{r \cdot \pi}$$

$$\tan \alpha = \frac{2 \text{ mm}}{6 \text{ mm} \cdot \pi}$$

$$\underline{\alpha = 6,0^\circ}$$

Unter Berücksichtigung der Reibung mit einer Reibzahl von $\mu_0 = 0,15$ (Werkstoffpaarung Stahl/Stahl) ergibt sich mit [25]:

$$\tan \rho_0 = \mu_0$$

mit: ρ_0 = Reibungswinkel

$$\tan \rho_0 = 0,15$$

$$\underline{\rho_0 = 8,5^\circ}$$

das in Abbildung 6.9 gezeigte Kräftedreieck:

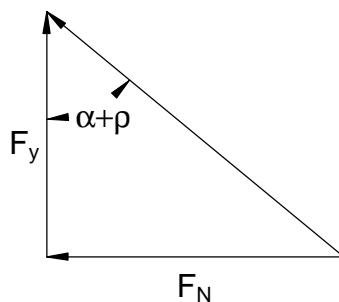


Abb. 6.9 Exzenterkraft infolge Reibung

Anhand dieses Kräftedreiecks lässt sich die vom Exzenter zu übertragende Kraft F_N ausrechnen.

$$\tan(\rho_0 + \alpha) = \frac{F_N}{F_y}$$

$$F_N = \tan(\rho_0 + \alpha) \cdot F_y$$

$$F_N = \tan(8,5^\circ + 6,0^\circ) \cdot 500 \text{ N}$$

$$\underline{F_N = 130 \text{ N}}$$

6.2.4.2 Hebelbolzen

Mit den errechneten Kräften können nun die geometrischen Abmessungen der Bauteile bestimmt werden. Der Durchmesser des Hebelbolzens lässt sich analog zu dem der Klappenachse bestimmen. Zunächst wird wieder das maximale Biegemoment bestimmt. Bei dieser Bolzenverbindung sitzt der Bolzen allerdings mit einer Preßpassung im Befestigungshebel. Das maximale Biegemoment wird dann wie folgt berechnet [23]:

$$M_{b\max} = \frac{F_D \cdot t_L}{4}$$

mit: t_L = Breite des Lagers
 $t_L = 12 \text{ mm}$

$$M_{b \max} = \frac{13,0 \text{ kN} \cdot 12 \text{ mm}}{4}$$

$$\underline{M_{b \max} = 39,0 \text{ Nm}}$$

Der Hebelbolzen wird ebenfalls aus 16MnCr5 gefertigt. Die zulässige Spannung beträgt also $\sigma_{b \text{ zul}} = 529 \text{ N/mm}^2$.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma_{b \text{ zul}}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 39000 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 529 \text{ N/mm}^2}}$$

$$\underline{d \geq 9,1 \text{ mm} \Rightarrow d = 10 \text{ mm}}$$

Für die Scherspannung ergibt sich wie bei der Klappenachse:

$$\tau_{\max} = \frac{F_D}{2 \cdot A} \leq \tau_{a \text{ zul}}$$

$$\tau_{\max} = \frac{13000 \text{ N} \cdot 4}{2 \cdot (10 \text{ mm})^2 \cdot \pi} \leq \tau_{a \text{ zul}}$$

$$\underline{\tau_{\max} = 82,8 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{a \text{ zul}} = 176 \text{ N/mm}^2}$$

Die Überprüfung der Flächenpressung für das Gleitlager ergibt:

$$p_a = \frac{F_D}{2 \cdot a \cdot d} \leq p_{a \text{ zul}}$$

$$p_a = \frac{13000 \text{ N}}{2 \cdot 12 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}} \leq p_{a \text{ zul}}$$

$$\underline{p_a = 54,2 \text{ N/mm}^2 \leq p_{a \text{ zul}} = 60 \text{ N/mm}^2}$$

Das Gleitlager und der Bolzendurchmesser sind demzufolge ausreichend dimensioniert.

6.2.4.3 Durchmesserbestimmung des Bolzens

Die Durchmesserbestimmung des Bolzens erfolgt nach den gleichen Grundlagen wie die der Klappenachse, da auch der Bolzen sowohl im Hebel als auch in der Gabel der Koppel mit einer Spielpassung sitzt. Das maximale Biegemoment beträgt dann:

$$M_{b\max} = \frac{F_x}{2} \cdot \left(\frac{t_H}{4} + \frac{t_G}{2} \right)$$

mit: t_G = Breite eines Gabelschenkels
 $t_G = 3,5 \text{ mm}$
 t_H = Breite des Hebels $t_H = 7 \text{ mm}$

$$M_{b\max} = \frac{5,8 \text{ kN}}{2} \cdot \left(\frac{7 \text{ mm}}{4} + \frac{3,5 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$\underline{M_{b\max} = 10,2 \text{ Nm}}$$

Das Hebelgetriebe des Öffnungsmechanismus soll so klein wie möglich ausgeführt werden. Zum einen kann so die Beweglichkeit gewährleistet werden und zum anderen wird so der Bauraum minimiert. Um möglichst kleine Abmessungen realisieren zu können, wird für das Hebelgetriebe auf hochwertige Werkstoffe zurückgegriffen.

Der Bolzen wird aus 115CrV3, einem niedriglegierten Werkzeugstahl hergestellt. Bedingt durch die Beanspruchung der Werkzeugstähle zählt die Härte zu ihren wesentlichsten Eigenschaften. Aus diesem Grund sind in der Literatur nur Angaben zur Härte zu finden. Anhand einer Umwertetabelle nach DIN 50150 lässt sich aber ein Näherungswert für die Zugfestigkeit angeben. Bei einer Härte von 57,8 HRC liegt die Zugfestigkeit bei $R_m = 2180 \text{ N/mm}^2$. Die zulässige Spannung lässt sich dann wie folgt ermitteln [25]:

$$\sigma_{b\text{zul}} = 0,3 \cdot R_m$$

$$\sigma_{b\text{zul}} = 0,3 \cdot 2180 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{\sigma_{b\text{zul}} = 654 \text{ N/mm}^2}$$

Der Bolzendurchmesser lässt sich dann folgendermaßen berechnen:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma_{b\text{zul}}}}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10200 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 654 \text{ N/mm}^2}}$$

$$\underline{d \geq 5,4 \text{ mm} \Rightarrow d = 6 \text{ mm}}$$

Eine Nachprüfung der Scherspannung zeigt:

$$\tau_{\max} = \frac{F_x}{2 \cdot A} \leq \tau_{\text{azul}}$$

mit: $\tau_{\text{azul}} = 0,2 \cdot R_m$ bei ruhender Belastung

$$\tau_{\text{azul}} = 0,2 \cdot 2180 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\text{azul}} = 436 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\max} = \frac{5800 \text{ N} \cdot 4}{2 \cdot (6 \text{ mm})^2 \cdot \pi} \leq \tau_{\text{azul}}$$

$$\tau_{\max} = 102,6 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{\text{azul}} = 436 \text{ N/mm}^2$$

6.2.4.4 Befestigungshebel, Koppel und Hebel

Als Werkstoff für den Befestigungshebel kommt ein 42CrMo4 Vergütungsstahl zum Einsatz, wie er bei höher beanspruchten Teilen, z.B. Zahnrädern und Wellen verwendet wird. Die Überprüfung der Flächenpressung im Bereich der Hebelbolzenaufnahme ergibt:

$$p_i = \frac{F_D}{b \cdot d} \leq p_{\text{izul}}$$

mit: $p_{\text{izul}} = 0,35 \cdot R_m$ bei ruhender Belastung

Die Mindestzugfestigkeit für diesen Vergütungsstahl beträgt $R_m = 1100 \text{ N/mm}^2$.

$$p_{\text{izul}} = 0,35 \cdot 1100 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{\text{izul}} = 385 \text{ N/mm}^2$$

Die Nabenlänge des Befestigungshebels beträgt in diesem Bereich $b = 27 \text{ mm}$.

$$p_i = \frac{13000 \text{ N}}{27 \text{ mm} \cdot 10 \text{ mm}} \leq p_{\text{izul}}$$

$$p_i = 48,2 \text{ N/mm}^2 \leq p_{\text{izul}} = 385 \text{ N/mm}^2$$

Die nachfolgende Festigkeitsnachprüfung der Bolzenaufnahme des Befestigungshebels gilt auch für die Koppel, den Hebel und das Hebellager, da sie ebenfalls aus 42CrMo4 gefertigt werden und die Abmessungen im Bereich der Bohrung gleich sind.

Bei geschlossener Klappe unterliegen die Hebel des Öffnungsmechanismus einer Druckbeanspruchung. Eine Überprüfung der auftretenden Flächenpressung ist also notwendig. Die Flächenpressung für die mittleren Teile der Gelenkverbindungen beträgt:

$$p_i = \frac{F_x}{b \cdot d} \leq p_{izul}$$

mit: $p_{izul} = 385 \text{ N/mm}^2$

Die Breite der Hebel beträgt jeweils $b = 7 \text{ mm}$.

$$p_i = \frac{5800 \text{ N}}{7 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm}} \leq p_{izul}$$

$$\underline{p_i = 138 \text{ N/mm}^2 \leq p_{izul} = 385 \text{ N/mm}^2}$$

Für die Gabel der Koppel und des Hebellagers mit einer Breite von $a = 3,5 \text{ mm}$ je Gabelschenkel beträgt die Flächenpressung:

$$p_i = \frac{F_x}{2 \cdot a \cdot d} \leq p_{izul}$$

$$p_i = \frac{5800 \text{ N}}{2 \cdot 3,5 \text{ mm} \cdot 6 \text{ mm}} \leq p_{izul}$$

$$\underline{p_i = 138 \text{ N/mm}^2 \leq p_{izul} = 385 \text{ N/mm}^2}$$

6.2.4.5 Hebellager

Das Hebellager ist am hinteren Ende mit einem Gewindezapfen versehen, der über eine Mutter und eine Scheibe die entstehende Kraft an das Gehäuse weiterleitet. Hinsichtlich seiner Festigkeit entspricht der Gewindezapfen einer Schraube der Festigkeitsklasse 8.8. Mittels einer Tabelle zur Vorauswahl von Schrauben und der vom Hebel übertragenen Kraft läßt sich der notwendige Nenndurchmesser des Gewindezapfens festlegen [23]. Für eine statisch axial angreifende Kraft von bis zu 10 kN beträgt der Nenndurchmesser einer Schraube der Festigkeitsklasse 8.8 $d = 8 \text{ mm}$. Dieser Gewindezapfen ist für die in Kapitel 6.3.3 beschriebenen Einstellarbeiten nötig und wird deshalb als Feingewinde ausgeführt. Der Zapfen wird mit einem M8 x 1 Feingewinde nach DIN 13 versehen.

6.2.4.6 Exzenter und Antriebswelle

Die Antriebswelle hat neben ihrer eigentlichen Funktion, das Öffnen des Ventils auszulösen, auch die Aufgabe das Gelenk in vertikaler Richtung abzustützen, da dieses keine senkrechten Kräfte aufnehmen kann. Das hat zur Folge, daß die Welle sowohl auf Biegung als auch auf Torsion beansprucht wird. Um den Durchmesser der Antriebswelle bestimmen zu können, wird aus dem Biegemoment und dem Torsionsmoment ein Vergleichsmoment gebildet. Dieses Vergleichsmoment stellt ein Biegemoment dar, daß die gleiche Wirkung hat wie die gleichzeitige Wirkung des tatsächlichen Biege- und Torsionsmoments.

Anhand der bereits errechneten Kraft F_N , die nötig ist, um das Ventil zu öffnen und des Abstandes vom Kraftangriffspunkt bis zur Mitte der Antriebswelle, kann das benötigte Drehmoment M_d berechnet werden.

$$M_d = T = F_N \cdot r$$

$$M_d = T = 130\text{N} \cdot 8\text{mm}$$

$$\underline{M_d = T = 1,0\text{Nm}}$$

Das auftretende Biegemoment läßt sich aus der Kraft F_y und den Lagerabständen ermitteln:

$$M_b = F_y \cdot l$$

$$M_b = 500\text{N} \cdot 17\text{mm}$$

$$\underline{M_b = 8,5\text{Nm}}$$

Das Vergleichsmoment wird dann wie folgt bestimmt [23]:

$$M_v = \sqrt{M_b^2 + 0,75 \cdot (\alpha_0 \cdot T)^2}$$

mit: $\alpha_0 = 0,7$, dem Anstrengungsverhältnis, wenn die Torsion ruhend oder schwellend und die Biegung wechselnd auftritt.

$$M_v = \sqrt{(8,5\text{Nm})^2 + 0,75 \cdot (0,7 \cdot 1,0\text{Nm})^2}$$

$$\underline{M_v = 8,5\text{Nm}}$$

Als Werkstoff ist ein Ck 45 Vergütungsstahl ausreichend, wie er bei gering beanspruchten Bauteilen eingesetzt wird. Die Streckgrenze dieses Vergütungsstahls beträgt $R_e = 480 \text{ N/mm}^2$.

Der Wellendurchmesser wird dann wieder aus

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M}{\pi \cdot \sigma_{b \text{ zul}}}}$$

mit: $\sigma_{b \text{ zul}} = \sigma_{z \text{ zul}} = \frac{R_e}{v_F}$

$$\sigma_{z \text{ zul}} = \frac{480 \text{ N}}{\text{mm}^2 \cdot 1,2}$$

$$\underline{\sigma_{z \text{ zul}} = 400 \text{ N/mm}^2}$$

bestimmt.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 8500 \text{ Nmm}}{\pi \cdot 400 \text{ N/mm}^2}}$$

$$\underline{d \geq 6,0 \text{ mm} \Rightarrow d = 8 \text{ mm}}$$

Die Belastung der Antriebswelle ist vergleichsweise gering, und obwohl ein Durchmesser von 6 mm ausreicht, wird hier ein Wellendurchmesser von 8 mm gewählt. Durch den Einsatz einer Scheibenfeder nach DIN 6888, die zum Übertragen des Drehmoments zwischen Antriebswelle und Exzenter nötig ist, wird der Querschnitt der Welle geschwächt.

Der vorgesehene Schwenkantrieb, der das Drehmoment einleitet, ist mit einer Abtriebswelle, Durchmesser 8 mm, und mit einer Paßfeder versehen. Um eine Verbindung von Antrieb und Welle zu ermöglichen, erhält die Antriebswelle an der Verbindungsseite einen Absatz und eine Längsbohrung mit Paßfedernut. (Siehe hierzu Schnitt C-C der Konstruktionszeichnung im Anhang.) Der Nabendurchmesser kann überschlägig wie folgt ermittelt werden [23]:

$$D = (1,6 \dots 1,8) \cdot d$$

$$D = (1,6 \dots 1,8) \cdot 8 \text{ mm}$$

$$D = 12,8 \dots 14,4 \text{ mm} \Rightarrow D = 14 \text{ mm}$$

Die Paßfeder Verbindung muß im vorliegenden Fall nicht überprüft werden, da die Paßfeder- und Nabenabmessungen dem Wellendurchmesser entsprechend ausgewählt wurden.

6.2.5 Gehäuse

Das mit Abstand aufwendigste Bauteil des Ventils stellt das Gehäuse dar. Es muß mehreren gegensätzlich erscheinenden Anforderungen genügen. Zum einen soll das Volumen im Inneren des Ventils gering gehalten werden, um zu hohen Druckverlusten entgegenzuwirken und zum anderen muß ausreichend Raum für die Fertigung und die Montage vorhanden sein. Es hat die Aufgabe, den Innenraum nach außen abzudichten, die sich darin befindlichen Bauteile aufzunehmen und sie zu lagern. Es sollte nach Möglichkeit leicht sein, aber trotzdem muß genügend Material vorhanden sein, um alle angrenzenden Elemente (z.B. Antrieb und Trichter) montieren zu können. Durch diese Anforderungen und Aufgaben resultiert eine sehr komplizierte Form. Gehäuse mit ähnlich komplizierten Formen werden häufig als Gußteil ausgeführt, um die spanende Bearbeitung besonders der Flächen, die nicht als Anlage oder Aufnahme anderer Bauteile dienen, so gering wie möglich zu halten. Bei dem Gehäuse des Berstdruckventils handelt es sich jedoch um ein Einzelstück, dessen Anfertigung als Gußteil zu kostspielig ist. Das Gehäuse wird daher aus einem entsprechend großen Halbzeug spanend gefertigt, d.h. auch die Flächen, die keinen besonderen Anspruch an die Oberflächenbeschaffenheit stellen, müssen bearbeitet werden. Aus diesem Grund wird eine einfache Außenkontur angestrebt, auch wenn dies zu unnötigen Materialanhäufungen führt, die das Gewicht erhöhen.

Als Werkstoff bietet sich wegen des günstigen Verhältnis von Festigkeit zu Dichte eine Aluminiumknetlegierung an. Bei der Auswahl der Aluminiumlegierung für das Gehäuse steht die gute Zerspanbarkeit im Vordergrund. Als geeignet erscheint die Legierung mit dem Kurzzeichen AlMgSiPb F28, die durch den Bleizusatz die höchste Zerspanungsleistung erreicht [26].

6.2.6 Antrieb

Der Antrieb der Welle erfolgt über einen pneumatischen Schwenkantrieb der Firma Festo. Er verfügt über ein maximales Drehmoment von 1 Nm und besitzt stufenlos einstellbare Anschläge. Der wesentliche Vorteil dieses pneumatischen Antriebes besteht in seiner kompakten Bauweise. Er wird direkt an das Gehäuse angeflanscht und hat einen entsprechend kleinen Lochkreisdurchmesser, so daß das Gehäuse nicht unnötig vergrößert werden muß. (Vergleiche Konstruktionszeichnung Schnitt C-C im Anhang.) Aufgrund der im Schwenkantrieb integrierten einstellbaren Anschläge kann auf ein zusätzliches Positionierelement im Ventil verzichtet werden. Der Antrieb wird elektropneumatisch gesteuert und mit einer elektronischen Endlagenabfrage versehen.

6.2.7 Verschuß- und Arretiervorrichtung

Nach der Betätigung des Berstdruckventils hat die Verschußklappe die in Abbildung 6.1 (oder auch Konstruktion Schnitt B-B) strichzweipunktirt dargestellte, waagerechte Lage eingenommen. Um das Ventil wieder zu verschließen, muß sie in ihre ursprüngliche Position gebracht und mit dem Befestigungshebel arretiert werden. Dieser Schließvorgang erfolgt manuell mit der in Abbildung 6.10 dargestellten Vorrichtung.

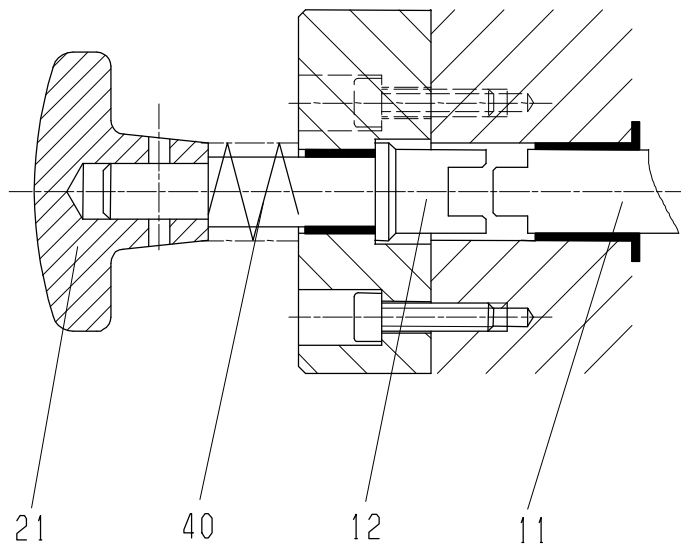


Abb. 6.10 Verschuß- und Arretiervorrichtung

Der Drehbolzen (Pos.12) ist mit einem Handgriff (Pos.21) versehen, der über eine Druckfeder (Pos.40) in seiner Ausgangslage gehalten wird. In dieser Lage bildet sich ein Spalt zwischen der Klappenachse und dem Drehbolzen, so daß sich der Drehbolzen nicht mitbewegt, wenn die Verschußklappe nach unten schwenkt. Das dem Drehbolzen zugewandte Ende der Achse wird mit zwei zueinander parallelen Flächen versehen, während das Ende des Bolzens mit dem entsprechenden Gegenstück ausgestattet ist. Wird die Verschußvorrichtung mit dem Handgriff gegen die Klappenachse gedrückt, entsteht eine formschlüssige Verbindung, die das Schließen der Verschußklappe ermöglicht.

Der Befestigungshebel ist mit dem gleichen Mechanismus ausgestattet, da zum Verschließen eine bestimmte Reihenfolge eingehalten werden muß und die exakte Lage des Hebels nicht feststeht. Zunächst muß die Klappe hochgeschwenkt werden, die dann mit dem Befestigungshebel angedrückt wird. Zuletzt muß das Gelenk mit dem Taster überdrückt werden, um die Klappe zu blockieren.

Die Art des Verschließens erscheint auf den ersten Blick umständlich, bietet aber die folgenden ausschlaggebenden Vorteile: Diese Verschußvorrichtung kann aus wenigen Einzelbauteilen hergestellt werden und nimmt wenig Bauraum in Anspruch. Des weiteren befinden sich außerhalb des Ventils keine beweglichen Bauteile, was aus Sicherheitsgründen angestrebt wird.

Die manuelle Schließvorrichtung erscheint hier sinnvoll, da an die Verschußzeit des Ventils keine besonderen Anforderungen gestellt werden. Das Wiederverschließen des Ventils erfolgt erst nach Abschluß der Prüfung, d.h. der Überdruck im Behälter und im Ventil ist vollständig abgebaut. Eine Regulierung der Strömungsgeschwindigkeit bzw. des ausströmenden Massenstroms wurde nicht gefordert und ist nur über die Befüllung des Druckbehälters zu realisieren.

6.2.8 Stoßdämpfungselement

Nach dem Auslösen des Öffnungsmechanismus wird die Verschlussklappe durch den anliegenden Druck in Bewegung versetzt und soll nach Erreichen der waagerechten Position abgebremst werden. Zu diesem Zweck wird ein Schaumstoffkissen vorgesehen, das die Klappe abfängt und ein Zurückfedern in den Strömungsquerschnitt verhindert. Das geeignete Material für dieses Dämpfungselement wird durch Versuche ermittelt.

6.3 Zusammenbau

6.3.1 Toleranzen

Außer der festigkeitsmäßigen Auslegung der druckbelasteten Bauteile ist deren Genauigkeit von besonderer Bedeutung. Um die Funktion des Berstdruckventils sicherzustellen, müssen Toleranzen eingehalten werden, die teilweise die Genauigkeit der Allgemeintoleranzen nach DIN 7168-mT überschreiten. Die Toleranzen für Längenmaße und für Form und Lage sind so gewählt, daß die einzelnen Bauteile hinreichend genau zueinander passen. Erwähnenswert sind nur die Toleranzen, die die Funktion des Ventils gewährleisten.

Als Bezugsfläche dient im Gehäuse die Anlagefläche für die Verschlussklappe. Von hier muß die genaue Position der Aufnahmebohrung für die Klappenachse, des Befestigungshebels und der Antriebswelle festgelegt werden. Die Toleranzen sind so gewählt, daß sich im ungünstigsten Fall ein Spiel von 0,1 mm zwischen dem Teller der Verschlussklappe und der Anlagefläche im Gehäuse ergibt. Die Achse der Aufnahmebohrung im Gehäuse und in der Klappe muß innerhalb eines zur jeweiligen Bezugsfläche parallelen Zylinders vom Durchmesser 0,05 mm liegen. Die Ebenheit der beiden Berührungsflächen muß 0,05 mm betragen. Um im geschlossenen Zustand die Dichtheit des Ventils gewährleisten zu können, muß auch sichergestellt sein, daß der Befestigungshebel die Klappe in ihrer Position hält. Das wird durch die in Kapitel 6.3.3 beschriebenen Einstellarbeiten erreicht.

Abgesehen von der Funktionsgewährleistung ist auf eine fertigungsgerechte Konstruktion der Bauteile und die Montierbarkeit bzw. bei eventuellen Ausfällen die Demontierbarkeit zu achten.

6.3.2 Montage

Das Berstdruckventil ist so ausgelegt, daß die Vormontage einzelner kleiner Baugruppen möglich ist, bevor sie im Gehäuse montiert werden. Bei der Montage muß eine bestimmte Reihenfolge eingehalten werden. Es empfiehlt sich, mit dem Einbau der Gleitlager im Gehäuse zu beginnen und eine Vormontage der einzelnen Baugruppen vorzunehmen.

Das Hebelgetriebe stellt eine dieser Baugruppen dar. Hebellager, Hebel, Koppel und Befestigungshebel können alle mittels Bolzen und Sicherungsringen (Pos.29) außerhalb des Ventils verbunden werden. Die Arretiervorrichtungen für die Verschlussklappe und für den Befestigungshebel werden mit den zugehörigen Deckeln (Pos.13, Pos.14) montiert. Ebenso ist mit dem Taster, den

dazugehörenden Einzelteilen (Handgriff, Scheiben, Feder und Sicherungsring) und der Haube (Pos.8) zu verfahren.

Nach dem Einsetzen des O-Rings (Pos.30) in die Trapeznut des Gehäuses kann die Verschlussklappe durch Einführen der Klappenachse montiert werden und mit den vorgesehenen Schachtschrauben (Pos.33) befestigt werden. Es bietet sich an, die Montage mit dem Einbau der Antriebswelle und dem Exzenter fortzusetzen. In die dem Antrieb zugewandte Aufnahmebohrung des Gehäuses wurde ein größeres Gleitlager eingesetzt, damit die Antriebswelle vor der Montage mit der Scheibenfeder (Pos.36) versehen werden kann. Zum Montieren des Exzenter muß die Antriebswelle durch den Exzenter in das Gehäuse gesteckt werden.

Zum Einbau des Hebelgetriebes muß das Hebellager am Gehäuse befestigt werden und der Hebelbolzen in die Aufnahmebohrung des Befestigungshebels eingeführt werden. Um eine formschlüssige Verbindung zwischen Befestigungshebel und Bolzen zu realisieren, wird bei der Montage eine Bohrung hergestellt, die zur Aufnahme eines Spannstiftes nach DIN 1481 (Pos.44) dient. Danach kann der Schwenkantrieb mit der zugehörigen Flanschbefestigung und die Deckel mit den Arretiervorrichtungen angeschraubt werden. Nach der unter 6.3.3 beschriebenen durchgeführten Justierung kann das Ventil mit den Verschlussstopfen, dem Trichter (Pos.2) und der Haube verschlossen werden.

6.3.3 Justierung des Öffnungsmechanismus

Bei der Arretier- und Öffnungsvorrichtung, wie sie unter 6.2.4 bereits beschrieben wurde, handelt es sich um ein Viergelenkgetriebe. Viergelenkgetriebe besitzen einen Getriebefreiheitsgrad von eins, d.h. durch Blockade eines Gelenkes wird das gesamte Getriebe bewegungsunfähig gemacht. Für das Berstdruckventil bedeutet dieser Umstand, daß sich der Befestigungshebel solange nicht öffnet, wie das Gelenk in überdrückter Lage durch den Exzenter abgestützt wird. Durch das Drehen des Exzenter wird das Gelenk nach oben gedrückt. Die senkrechte Kraftkomponente F_y geht dabei bis zum Erreichen des Totpunktes auf Null zurück. Sobald der Totpunkt überschritten ist, ändert sich die Wirkrichtung der Kraft. Das Getriebe wird jetzt durch die auf den Befestigungshebel wirkende Kraft F_B angetrieben und kann durch den Exzenter nicht weiter blockiert werden.

Um die gewünschte Funktion dieser Vorrichtung zu erreichen, müssen die einzelnen Getriebeglieder in einer bestimmten Position zueinander stehen. Der Befestigungshebel muß die Verschlussklappe dicht an das Gehäuse drücken, und das Gelenk muß so weit überdrückt sein, daß ein unbeabsichtigtes Öffnen unmöglich, das Moment des Schwenkantriebes zum Öffnen aber ausreichend ist. Dies wird sowohl durch das Tolerieren der Bauteile, als auch durch Justiermöglichkeiten realisiert. Der Gewindezapfen des Hebellagers ermöglicht die exakte Positionierung des Befestigungshebels. Durch Drehen der Mutter kann die Lage der Hebel beeinflusst werden und mit der zweiten Mutter in der gewünschten Position festgestellt werden. Um den Grad der Auslenkung der Hebel variieren zu können, muß die Lage des Anschlages einstellbar sein. Hierbei handelt es sich nur um das Verstellen um wenige zehntel Millimeter. Da der Exzenter in jeder Position einen anderen Abstand zu seinem Drehpunkt hat und der gewählte Schwenkantrieb stufenlos einstellbar ist, ist auch das zu realisieren.

6.4 Konstruktion

Zur Fertigung und Dokumentation des in den Abschnitten 6.1 – 6.3 dargestellten bzw. dimensionierten Berstdruckventils wurden eine Zusammenbauzeichnung sowie fertigungsgerechte Einzelteilzeichnungen angefertigt. Eine Version der Konstruktionszeichnung sowie die Stückliste der Bauteile sind im Anhang zu finden.

Die Konstruktionszeichnungen wurden auf dem CAD-System CATIA, Version 4.1.8, der Firma IBM auf einer UNIX-Workstation erstellt.

Derzeit wird das Berstdruckventil von der Firma Josef Benedens in Krefeld gefertigt.

7 Abschlußbetrachtungen

Berstdruckprüfungen an Sauganlagen für Kfz-Motoren sind von großer Bedeutung, obwohl sie am gesamten Entwicklungsprozeß einen eher geringen Anteil haben. Anhand der Berstuntersuchungen muß sichergestellt werden, daß das Saugrohr den Druckbelastungen eines Flammrückschlags unbeschadet widersteht.

Mit einem geeigneten Berstdruckprüfstand müssen die teilweise sehr unterschiedlichen Prüfbedingungen der Kfz-Hersteller und die verschiedenen Saugrohrvolumina zu prüfen sein. Hierbei spielen auch die anfallenden Kosten, insbesondere bei einer hohen Anzahl von Prüfdurchgängen, eine entscheidende Rolle. Die beschriebene dynamische Prüfvariante in Verbindung mit dem Berstdruckventil kann diese Anforderungen erfüllen.

Für die Dimensionierung des Druckbehälters und als Grundlage, mit der der benötigte Behälterdruck in Abhängigkeit des gewünschten Prüfdrucks und dem Saugrohrvolumen festgelegt werden kann, wurden rechnerische Simulationen von Berstprüfungen durchgeführt.

Anhand dieser Simulationen läßt sich darstellen, welche Faktoren einen Einfluß auf die Druckanstiegsgeschwindigkeit und den Druckbetrag im Saugrohr haben. Die Ergebnisse lassen den Schluß zu, daß mit einer Vergrößerung des Behältervolumens keine nennenswerte Erhöhung der Druckanstiegsgeschwindigkeit im Saugrohr zu erzielen ist. Im Gegensatz dazu ist der Behälterdruck einer der ausschlaggebenden Parameter.

Ebenfalls von großer Bedeutung für die Druckanstiegszeit ist der engste Strömungsquerschnitt. Wie schon aus den Berechnungsgrundlagen ersichtlich ist, stellt sich mit größerem Querschnitt ein erhöhter Massenstrom ein. Da der Ansaugkanal des Saugrohres auch immer den engsten Strömungsquerschnitt darstellt, ist diese Größe vorgegeben und nicht variabel. Bei Saugrohren, die kleine Ansaugkanaldurchmesser und große Volumina besitzen, besteht deshalb die Gefahr, daß die geforderte Druckanstiegszeit nicht erreicht werden kann. Hier empfiehlt es sich, den Druck über die Drosselklappenöffnung einzuleiten, da diese in der Regel einen größeren Querschnitt besitzen.

Eine alternative Möglichkeit, eine kurze Druckanstiegsgeschwindigkeit zu erreichen, besteht darin, den Behälter mit einem höheren Druck zu befüllen und während des Prüfvorganges, kurz vor dem Erreichen des gewünschten Prüfdrucks im Saugrohr, die Drosselklappe zu öffnen, um so einen zu hohen Prüfdruck zu vermeiden.

Eine genaue Bestimmung der Verhältnisse im Saugrohr ist mit dem derzeitigen Stand dieser Simulation allerdings nicht möglich. Aufgrund der Annahmen handelt es sich um eine idealisierte Abschätzung der Strömungsvorgänge während einer Berstprüfung. Abweichungen von Prüfergebnissen sind weniger bei den zu erzielenden Enddrücken als bei der Druckaufbaugeschwindigkeit zu erwarten. Der Vergleich der Simulation mit einem Prüfergebnis zeigt dies sehr deutlich.

Durch die Verwendung von Korrekturfaktoren kann die Simulation den tatsächlichen Prüfergebnissen angepaßt werden. Diese Korrekturfaktoren müssen experimentell ermittelt werden. Zu diesem Zweck ist die Dokumentation der exakten Versuchsbedingungen unbedingt notwendig. Außerdem sollten die Ergebnisse, unabhängig vom Prüfling, reproduzierbar sein. Mit Hilfe dieser Korrekturfaktoren können Einflüsse berücksichtigt werden, die rechnerisch nur schwer zu ermitteln bzw. bei der Auslegung nur schwer abzuschätzen sind.

Generell sind für den Aufbau eines solchen Berstdruckprüfstands folgende Punkte zu berücksichtigen:

- Die Rohrleitung zwischen Druckbehälter und Saugrohr muß so kurz wie möglich ausgeführt werden, um die Reibungseinflüsse gering zu halten.
- Das Absperrorgan sollte nahe der Behälteröffnung positioniert werden, um die Dauer der instationären Strömung zu Beginn des Ausströmvorgangs zu verkleinern.
- Um ein definiertes Druckniveau in kurzer Zeit bei unterschiedlichen Saugrohren zu erreichen, sollte nach Möglichkeit das Behältervolumen bei möglichst hohem Behälterdruck variiert werden.

Als Alternative zu den bislang als Absperrorgan in solchen Prüfständen eingesetzten Berstscheiben wurde im Rahmen dieser Arbeit ein schnellöffnendes Berstdruckventil konstruiert.

Durch das Einsetzen dieses Berstdruckventils anstelle von Berstscheiben ist mit einer längeren Druckaufbauzeit zu rechnen. Zum einen ist die zu erwartende Öffnungszeit länger als bei Berstscheiben und zum anderen entstehen am Berstdruckventil voraussichtlich höhere Druckverluste, die einen negativen Einfluß auf den überströmenden Massenstrom haben. Um dies zu kompensieren sollte der Betrieb des Berstdruckprüfstandes mit hohem Behälterdruck erfolgen. Hierbei ist jedoch die Auslegungsgrenze von 30 bar zu beachten.

Das Berstdruckventil wurde speziell für die Anforderungen des Prüfstands ausgelegt. Das schlagartige Freigeben des Strömungsquerschnitts wurde dadurch erzielt, daß der Öffnungsvorgang durch den anliegenden Druck beschleunigt wird. Die Minimierung der Betätigungskraft wird mit Hilfe eines Hebelgetriebes erreicht. Im Vergleich zur Berstscheibe ist der Betrieb des Prüfstands mit diesem Ventil mit einem geringeren finanziellen und zeitlichen Aufwand möglich.

Vor der Inbetriebnahme des Berstdruckventils muß das Verhalten der Verschußklappe untersucht werden. Durch das plötzliche Öffnen des Ventils ist mit Druckstößen zu rechnen, die ein "Flattern" der Verschußklappe verursachen können. Sind diese Druckstöße so stark, daß sie die Funktion des Ventils beeinträchtigen, sind konstruktive Gegenmaßnahmen zu ergreifen. Denkbare Lösungen dieses Problems sind das Einsetzen einer Drehfeder zwischen Verschußklappe und Gehäuse oder das Beschweren der Verschußklappe durch ein zusätzliches Gewicht.

8 Literatur

- 1 Produktinformation, Firma Pierburg, 1997
- 2 Lenz, H.P.; *Gemischbildung bei Ottomotoren*, Springer-Verlag, 1990
- 3 Gerigk, P.; *Kraftfahrzeugtechnik*, Westermann, 1997
- 4 Sanders, M., Kühnel; *Entwicklung von Saugrohren in der Praxis*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, Juli/August 1994
- 5 Schiffgens, H.J.; *Druck- und Flammausbreitung in Einlaßsystemen von Gas-Ottomotoren bei Rückzündungen*, Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, RWTH Aachen, 1991
- 6 Interne Mitteilung, Dr. Jelinek, Firma Pierburg, 1996
- 7 Baehr, H. D.; *Thermodynamik*, Springer-Verlag, 1992
- 8 Bosnjakovic, F.; *Technische Thermodynamik Teil1*, Steinkopff Verlag, 1988
- 9 Sigloch, H.; *Technische Fluidmechanik*, VDI-Verlag, 1980
- 10 Truckenbrodt, E.; *Fluidmechanik*, Band 2, Springer-Verlag, 1992
- 11 Shapiro, A.; *The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow*, The Roland Press Company, 1953
- 12 Albring, W.; *Angewandte Strömungslehre*, Akademie-Verlag, 1990
- 13 Rist, D.; *Dynamik realer Gase*, Springer-Verlag, 1996
- 14 Schmidt, E.; *Ausströmung von Gasen aus Behältern hohen Innendrucks*, Zeitung Chemie-Ing.-Technik, 37. Jahrgang 1965 Nr. 11
- 15 Kecke, H.J.; *Industrie- und Rohrleitungsarmaturen*, VDI-Verlag, 1994
- 16 Großlau, W.; *Auslegung von Sicherheitsventilen und Berstscheiben*, aus Industriearmaturen, Vulkan-Verlag, 1997
- 17 Iserloh, C.; *Umkehrberstscheibentechnologie*, aus Industriearmaturen, Vulkan-Verlag, 1997
- 18 Verband der Technischen Überwachungs-Vereine e.V., Essen, *AD-Merkblätter*, Heymanns-Verlag, Beuth Verlag
- 19 *Pneumatik Antrieb*, Broschüre der Keystone GmbH
- 20 Dubbel; *Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer-Verlag, 1990

- 21 Produktinformation der Firma Fike Deutschland, 1998
- 22 Decker, K. H.; *Maschinenelemente*, Hanser-Verlag, 1990
- 23 Matek, W.; *Maschinenelemente*, Vieweg-Verlag, 1992
- 24 DIN Taschenbuch 27; *Nichteisenmetalle*, Beuth-Verlag, 1977
- 25 Dax, W.; *Tabellenbuch für Metalltechnik*, Verlag Handwerk und Technik, 1987
- 26 Bargel, H. J.; *Werkstoffkunde*, VDI-Verlag, 1988