

**Untersuchungen zum
Kraftübertragungsverhalten von
Vakuumbreifsystemen für Hohlkörper**

An der Fakultät Maschinenbau
der Universität Dortmund
genehmigte Dissertation
zur Erlangung des Grades
Doktor-Ingenieur

von
Diplom-Ingenieur
Axel Grubba
aus Hagen

Berichter:
Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Reinhardt Jünemann

Mitberichter:
Prof. Dr.-Ing. Willibald Kreis

Tag der mündlichen Prüfung: 11. Januar 2002

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer-Institut für Materialfluss und Logistik in Dortmund.

Meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. R. Jünemann, ehemaligen Institutsleiter für Materialfluss und Logistik und ehemaligen Lehrstuhlinhaber für Förder- und Lagerwesen in Dortmund, gilt mein besonderer Dank für die wohlwollende Unterstützung und das mir entgegengebrachte Vertrauen.

Herrn Prof. Dr. M. ten Hompel, Inhaber des Lehrstuhls für Förder- und Lagerwesen und Leiter des Fraunhofer-Institutes für Materialfluss und Logistik in Dortmund, danke ich herzlich für die Förderung der Arbeit, die wertvollen Anregungen und Ratschläge.

Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Kreis, Inhaber des Lehrstuhls für Maschinenelemente, -gestaltung und Handhabungstechnik in Dortmund, danke ich für die freundliche Übernahme des Koreferates und das entgegengebrachte Interesse an dieser Arbeit.

Mein Dank gilt Dr.-Ing. D. Jodin, dem Oberingenieur vom Lehrstuhl für Förder- und Lagerwesen (FLW) und Dipl.-Ing. K. Gayk vom Lehrstuhl für Maschinenelemente, -gestaltung und Handhabungstechnik für ihre konstruktive Kritik und Hilfsbereitschaft in schwierigen Phasen meiner Arbeit, die zur Realisierung dieser Arbeit beigetragen hat.

Ich bedanke mich bei allen Mitarbeitern des Lehrstuhls für Förder- und Lagerwesen und des Fraunhofer-Institutes, die mich durch ihre Mitarbeit, Hilfsbereitschaft und anregende Kritik unterstützt haben. Mein Dank gilt insbesondere Jörg Arendt und Marco Jung, die mir bei der Versuchsdurchführung geholfen haben.

Meiner Frau danke ich recht herzlich für ihr Verständnis und ihre Unterstützung.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Greifer in Produktionsabläufen	1
1.2	Ziel und Abgrenzung der Arbeit.....	2
1.3	Vorgehensweise.....	3
2	Greifer für Hohlkörper	5
2.1	Greifer und Greifsysteme	5
2.1.1	Greifprinzipien.....	6
2.1.2	Greifsystemflexibilität.....	9
2.2	Handhabung von Hohlkörpern	10
2.2.1	Anwendung der Greifprinzipien auf Hohlkörper	10
2.2.2	Greifsysteme für flexible Hohlkörperanwendungen	12
3	Neuartiges Konzept zum Greifen von Hohlkörpern	14
3.1	Anforderungen des neuen Unterdruckgreifkonzeptes an Hohlkörper	15
3.2	Konzept der verschließbaren Ansaugöffnungen.....	16
3.3	Anforderungen an Greifer nach dem neuartigen Unterdruckgreifkonzept.....	19
3.4	Bestimmung der Ansaugöffnungen in Abhängigkeit des Setzmusters	21
4	Entwicklung des Kräfte Modells	25
4.1	Vorliegende Kräfte Modelle	25
4.2	Das Kräfte Modell für das neue Hohlkörpergreifkonzept	27
4.2.1	Statisches Halten.....	27
4.2.2	Halten bei vertikalen Bewegungen.....	28
4.2.3	Halten bei horizontalen Bewegungen.....	29
4.2.4	Halten unter außermittiger Belastung.....	35
4.2.5	Halten bei außermittiger Belastung und Bewegung	37
4.2.5.1	Zusätzliches außermittiges Gewicht und vertikale Belastung.....	37
4.2.5.2	Zusätzliches außermittiges Gewicht und horizontale Bewegung.....	38
4.2.5.3	Zusätzliches außermittiges Gewicht und allgemeine Bewegung	39
4.3	Gültigkeit des Kräfte Modells.....	41

5	Aufbau der Versuchsgreifer und -stände	42
5.1	Versuchsstand I für statische Versuchsreihen	42
5.1.1	Aufbau des Versuchsstandes I	42
5.1.2	Versuchsgreifer I für statische Experimente	42
5.1.3	Unterdruckerzeugung	46
5.2	Versuchsstand II für statische und dynamische Versuchsreihen.....	48
5.2.1	Aufbau des Versuchsstandes II.....	48
5.2.2	Versuchsgreifer II für statische und dynamische Experimente	49
5.2.3	Unterdruckerzeugung	50
5.3	Kombiversuchskörper.....	52
6	Experimentelle Versuche	54
6.1	Statische Experimente	54
6.1.1	Messreihe Leckströme	54
6.1.2	Messreihe statischer Grenzdruck.....	64
6.1.3	Messreihe erzielbarer Normalkäfte	72
6.1.4	Betrachtungen zu Grenzdruck und erzielbare Normalkraft.....	80
6.1.5	Messreihe Grenzdruck bei außermittigem Zusatzgewicht	82
6.1.6	Messreihe Staupunkt.....	94
6.2	Dynamische Experimente.....	105
6.2.1	Messreihe vertikale Beschleunigung.....	105
6.2.2	Messreihe horizontale Beschleunigung.....	110
6.3	Zusammenfassung Versuchsreihen	116
7	Ganzheitliche Betrachtung von Grenzdruck, Leckstrom und Kraft.....	118
7.1	Einflussfaktor Abdichtung.....	118
7.2	Einflussfaktor Unterdruckerzeuger.....	125
7.3	Dynamischer Vorgang.....	128
7.4	Stabiles und instabiles Verhalten.....	137
7.5	Blockschaltbilddarstellung	141
7.6	Kräftemodell und Einflussfaktoren	142
8	Dimensionierungsanleitung	144
8.1	Konzeption.....	144

8.2	Haltedruckdifferenz im Greifer	146
8.3	Auswahl eines geeigneten Unterdruckerzeugers	147
8.4	Bestimmung der Dichtdruckdifferenz	148
8.5	Versagen durch Verrutschen	148
8.6	Greifstrategie und Evakuervolumen.....	149
8.7	Betrachtungen zur Evakuier- und Löszeit	151
8.7.1	Greifsystem als Vakuumspeicher	153
8.7.2	Hohlkörper mit sekundären Öffnungen	158
8.8	Realisiertes, modulares, flexibles Sauggreifsystem	161
8.9	Zusammenfassung Dimensionierung.....	165
9	Zusammenfassung und Ausblick	166
10	Anhang.....	170
10.1	Begriffsbestimmungen.....	170
10.2	Zusammenstellung der wichtigsten Formeln des Hohlkörperkräftemodells	178
10.3	Messtechnische Ausstattung des Versuchsstandes I	180
10.4	Messtechnische Ausstattung des Versuchsstandes II.....	181
10.5	Technische Daten zum Materialflussroboter „ROME0"	184
10.6	Unterdruckerzeuger	184
10.7	Schaltpläne.....	185
10.8	Tabellen	187
10.8.1	Versuche mit außermittigen Zusatzgewichten	187
10.8.2	Versuchsreihe Staupunkt	192
10.8.3	Versuchsreihe vertikale Beschleunigung	193
10.8.4	Versuchsreihe horizontale Beschleunigung	194
10.9	Lösung der DGL aus Kapitel 7.3.....	196
11	Literaturverzeichnis	198
12	Bild- und Tabellenverzeichnis	210
13	Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen.....	221

1 Einleitung

1.1 Greifer in Produktionsabläufen

Im Zuge der Globalisierung vollzog sich in den letzten Jahren aufgrund weltweit offener Märkte und der hieraus bedingten größeren Entscheidungsfreiheit der Nachfrager ein Wandel vom Verkäufer- zum Käufermarkt. Der Wettbewerbsdruck in Industrie, Handel und Dienstleistungsbereich erzwingt Veränderungen. Die Maxime eines jeden produzierenden Unternehmens lautet Kundenorientierung und Nachfrageflexibilität.

Damit die Angebotsseite den Wünschen ihrer Kundschaft nach größerer Typenvielfalt in immer kürzeren Produktzyklen entgegenkommen kann, bedarf es der Umstellung betriebsinterner Arbeitsprozesse. Produktvielfalt, eine hohe Anzahl an Produktvarianten, Produktqualität sowie die Konkurrenzfähigkeit eines Unternehmens entscheiden sich an folgenden Faktoren:

- bereichsübergreifendes Handeln statt konventionelles Grenzdenken (s. [Jün95])
- hohe Innovationsgeschwindigkeit und Innovationskraft
- Ausschöpfen von Rationalisierungspotenzialen
- Einsatz von flexiblen Arbeitsabläufen und Anlagen

Wegen der für die Wettbewerbsfähigkeit notwendigen kurzen Durchlaufzeiten, sowie zur Reduzierung der Lagerbestände, werden die Produkte und Produktvarianten oft in sehr kleinen Losgrößen gefertigt. Um den aus dieser Entwicklung resultierenden Anforderungen gerecht werden zu können, müssen Fertigungs-, Handhabungs- und Verpackungseinrichtungen zunehmend flexibler gestaltet werden. Dabei wird der Erkenntnis Rechnung getragen, dass die Forderungen nach immer kürzeren Durchlaufzeiten, kleineren Losgrößen und gleichbleibender Produktqualität nur durch eine flexible Automatisierung der Arbeitsabläufe erfüllt werden können.

Insbesondere im Bereich der Handhabungstechnik hält ein hoher Automatisierungsgrad Einzug. Hiervon sind in hohem Maße die Greifeinrichtungen betroffen, die als Schnittstelle zwischen Produkt und Handhabungsgerät bei der Flexibilisierung von Fertigungs-, Handhabungs- und Verpackungseinrichtungen eine Schlüsselstellung einnehmen. Modulare Greifer oder Greifsysteme werden für die Handhabung verschiedenster Produktvarianten unumgänglich.

Das Palettieren¹ und Depalettieren² von Produkten ist von dieser Entwicklung in besonderer Weise betroffen, geht es hierbei doch um das Erzielen eines großen Durchsatzes, wofür in der Regel der Mehrfachgriff erforderlich ist. Denn ändert sich das Produkt, ändert sich meist auch das Be- oder Entladelay-out auf den Paletten. Unterschiedliche Produkte in den verschiedensten Anordnungen bedürfen somit flexibler Greifsysteme. Um dieser Anforderung gerecht werden zu können, sind flexible Greifer zu entwickeln, die sich wie folgt kennzeichnen:

- Mehrfachgriff unterschiedlicher Produkte und unterschiedlicher Anordnungen
- geringe Taktzeiten beim Greifen (Aufnehmen) und Lösen (Ablegen)

¹ Palettierer (s. [Hed]; [VDI3638]): Dient zur automatischen Beladung von Packstücken auf Paletten nach vorgegebenem Packmuster oder Packschema, wobei möglichst ein Ladungsverbund - aus Stabilitätsgründen - erreicht werden soll.

² Depalettierer (s. [Hed]): Dient zum automatischen Entladen einer Palette, wobei zwischen Lagen- und Einzelgebinde-Depalettierer unterschieden wird.

- hohe Verfügbarkeit³

1.2 Ziel und Abgrenzung der Arbeit

Diese Arbeit verfolgt zwei Ziele:

Zum *Einen* die Entwicklung eines modularen Greifsystems zum flexiblen Palettieren und Depalettieren von Hohlkörpern. Dieses basiert auf einem neuartigen Greifkonzept und ist darauf ausgerichtet, verschiedenartige Anordnungen von variablen Hohlkörpern zu greifen.

Zum *Anderen* liefert diese Arbeit einen Beitrag zur Erforschung der bis zum heutigen Zeitpunkt nur unzureichend untersuchten Wirkzusammenhänge beim Greifen von biegefesten Handhabungsobjekten mit Hilfe von Unterdruck. Die bisher erfolgten Untersuchungen zum Kraftübertragungsverhalten an Vakuumgreifern ermöglichten keine Übereinstimmung der aufgestellten Kräfte Modelle mit den experimentellen Messwerten.

Eine Analyse der bisherigen Erkenntnisse bei der Handhabung von biegefesten Handhabungsobjekten mit Standardeinzelsaugelement von Braun [Bra88] und Becker [Bec93] zeigt eine erschwerte Interpretation des Wirkzusammenhanges infolge der unterschiedlichen Einschnürung der Standardsaugelemente.

Aufgrund der bestehenden Unsicherheiten muss bei der Dimensionierung von Unterdruckgreifern das theoretische Ergebnis mit einem Sicherheitsfaktor multipliziert werden (s. [Bec93], Seite 2 und Seite 141). Becker hat im Ausblick seiner Arbeit zum Kraftübertragungsverhalten am Standardeinzelsaugelement angeregt, das von ihm weiterentwickelte Kräftemodell von Kaulins und Kaulinja [Kau79] als Grundlage für weitergehende Untersuchungen der komplexen Thematik heranzuziehen (s. [Bec93], Seite 143). Bei der experimentellen Untersuchung des Kontraktionsverhaltens der Standardsaugelemente stellt Becker eine Reduzierung der wirksamen Saugfläche von bis zu 52% fest.

Um diesen Einfluss der Kontraktion auf den Wirkzusammenhang beim Greifen mit Unterdruck zu eliminieren, wird ein spezielles Greifkonzept für Hohlkörper entwickelt. Prinzipiell ist dieses Greifkonzept hinsichtlich des Wirkzusammenhanges weitestgehend analog dem Standardeinzelsaugelement. Es erfolgt jedoch keine Kontraktion.

Zusätzlich sollen Aspekte, wie der Einfluss des Unterdruckerzeugers, außermittige Belastungen unter realen Bedingungen und der Einfluss von vertikaler und horizontaler Beschleunigung untersucht werden, die bisher nicht betrachtet wurden. Becker hat bei den Standardsaugelementen den außermittigen Belastungsfall durch eine Schrägstellung der Greiffläche simuliert (s. [Bec93], Seite 123). Dieses Vorgehen lässt aber keine Rückschlüsse auf die Größe der vorliegenden Belastung (außermittiges Gewicht, Hebelarm) zu. In Abhängigkeit von der Steifigkeit des Saugers folgt aus der vorgegebenen Schrägstellung die simulierte Größe der außermittigen Belastung. Da die Steifigkeit der Sauger unterschiedlich ist, ist auch die simulierte Größe der außermittigen Belastung bezogen auf den einzelnen Sauger unterschiedlich. Die Untersuchung von Becker zeigte daher die prinzipiellen Zusammenhänge der außermittigen Belastung auf.

³ Die technische Verfügbarkeit wird wie folgt definiert (s. [VDI 3649]):

$$\text{technische Verfügbarkeit} = \frac{\text{Einsatzzeit} - \text{Ausfallzeit}}{\text{Einsatzzeit}}$$

Die Einsatzzeit ist die Summe aus Bereitschaftszeit (Anlage eingeschaltet, Funktion nicht ausgeübt) und Betriebszeit (Anlage funktionsbedingt beansprucht).

Die Ausfallzeit ist die gesamte Zeitdauer vom Auftreten einer Störung bis zur Wiederherstellung der Funktionsfähigkeit der Anlage.

An dem neu entwickelten Greifsystem erfolgt die Untersuchung der folgenden Fragestellungen:

- Wie versagt das System beim Haltevorgang?
- Welche Versagensfälle gibt es?
- Welchen Einfluss hat das Dichtungsmaterial beim Hohlkörpergreifsystem auf Halte- bzw. Greifvorgänge?
- Wie wirken sich die Eigenschaften des Unterdruckerzeugers auf den Haltevorgang aus?
- Wie wirkt sich eine außermittige Belastung aus?
- Welchen Einfluss hat die beschleunigte Bewegung auf Haltevorgänge?

In dieser Arbeit kommt der Erklärung des Versagensbeginns eine besondere Bedeutung zu. Das Versagen beginnt zu dem Zeitpunkt, wo ein System instabil wird, so dass es ohne weiteren äußeren Eingriff zum Ablösen des Handhabungsobjektes führt.

Das für die Untersuchung des Wirkzusammenhanges verwendete spezielle Greifsystem weist besondere Eigenschaften auf. Es ist ausschließlich zum Greifen von Hohlkörpern geeignet; insbesondere zum Palettieren und Depalettieren von unterschiedlichen Anordnungen von variablen Hohlkörpern.

Im Rahmen dieser Arbeit werden die Eigenschaften, Einsatzgebiete sowie die Anwendung und Auslegung dieses Systems beschrieben. Eine Möglichkeit der direkten Umsetzung der Ergebnisse bei dem Greifsystem für Hohlkörper ist gewährleistet.

Die gewonnenen Ergebnisse gelten nur für dieses System. In einem weiteren Schritt sind diese auf Standardeinzelsauelemente zu übertragen.

1.3 Vorgehensweise

Zur Realisierung des Forschungszieles wird zunächst das spezielle Greifsystem für Hohlkörper entwickelt. Dazu wird in Kapitel 2 in die Thematik „Greifer / Greifsysteme“ eingeführt. Ausgehend vom allgemeinen Stand der Technik, wird im Speziellen auf die Handhabung von Hohlkörpern eingegangen.

Hieran anschließend wird im Kapitel 3 ein neuartiges Hohlkörpergreifkonzept entwickelt. Basierend auf der Idee der Hohlraumevakuierung, werden die Ansaugöffnungen konzipiert. Das Konzept, aus dem Verbund einzelne Hohlkörper vom Greifer schnell lösen zu können, wird aufgezeigt.

Im Kapitel 4 erfolgt die Entwicklung des Kräfte Modells für das im vorangegangenen Kapitel erarbeitete Hohlkörpergreifkonzept. Ausgehend von bereits vorliegenden Kräfte Modellen für Standardsauelemente erfolgt schrittweise, in Abhängigkeit von den variablen statischen und dynamischen Randbedingungen, die Ableitung des Kräfte Modells für das Hohlkörpergreifsystem.

Für die im Kapitel 6 erfolgende experimentelle Untersuchung werden in Kapitel 5 Versuchsstände entwickelt. Ausgehend von den beim Kräfte Modell festgestellten Einflussgrößen auf den Haltevorgang leiten sich Anforderungen an die Versuchsstandkomponenten und die Messtechnik ab.

Das Kapitel 6 beschreibt die experimentelle Untersuchung der Wirkzusammenhänge beim Halten von Hohlkörpern mit dem neuen Vakuumgreifsystem. Die Versuchsreihen dienen der experimentellen Überprüfung der statischen und dynamischen Einflüsse des in Kapitel 4 entwickelten Kräfte Modells. Insbesondere wird ermittelt, wie das Gesamtsystem, bestehend aus Greifsystem mit angeschlossenem Unterdruckerzeuger und gegriffenem Hohlkörper,

versagt. Dabei ist insbesondere die Erkennung des Zeitpunktes wichtig, ab dem das System instabil wird. Zu Beginn jeder Versuchsreihe werden die übergeordneten Fragestellungen aufgezeigt. Danach erfolgt die Beschreibung der Versuchsdurchführung, die Auswertung der Messergebnisse und die Diskussion.

Kapitel 7 stellt den Schwerpunkt der Arbeit dar. Ausgehend von den theoretischen Überlegungen zu den Kräftenmodellen und den ermittelten experimentellen Ergebnissen wird der Wirkzusammenhang der Abdichtung des Hohlkörpers am Greifer in Bezug auf die Kraftübertragung untersucht. Hier erfolgt die Grundlagenerarbeitung der Erklärung des Versagensvorganges.

In dem sich anschließenden Kapitel 8 wird eine kurze Anleitung zur Dimensionierung von Greifsystemen für Hohlkörper nach dem neuartigen Konzept erarbeitet. Den Abschluss bildet die Beschreibung eines realisierten Greifsystems zum Palettieren von Blumenübertöpfen.

Kapitel 9 stellt eine Zusammenfassung der vorliegenden Arbeit - zuzüglich eines Ausblickes - dar.

2 Greifer für Hohlkörper

2.1 Greifer und Greifsysteme

Das Handhaben stellt neben dem Fördern sowie Lagern die dritte Teilfunktion des Materialflusses dar. Es wird gemäß VDI-Richtlinie 2860 (s. [VDI2860]) verstanden als das Schaffen, definierte Verändern oder vorübergehende Aufrechterhalten einer vorgegebenen räumlichen Anordnung von geometrisch bestimmten Körpern in einem Bezugskordinatensystem.

Diese räumliche Anordnung ist definiert durch seine Orientierung⁴ und Position⁵.

Das Handhaben an sich kann wiederum in die fünf Funktionen Speichern, Mengen verändern, Bewegen, Halten und Prüfen unterteilt werden (Bild 2.1).

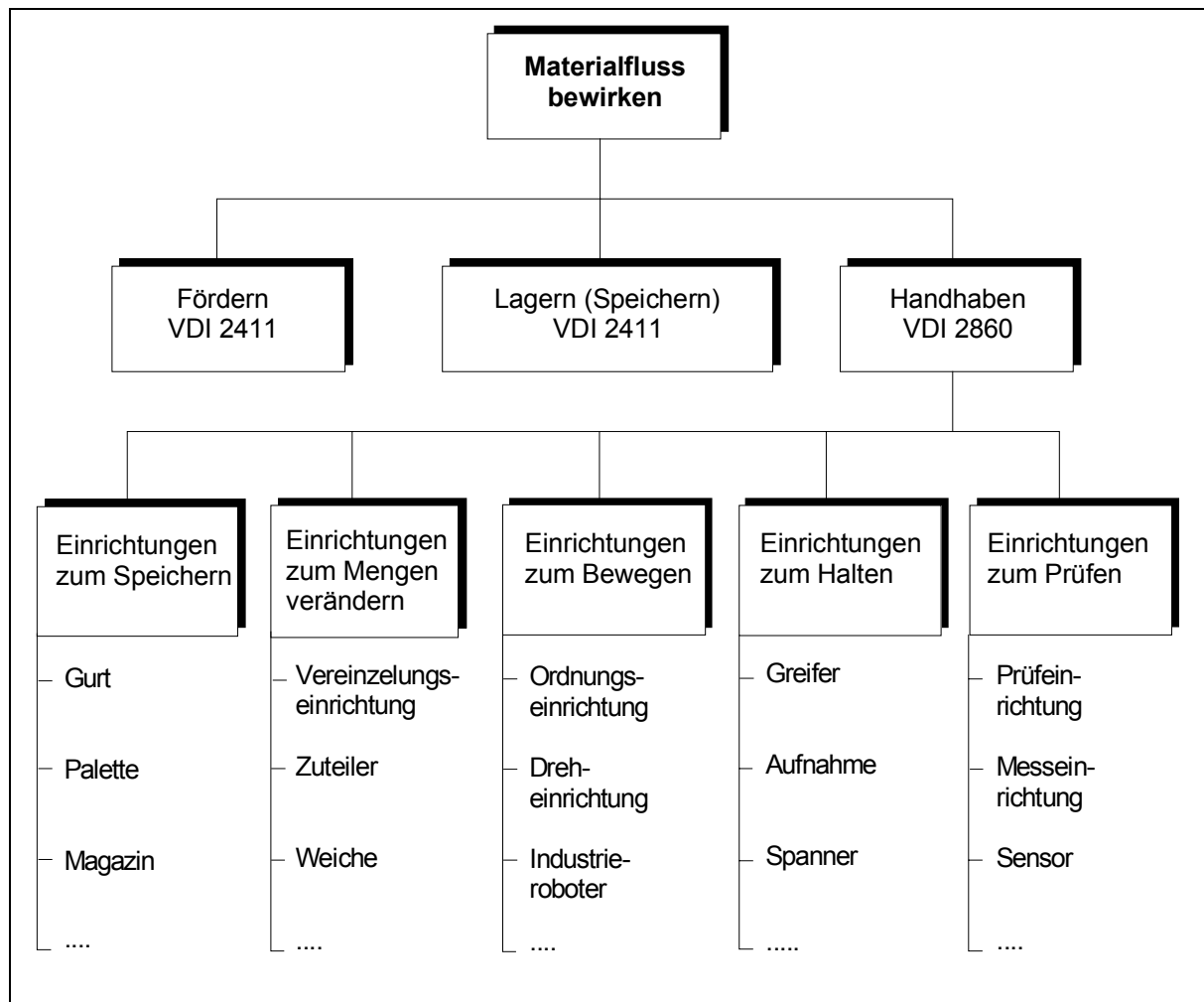


Bild 2.1: Handhaben als Teilfunktion des Materialflusses (s. [VDI2860])

⁴ Die Orientierung eines Körpers ist die Winkelbeziehung zwischen den Achsen des körpereigenen Koordinatensystems und denen des Bezugskordinatensystems. Sie beschreibt die Anordnung des Körpers in Bezug auf seine drei rotatorischen Freiheitsgrade.

⁵ Die Position eines Körpers ist der Ort, den ein bestimmter körpereigener Punkt (z.B. der Schwerpunkt) im Bezugskordinatensystem einnimmt. Sie beschreibt die Anordnung des Körpers in Bezug auf seine drei translatorischen Freiheitsgrade.

Greifer gehören hierbei zu den Einrichtungen zum Halten. Sie bilden die Schnittstelle zwischen der Bewegungseinrichtung (z.B. Roboter) und dem Handhabungsobjekt (s. [Jün96b]). Die Hauptaufgaben des Greifers sind das Herstellen, Aufrechterhalten und Lösen der Verbindungen zwischen dem Greifobjekt und dem Handhabungsgerät (s. [VDI2740]). Beim Greifen (Aufnehmen) ist die Herstellung einer genau definierten Position wichtig. Beim Halten muss der Greifer ein Lösen oder Verschieben des Handhabungsobjektes verhindern und dabei Kräfte und Momente (Bild 2.2) aufnehmen. Beim Lösen (Ablegen) wird die Haltekraft abgebaut. Bei diesen Teilvorgängen muss die Greifkraft über die Greif-Fläche⁶ in die Griff-Fläche⁷ des Handhabungsobjektes eingeleitet werden.

2.1.1 Greifprinzipien

Um beim Aufnehmen eines Körpers eine genau definierte Position herzustellen, zum Halten ein Lösen oder Verschieben des Handhabungsobjektes zu verhindern und beim Ablegen die Haltekraft abbauen zu können, bedarf es bestimmter Kräfte und Momente am Greifer (Bild 2.2).

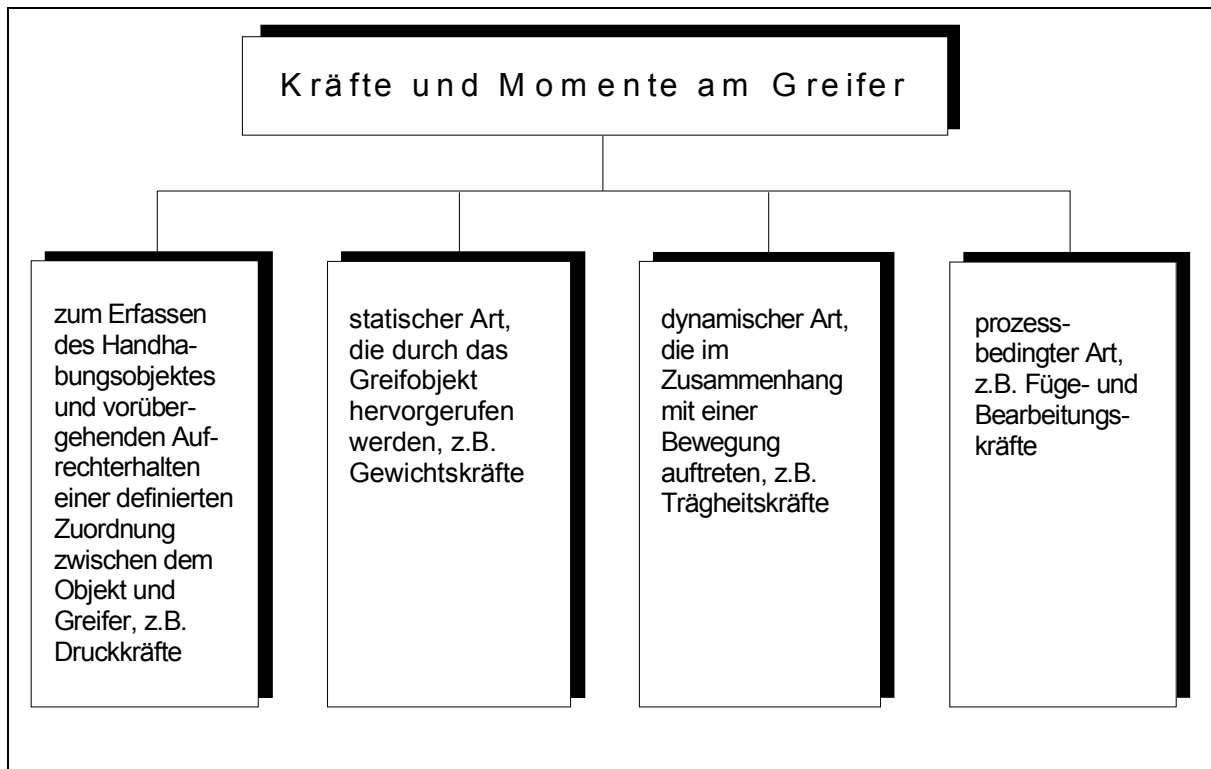
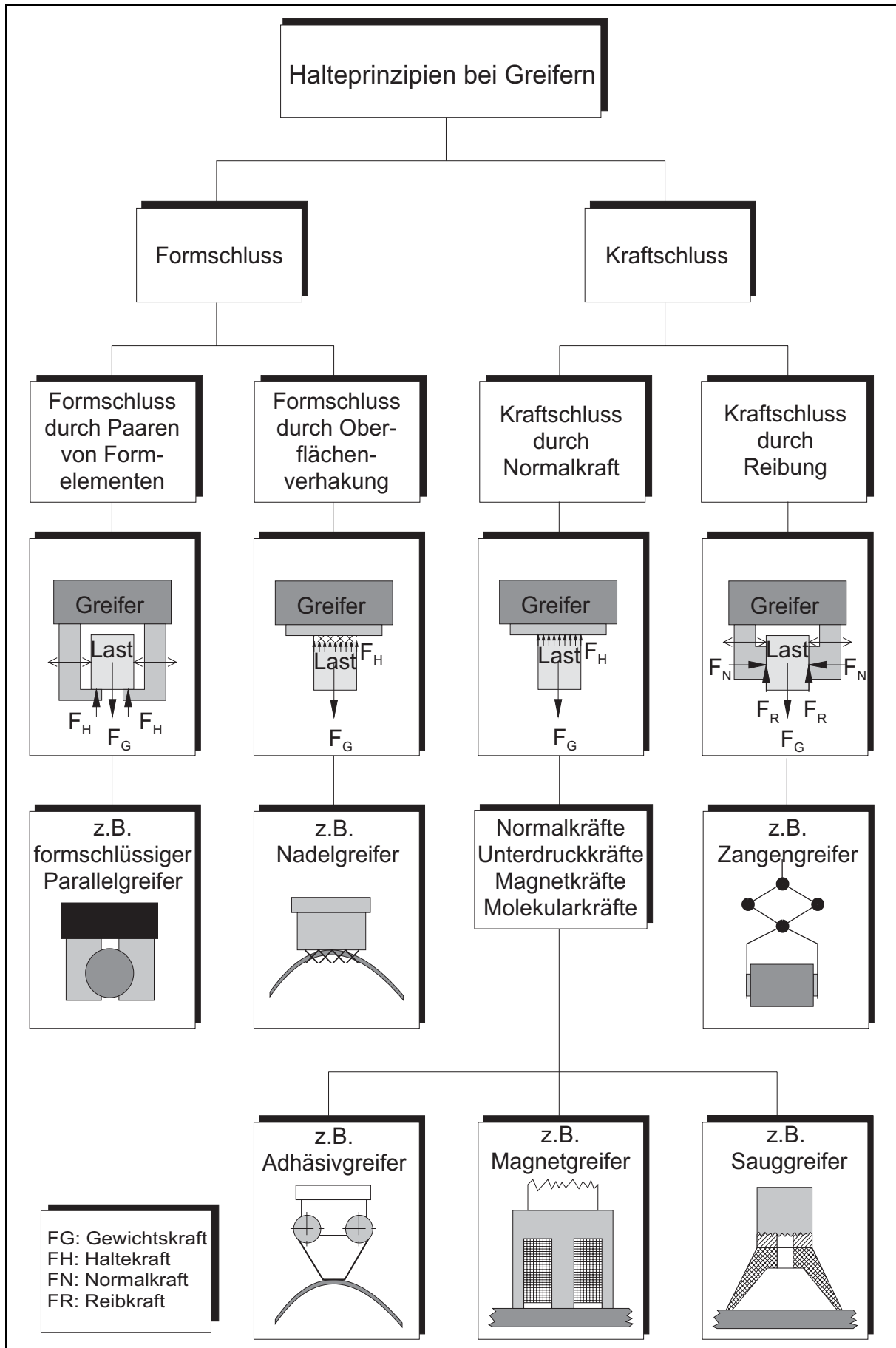


Bild 2.2: Kräfte und Momente am Greifer (s. [VDI2740])

Die Kraftübertragung zwischen Greifer und Greifobjekt kann dabei durch unterschiedliche physikalische Prinzipien realisiert werden (s. [VDI2740]). Diese sind der Kraft-, Form- und Stoffschluss (s. [Göt91]). Diese Einteilung findet in der Literatur am häufigsten Verwendung. Abweichend hiervon kann der Stoffschluss auch als Teilmenge vom Form- bzw. Kraftschluss interpretiert werden (s. Bild 2.3 und [See93]).

⁶ Die Fläche am Greifer, über die die Greifkraft in das Objekt eingeleitet wird, ist die Greif-Fläche (s. [Car81]). Sie stellt den aktiven Teil des Wirkpaares Greiferkontaktfläche / Werkstückkontaktfläche dar.

⁷ Die Fläche am Objekt, durch die die Greifkraft in das Objekt eingeleitet wird, ist die Griff-Fläche (s. [Car81]). Sie stellt den passiven Teil des Wirkpaares Greiferkontaktfläche / Werkstückkontaktfläche dar.



- Formschluss durch Paaren von Formelementen

Beim Formschluss durch Paaren von Formelementen (s. Makroformschluss [Hes91]) wird das Handhabungsobjekt ganz oder teilweise umschlossen. Die Greiferbacken sind an die Kontur des Handhabungsobjektes angepasst. Als mechanische Grundkomponente werden - ebenso wie bei den reibschlüssig arbeitenden Greifern - Parallelbackengreifer, Winkelgreifer, Drei- und Vierpunktgreifer eingesetzt. Die aufzubringenden Greifkräfte entsprechen hierbei den äußeren Kräften ([Sza75]) und sind damit wesentlich günstiger als beim Kraftschluss durch Reibung. Greifer, die dieses Greifprinzip verwenden, werden hauptsächlich für rotationssymmetrische und prismatische Handhabungsobjekte eingesetzt.

- Formschluss durch Oberflächenverhakung

Der Formschluss erfolgt beim Nadelgreifer durch Oberflächenverhakung (s. Miniformschluss [Hes91]). Dabei werden Nadeln unter verschiedenen Orientierungen in das Handhabungsobjekt eingestochen. Verwendung finden diese Greifer für Handhabungsobjekte aus Schaumstoff, Stoff oder (Weich-) Elastomeren (s. [Pfk96]).

- Kraftschluss durch Normalkraft

Adhäsivgreifer spielen nur in der Feinwerk- und Mikrosystemtechnik eine wichtige Rolle. Grundlage dieses Kraftschlusses sind Adhäsionskräfte an der Schnittstelle „Greifer / Handhabungsobjekt“. Bei einer Neuentwicklung eines Adhäsionsgreifers für die Handhabung von Mikrobauelementen am Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung (IPA) erfolgt die Verbindung von Greifer und Handhabungsobjekt mit Hilfe einer flüssigen Trennschicht geringer Viskosität (s. [Wei96]). Eine weitere Neuentwicklung ist die Entwicklung eines Eisgreifers vom Centre Suisse d'Electronique et de Microtechnique (CSEM) (s. [Elk98]), bei welchem die Adhäsionskräfte des Eises ausgenutzt werden, um Werkstücke zu manipulieren.

Beim *Magnetgreifer* wird der Kraftschluss mittels Normalkraft durch eine magnetische Anziehungskraft von einem Elektro- oder Permanentmagneten erzeugt. Greifer nach diesem Halteprinzip können ausschließlich für Handhabungsobjekte aus ferromagnetischen Werkstoffen eingesetzt werden. Haupteinsatzgebiete sind Bleche und zylinderförmige Stahlteile.

Der Kraftschluss beim *Sauggreifer* wird durch unterschiedliche Druckverhältnisse zwischen Innenvolumen eines Saugers und der Umgebung realisiert. Sauggreifer sind besonders geeignet für das Greifen von Handhabungsobjekten mit unregelmäßiger Formgebung, biegesteifen oder biegeschlaffen Handhabungsobjekten, Handhabungsobjekten mit empfindlicher und auch unebener Oberfläche sowie nichtmagnetisierbaren Handhabungsobjekten (s. [Sch92a]).

- Kraftschluss durch Reibung

Beim Zangengreifer wird der Kraftschluss durch Reibkräfte hergestellt, die durch Normalkräfte erzeugt werden. Es gilt:

$$F_{RO} = \mu_O \cdot F_N^8 \quad (2.1)$$

mit F_{RO} : Reibkraft für Haften

μ_O : Haftreibungszahl

F_N : Normalkraft

⁸ Coulombsche Reibung

Die Reibkräfte wirken an jeder gegen das Greifobjekt gedrückten Greiferbacke. Beim Zweibackengreifer halten zwei Reibkräfte und beim Dreibackengreifer drei Reibkräfte das Greifobjekt. Da die Haftreibungszahlen meist wesentlich kleiner als eins sind, müssen die eingeleiteten Normalkräfte meist wesentlich größer sein als die zum eigentlichen Halten benötigten Reibkräfte. Das Prinzip ist als Außen-, Zwischen- und Innengriff verwendbar (s. [Hes91] und Bild 2.4). Die Handhabungsobjekte sollten hierfür parallele Griff-Flächen oder eine runde Form sowie eine unempfindliche Oberfläche aufweisen.

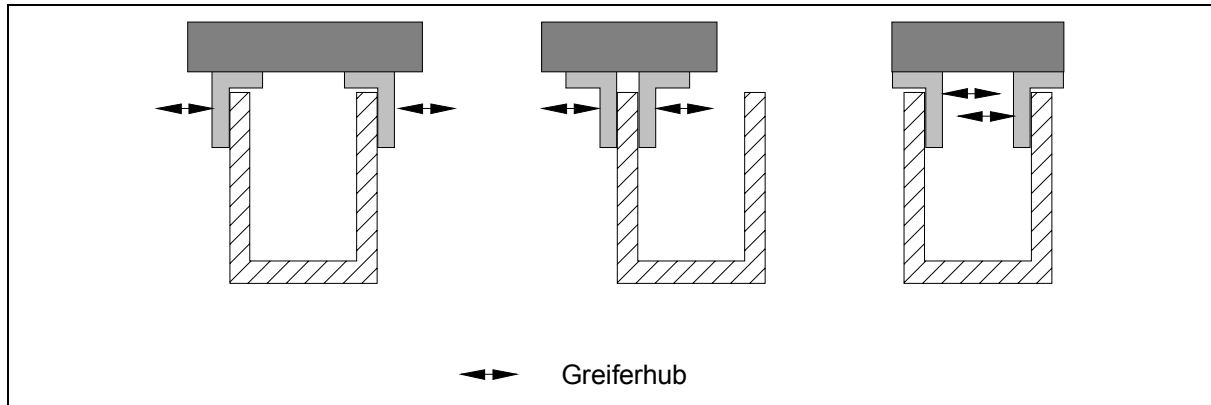


Bild 2.4: Außen-, Zwischen- und Innengriff

Als mechanische Grundkomponente werden Parallelbackengreifer, Winkelgreifer, Drei- und Vierpunktgreifer eingesetzt.⁹

2.1.2 Greifsystemflexibilität

Die Greifsystemflexibilität ist die Eigenschaft eines Greifsystems, unterschiedliche Handhabungsobjekte bezüglich Größe, Form und Oberfläche greifen zu können. Je größer das Spektrum an greifbaren Handhabungsobjekten ist, desto größer ist die Flexibilität des Greifsystems. Zur Erhöhung dieser Flexibilität gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten (s. Bild 2.5 auf der Seite 10):

- Austausch von Komponenten des Greifsystems

Die austauschbaren Komponenten eines Greifsystems sind meist komplette Greifer¹⁰ oder Greiferbacken¹¹, deren Austausch über Wechsel- und Schwenksysteme erfolgt.

Beim *Einsatz von Wechselsystemen* gibt es mehrere Einzweckgreifer, die in einem sogenannten Greiferbahnhof stehen. Entsprechend dem zu greifenden Handhabungsobjekt wird der passende Greifer an den Roboterarm angekoppelt, indem zunächst der aktuelle Greifer im Greiferbahnhof an einer leeren Stelle abgelegt und anschließend der benötigte Greifer angekoppelt wird. Als Verbindung zwischen Roboterarm und den Einzweckgreifern dienen Greiferwechselsysteme. Beim *Schwenksystem* befinden sich alle Greifer am Greifsystem. Durch Schwenkbewegungen kann der gewünschte Greifer in den „Arbeitsbereich“ des Greifers gedreht werden.

⁹ Nach Marktrecherchen (s. [Som], [Pfk96]) sind etwa 80 % der eingesetzten Greifer mechanische Greifer (Parallelbackengreifer zu 45 %, Winkelgreifer zu 20 %, Drei- und Vierpunktgreifer zu 15 %), welche nach dem Formschlussprinzip durch Paaren von Formelementen oder nach dem Kraftschlussprinzip durch Reibungskräfte arbeiten. Etwa 15 % Marktanteil haben die Sauggreifer.

¹⁰ In den meisten Fällen handelt es sich hierbei um Einzweckgreifer. Diese sind entsprechend der Geometrie des Werkstückes gestaltet und nur für einen Werkstücktyp geeignet (s. [See93]).

¹¹ Im Nachfolgenden wird der Austausch von kompletten Greifern erläutert. Die Ausführungen gelten jedoch analog für den Austausch von Greiferbacken.

Nachteilig beim Wechselsystem sind die zusätzlichen Wege für den Wechsel und der zusätzliche Aufwand für das eigentliche Wechselsystem. Im Falle von Schwenksystemen ist die große Gesamtmasse des Greifsystems von Nachteil, weil alle Greifer die gesamte Zeit über am Roboterarm hängen.

- Anpassung von Komponenten des Greifsystems

Durch aktive¹² und passive¹³ Anpassung von Komponenten des Greifsystems an das jeweilige Greifobjekt kann ebenfalls die Flexibilität erhöht werden. Da es diesbezüglich eine Fülle von Realisierungsmöglichkeiten gibt und die Entwicklungen auf diesem Gebiet sehr umfangreich sind, kann an dieser Stelle nicht näher auf das Thema eingegangen werden.¹⁴ Diese Greifer werden in der Literatur als universelle Greifer bezeichnet (s. [See93]). Sie sind jedoch, anders als ihr Name dies aussagt, nicht für alle möglichen Handhabungsobjekte geeignet, sondern lediglich für eine begrenzte Anzahl von Handhabungsobjektvarianten.

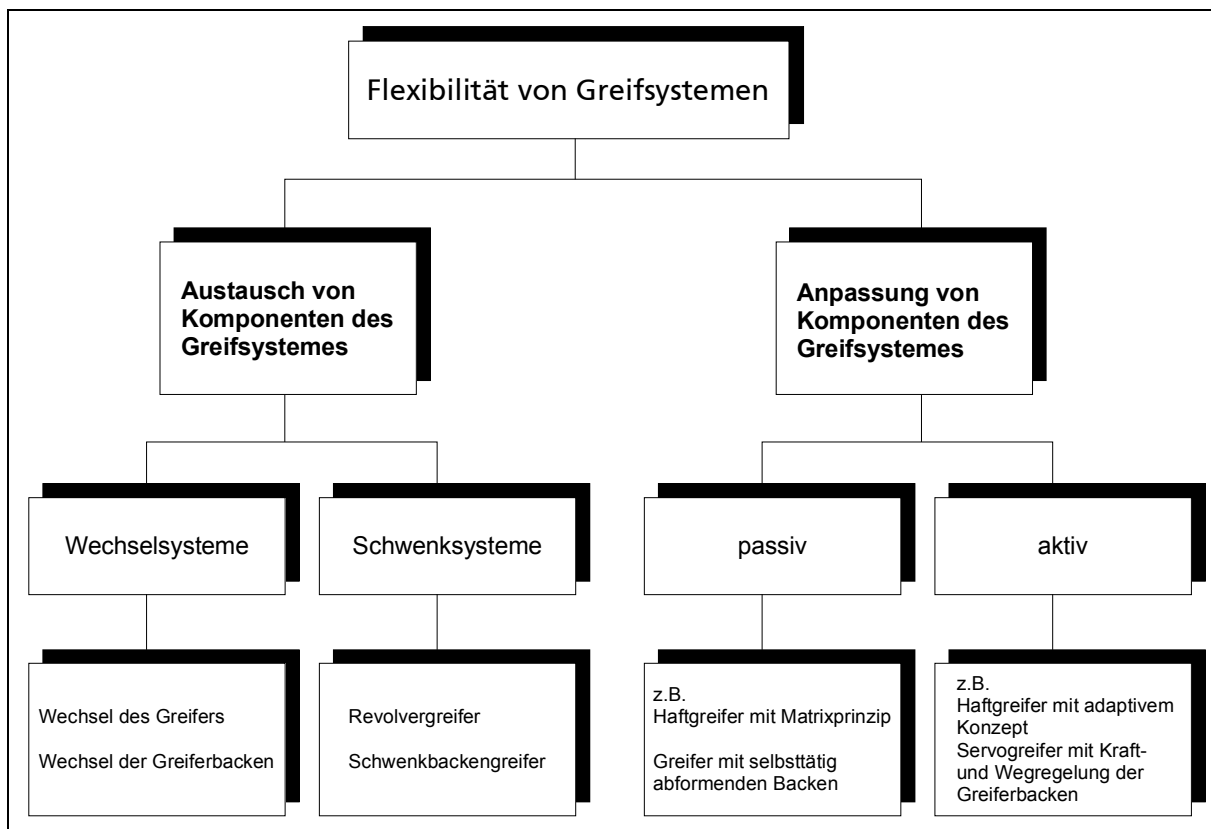


Bild 2.5: Flexibilität von Greifsystemen¹⁵

2.2 Handhabung von Hohlkörpern

2.2.1 Anwendung der Greifprinzipien auf Hohlkörper

Das Bild 2.6 zeigt für Hohlkörper geeignete Greifer und Greifprinzipien:

¹² Hierunter fallen sog. adaptive Konzepte. Bei diesen werden die Greifelemente mit gesteuerten Antrieben in die benötigte Position gefahren.

¹³ Die passive Anpassung erfolgt zumeist über das sog. Matrixprinzip, bei dem eine große Anzahl von Greifelementen gleichmäßig über eine Fläche verteilt ist (s. [Sci90]).

¹⁴ Weitergehende Ausführungen zu diesem Thema geben (s. [Car81], [Hei95], [Hes91], [Hes97b], [Jun95], [See93], [Wät93]).

¹⁵ Der Aufbau und die Funktion von Drehbackengreifern (Schwenkbackengriener) werden in [Hei95] behandelt.

2. Greifer für Hohlkörper

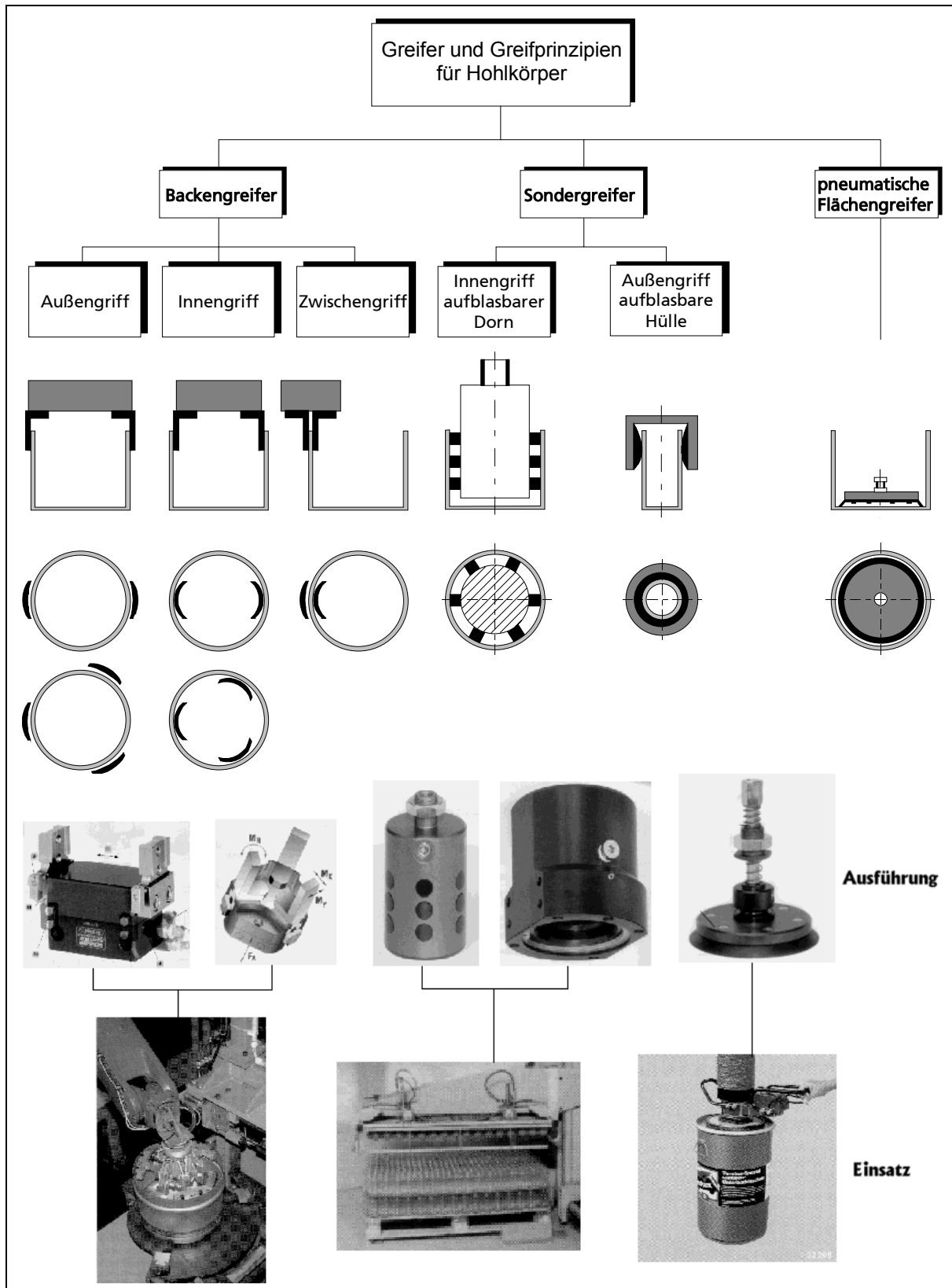


Bild 2.6: Greifer und Greifprinzipien für Hohlkörper (s. [Rot97], [Gmg], [Som], [Smi])

Die Hohlkörper müssen folgende Voraussetzungen erfüllen, damit die in Bild 2.6 dargestellten Greifprinzipien erfolgen können:

- Der Werkstoff des Hohlkörpers ist fest und luftundurchlässig.¹⁶
- Eine Öffnung (Loch) an den Hohlkörpern muss vorhanden sein. Nur so ist ein Zwischen- oder Innengriff möglich. Fehlt ein solches „Loch“, reduzieren sich die Möglichkeiten zum Greifen bei den vollständig geschlossenen Hohlkörpern auf diejenigen der Vollkörper.

2.2.2 Greifsysteme für flexible Hohlkörperanwendungen

Beim Palettieren und Depalettieren bietet sich zur Erhöhung des Durchsatzes¹⁷ der Mehrfachgriff an. Solange ein Greifsystem nur zur Handhabung einer bestimmten Anordnung von Hohlkörpern verwendet wird, kann das System auch aus mehreren Greifern für den Einfachgriff aufgebaut werden. Auf diese Art entstehen Greifsysteme, die zum Palettieren bzw. Depalettieren einer ganzen Lage geeignet sind (Lagenpalettierer bzw. -depalettierer).

In dieser Arbeit wird eine bestimmte Anordnung von Hohlkörpern als Setzmuster bezeichnet, wie sie in Bild 2.7 für Hohlkörper mit rechteckiger Grundfläche und in Bild 2.8 für Hohlkörper mit kreisförmiger Grundfläche dargestellt sind.

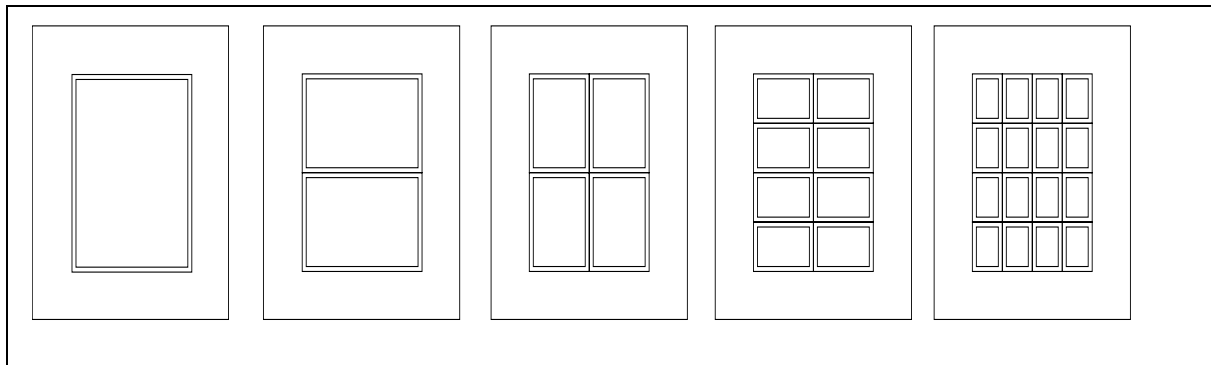


Bild 2.7: Draufsicht auf Setzmuster mit Hohlkörpern (modulare Maße)

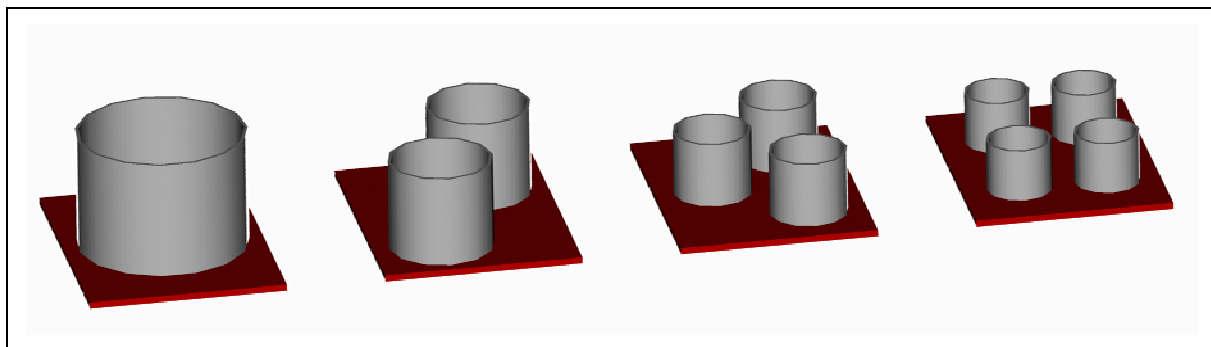


Bild 2.8: Setzmuster bei Hohlkörpern mit kreisförmiger Grundfläche

Sollen innerhalb kurzer Zeiten wechselnde Setzmuster gehandhabt werden, so müssen die Greifer für den Einfachgriff in Bezug auf ihre Anordnung automatisch verstellbar sein. Der dafür nötige Aufwand steigt mit der Anzahl der Greifobjekte meist extrem. Daher wird bei mehreren in kurzen Zeitabständen wechselnden Setzmustern ein Kompromiss bezüglich der

¹⁶ Bei anderen Randbedingungen können auch andere Greifer bzw. Greifprinzipien verwendet werden. So könnten z.B. Hohlkörper aus Schaumstoff mit einem Nadelgreifer gehandhabt werden. In diesem Fall wäre also weniger die Form des Handhabungsobjektes für die Greiferauswahl verwendet worden als vielmehr die speziellen Werkstoffeigenschaften. Die getroffene Bedingung 'luftundurchlässig' ist nur für pneumatische Flächengreifer Voraussetzung.

¹⁷ Pro Zeiteinheit palettierte bzw. depalettierte Teile.

Anzahl der gegriffenen Objekte und dem Aufwand für die Verstellung angestrebt. Bei diesen Systemen wird normalerweise keine komplette Lage gegriffen und gehandhabt, sondern die Lage wird stattdessen schrittweise durch Einfach- oder Mehrfachgriff (zwei bis drei Greifobjekte) palettiert bzw. depalettiert. Das Bild 2.9 zeigt schematisch den Aufbau von flexiblen Mehrfachgreifsystemen für zwei und drei Hohlkörper.

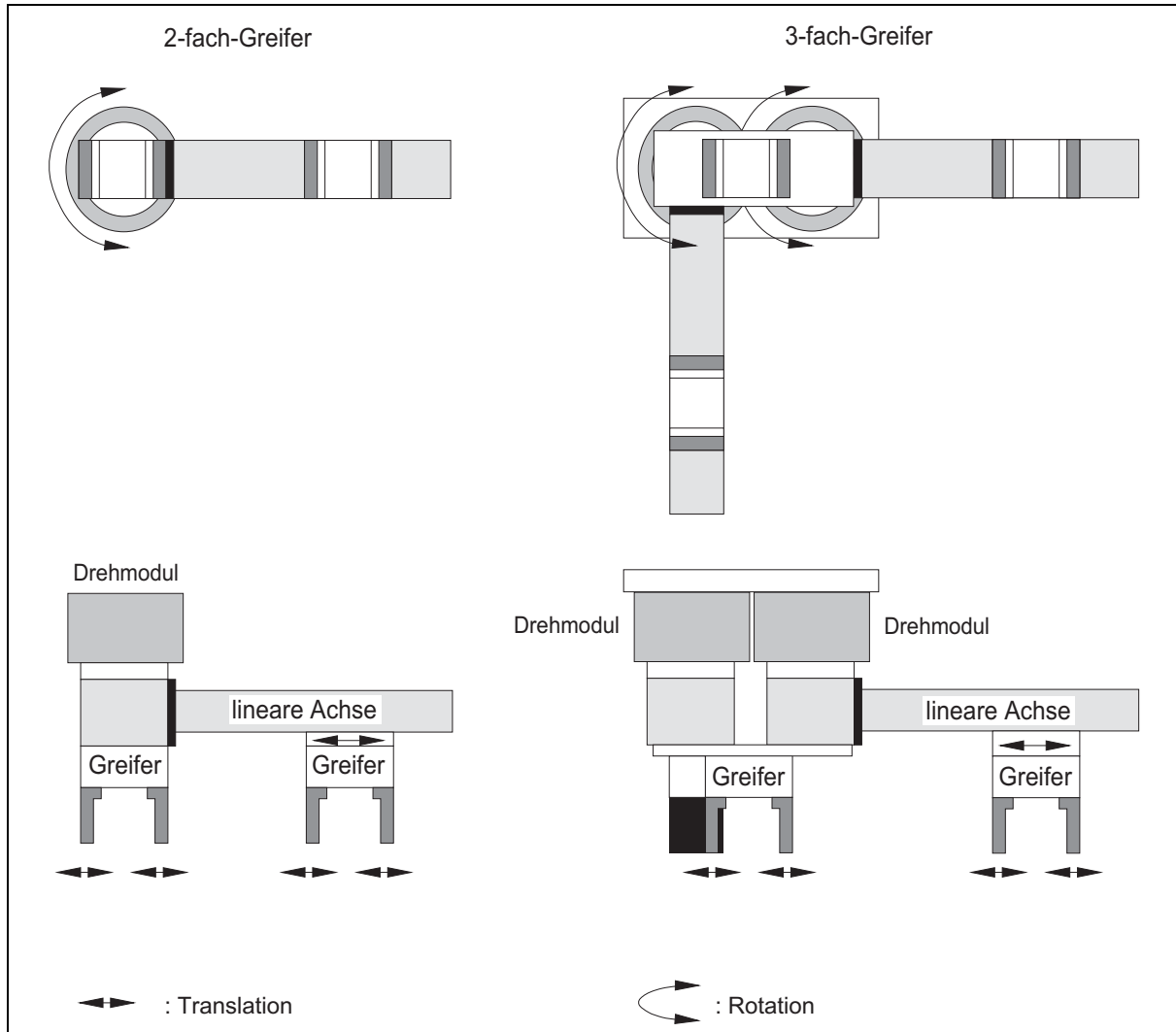


Bild 2.9: Flexibles Mehrfachgreifsystem für zwei und drei Hohlkörper

Zum Greifen von mehr als drei Hohlkörpern wird üblicherweise pro Setzmuster ein unflexibler Greifer (mit festen Abständen zwischen den Einzelgreifern) entwickelt, der mittels eines Greiferwechselsystems bei Bedarf jeweils ausgetauscht wird. Nachteilig an dieser Variante sind die Greiferwechselzeiten und der erhebliche Materialeinsatz an Einzelgreifern in Abhängigkeit von der Anzahl der Setzmuster.

Die Analyse von Artikeln in Fachzeitschriften zu Tendenzen beim Palettieren von Hohlkörpern bei mehreren Setzmustern zeigt beim Palettieren die Tendenz zu Greifsystemen für den Mehrfachgriff (s. [FA96a], [Sev91], [Spr97]) sowie einen allgemeinen Trend zu flexibler, automatischer Palettierung (s. [Beh97], [Sci97]). Daraus leitet sich ein Marktpotenzial für leistungsfähige und flexible Greifsysteme zum Mehrfachgriff von Hohlkörpern ab, wie es im nachfolgenden Kapitel entwickelt wird.

3 Neuartiges Konzept zum Greifen von Hohlkörpern

Ein flexibles und leistungsfähiges Greifsystem zum Palettieren und Depalettieren von Hohlkörpern stellt heutzutage gängige Greifkonzepte (s. Kap. 2.2.1) vor ein schwerwiegendes Problem. *Leistungsfähigkeit* ist als großer Durchsatz zu verstehen, der voraussetzt, möglichst viele Hohlkörper einer Lage zu greifen. Da bisherige Konzepte nur mit sehr großem wirtschaftlichen Aufwand ermöglichen, flexibel unterschiedliche Hohlkörper und deren Anordnungen zu greifen, ist die Entwicklung eines neuartigen Greifsystems sinnvoll. Dieses Greifsystem basiert auf der Idee, Hohlkörper durch Evakuierung des Hohlraums zu greifen (Bild 3.1).

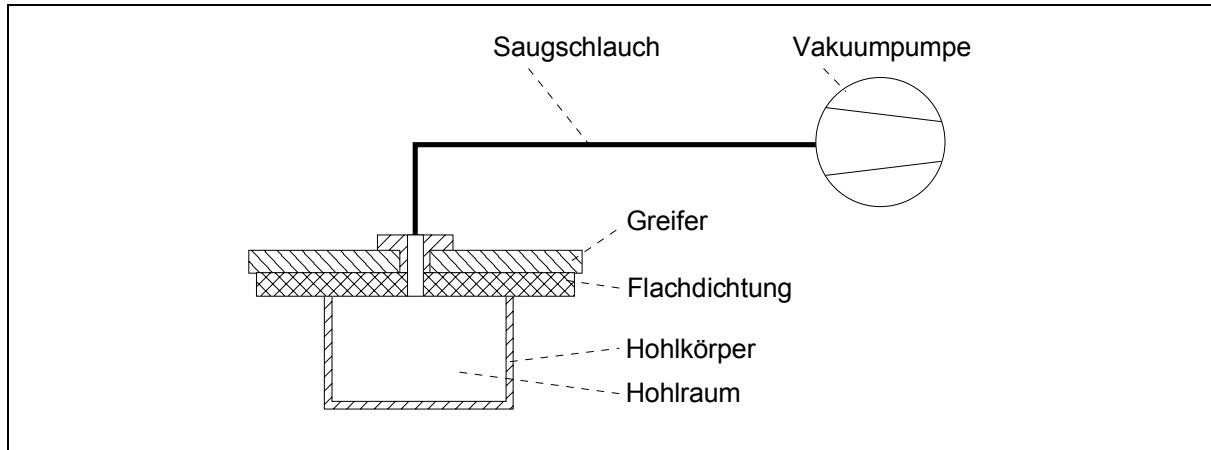


Bild 3.1: Evakuierter Hohlkörper

Dabei werden ein oder mehrere Hohlkörper durch den Luftdruck der Umgebung kraftschlüssig am Greifer gehalten. Bei Standardsaugelementen, die für biegesteife Werkstücke mit ebenen Greif-Flächen eingesetzt werden (Bild 2.3 und Bild 2.6), wird der Unterdruckraum durch entsprechende Gestaltung des Standardsaugelementes gebildet. Bei offenen Hohlkörpern können ihre spezifischen Eigenschaften zur Bildung des Unterdruckraumes genutzt werden. Zur Abdichtung des Hohlraumes wird bei Hohlkörpern lediglich eine Flachdichtung benötigt (Bild 3.2).

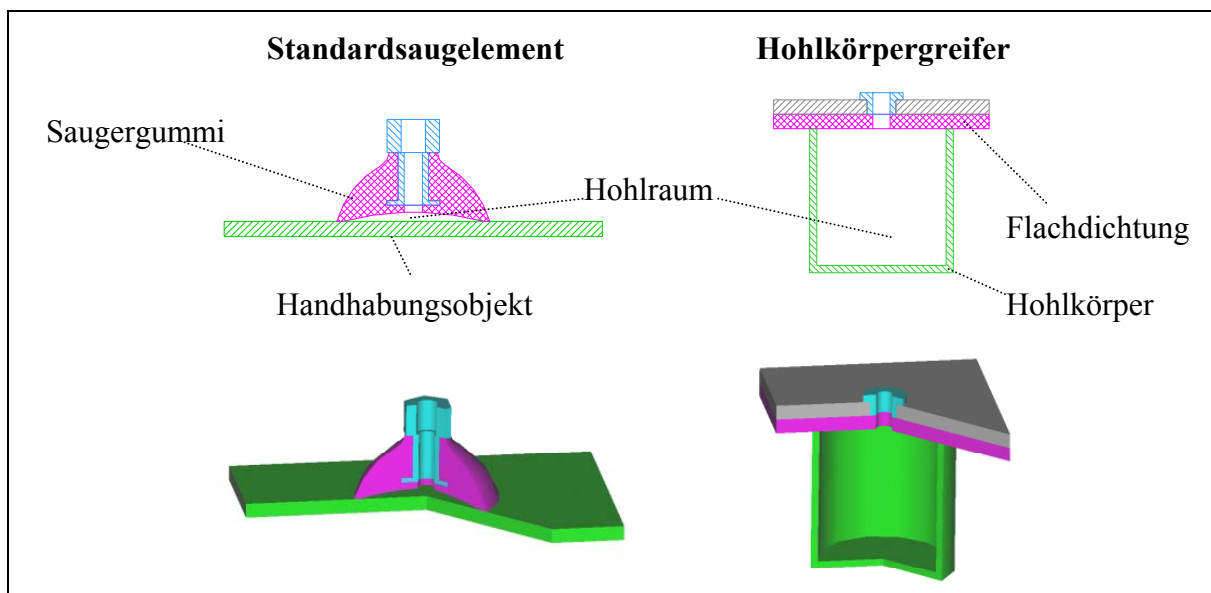


Bild 3.2: Unterdruckraum

3.1 Anforderungen des neuen Unterdruckgreifkonzeptes an Hohlkörper

Das neue Hohlkörpergreifkonzept stellt bestimmte Voraussetzungen an die Hohlkörper:

- Die Hohlkörper müssen eine Öffnung aufweisen, deren Rand in derselben horizontalen Ebene liegt. Geringe Toleranzen können durch die Elastizität der Flachdichtung ausgeglichen werden.
- Die äußere Gestalt des Hohlkörpers muss das Abdichten der *primären Öffnung* mit einer flächigen Dichtung ermöglichen. Die *primäre Öffnung* befindet sich an der höchsten Stelle. Sie bildet die Schnittstelle für den Greifvorgang (Bild 3.3).
- Die Greifkraft muss größer als die wirkenden äußeren Belastungen sein (z.B. Gewichtskräfte).
- Die Öffnung darf im Verhältnis zum Hohlkörpergewicht nicht zu gering sein, da aus der Fläche der Öffnung - in Verbindung mit der erzeugten Druckdifferenz - die Unterdruckkraft resultiert und damit die eigentliche Greifkraft.
- Die maximale Druckdifferenz ist begrenzt durch den Druck der Atmosphäre einerseits und das Vakuum andererseits. Vakuum ist der geringste erreichbare Unterdruck, der nicht weiter verringert werden kann. Daraus folgt, dass pro cm^2 Öffnungsfläche die Greifkraft maximal rund 10 N (Luftdruck 1013 hPa) betragen kann. Wegen Luftdruckschwankungen und bei anderen Höhenniveaus sollte mit entsprechend verringerten Werten gerechnet werden.
- Die Hohlkörperoberfläche darf nicht zu luftdurchlässig sein. Luftdurchlässigkeit kann durch die Art des Werkstoffes, aus dem der Hohlkörper besteht, gegeben sein oder durch kleinere Öffnungen (z.B. Fehlstellen). Diese Öffnungen werden definiert als *sekundäre Öffnungen*.

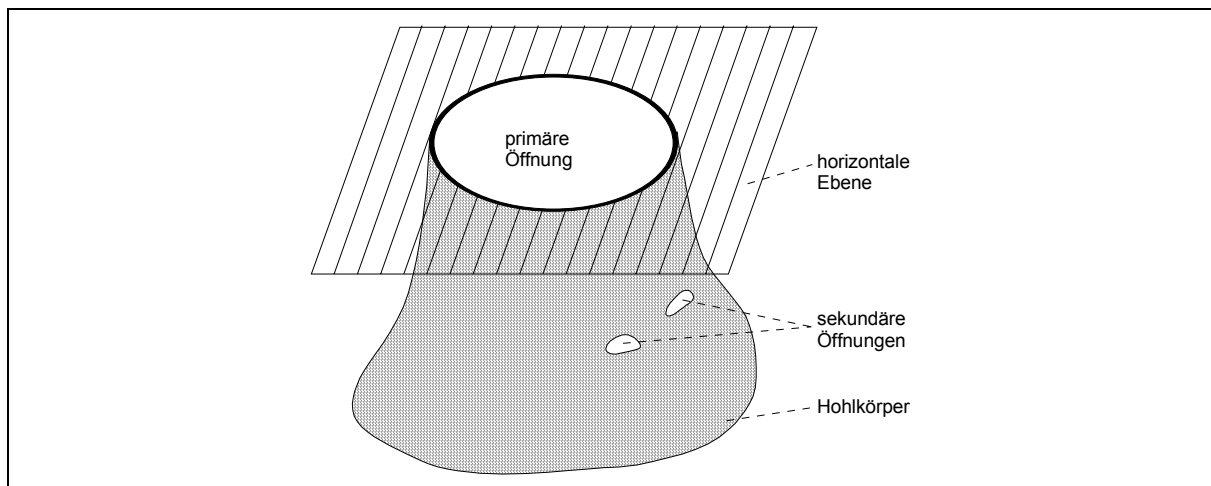


Bild 3.3: Öffnungen am Hohlkörper

In den folgenden Kapiteln wird der Begriff Hohlkörper so verwendet, dass damit genau jene Hohlkörper verstanden werden, die die zuvor aufgelisteten Bedingungen für das neue Hohlkörpergreifkonzept erfüllen. Das Spektrum an greiffähigen Hohlkörpern ist hierbei insgesamt sehr groß. Das Bild 3.4 zeigt am Beispiel der Ladehilfs- und Packmittel unterschiedliche Arten von greiffähigen Hohlkörpern.

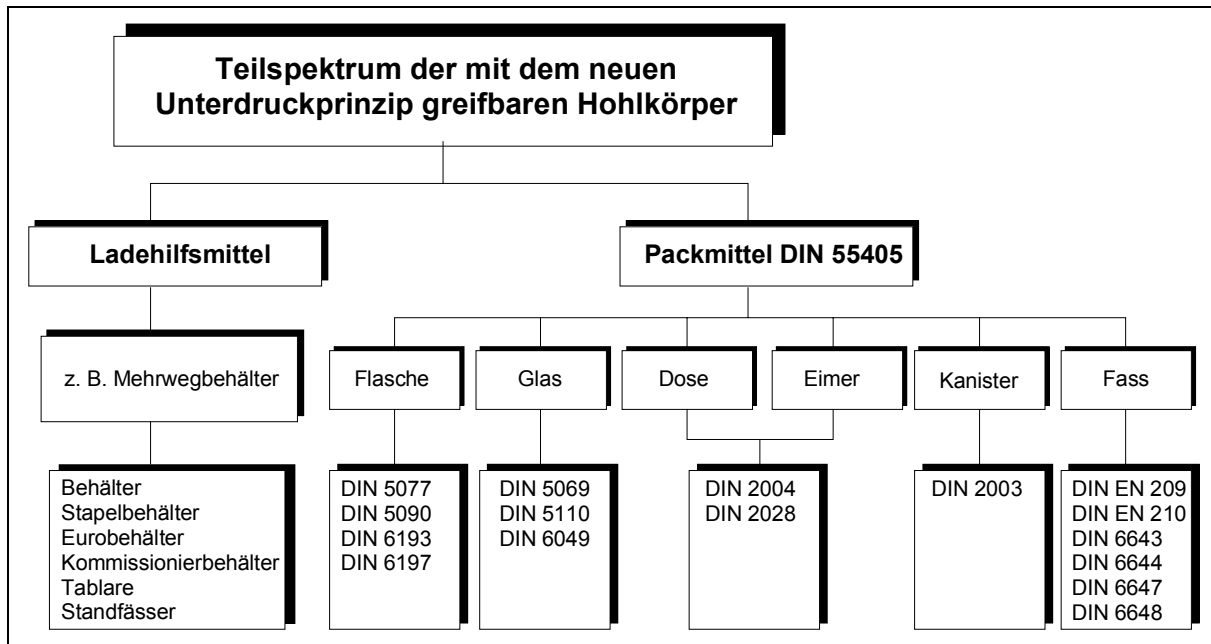


Bild 3.4: Teilspektrum greiffähiger Hohlkörper (s. [Utz])

3.2 Konzept der verschließbaren Ansaugöffnungen

Das neue Greifkonzept impliziert Anforderungen, die es nun umzusetzen und auszugestalten gilt. Als wesentliche Bedingungen sind festzuhalten:

- Das Greifsystem muss die Öffnungen der Hohlkörper verschließen und abdichten, damit die Hohlräume der zu greifenden Körper evakuiert werden können.
- Die Ansaugöffnungen müssen gesteuert geöffnet und verschlossen werden können.¹⁸
- Die Hohlkörper müssen einzeln, in ausgewählten Gruppen oder alle gelöst werden können.

Damit das neue Greifsystem an unterschiedliche Hohlkörper und Setzmuster angepasst werden kann, ist das System modular aufzubauen. Zur Erfüllung der ersten Anforderung bietet sich eine geeignete Flachdichtung an, in der Ansaugöffnungen gefertigt sind. Die Dichtung sollte so elastisch sein, dass die Abweichungen in der Höhe der jeweils gleichzeitig gegriffenen Hohlkörper ausgeglichen werden. Die Realisierung der verschließbaren Ansaugöffnung kann auf verschiedene Art und Weise erfolgen. Das Bild 3.5 zeigt zwei prinzipielle Möglichkeiten, wobei einmal nach innen und einmal nach außen das Ventil geöffnet wird.

Der Verschluss der Ansaugöffnung erfolgt durch ein Ventil mit der Form eines abgesetzten Zylinders. Die Ventilbewegung wird durch einen Pneumatikzylinder ausgeführt. Im geschlossenen Zustand dichtet das Ventil den Greiferhohlraum gegen die Atmosphäre ab.

Auf der Ventilunterseite befindet sich ein Stück Flachdichtung, welches bei geschlossenem Ventil das Loch der Ansaugöffnung in der Flachdichtung an der Greiferunterseite ausfüllt. Auf diese Art entsteht eine vollständig wiederhergestellte Flachdichtung.

¹⁸ Diese Anforderung ist ein Vorgriff auf spätere Erkenntnisse. Sie ergibt sich bei bestimmten Setzmustern (s. Kapitel 3.4, Bild 3.10, Bild 3.11 und Bild 3.8).

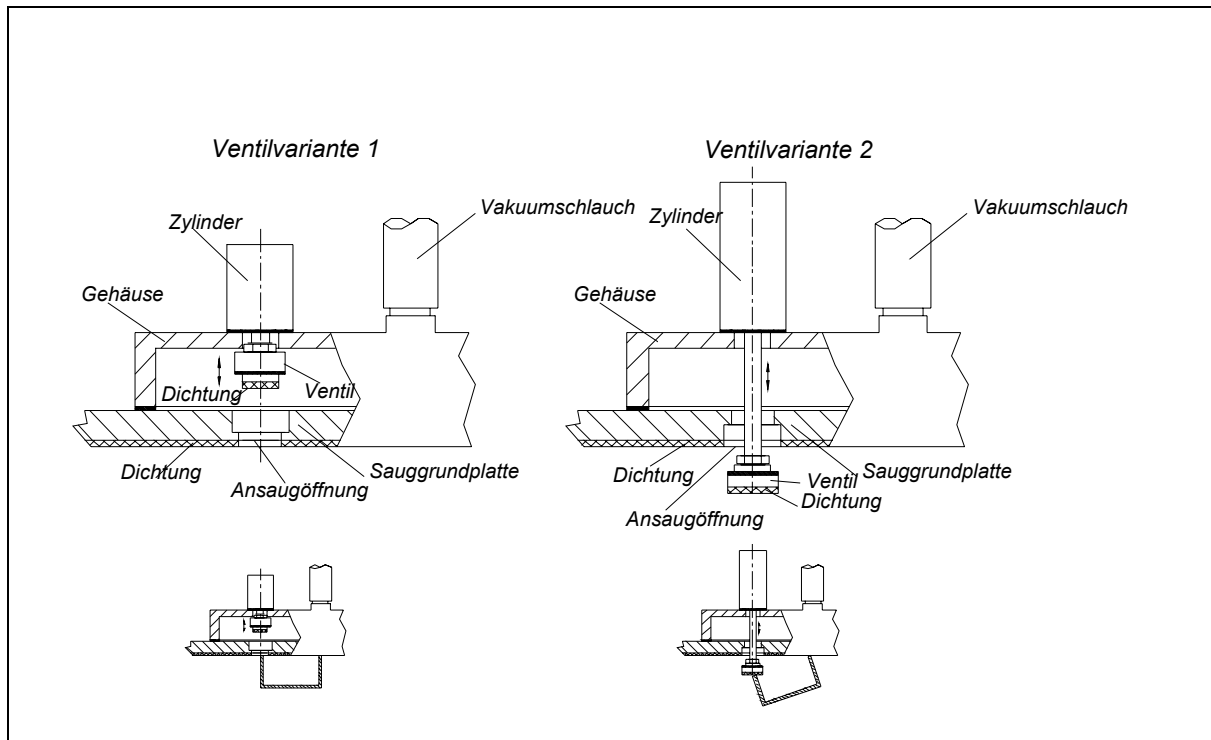


Bild 3.5: Verschleißvarianten für Ansaugöffnungen

Vorteilhaft bei Variante 1 ist der im geöffneten Zustand innen liegende Ventilkörper, der daher nicht auf einen Rand einer Hohlkörperöffnung aufsetzen kann. Bei Variante 2 kann infolge des nach außen öffnenden Ventilkörpers das Gehäuse flacher ausfallen. Doch ist zu beachten, dass die dargestellten Möglichkeiten nur das Lösen aller Hohlkörper erlauben, indem der Unterdruckerzeuger abgeschaltet und der Greiferinnenraum belüftet bzw. indem ein Unterdruckerzeuger gewählt wird, der von Saug- auf Druckbetrieb schaltbar ist.

Das Lösen einzelner Hohlkörper ist realisierbar durch Verwendung eines Zylinders mit hohler Kolbenstange. Dazu wird die Ansaugöffnung, die dem zu lösenden Hohlkörper zugeordnet ist, verschlossen und durch die hohle Kolbenstange sowie durch ein kleines Loch in der Flachdichtung Druckluft in den Hohlkörper geblasen, wodurch geringe Löszeiten realisierbar werden. Bei dem in Bild 3.6 dargestellten Greifsystem ist der Versuch unternommen worden, die Baugruppen möglichst modular zu gestalten. Dies betrifft insbesondere Ventilbaugruppe und Saugflansch sowie Komponenten (Drucksensor, Abblasventil 2/2), die entsprechend den Erfordernissen durch die Setzmuster in mehrfacher Anordnung benötigt werden.

Durch eine umfangreiche Recherche konnte nachgewiesen werden, dass dieses Greifkonzept mit den verschließbaren Ansaugöffnungen und vollständig wiederhergestellter Flachdichtung im geschlossenen Zustand, sowie dem Lösen durch Einblasen von Druckluft, neuartig ist.¹⁹

¹⁹ Es wurde in Datenbanken und Firmenprospekten sowie nach Patenten gesucht (s. [Aer], [Bec93], [Bra88], [Dal], [Dzw92][], [FA96b], [FA96c], [FA97a], [Fes], [Fez], [Fip], [Gkn], [Hes91], [Hes97a], [Jod90], [Jod91], [Jün89], [Jün93], [Man], [Mil90], [Mil92a], [Mil92b], [Nor], [Par], [Pia], [Rob93], [Sap], [Sch], [Sch92a], [Sch92b], [Sch95], [Scm95], [Sev91], [Smc], [Smi], [Som], [Spr97], [Teh], [Vac], [Vol], [Wer]).

Die Idee, Hohlkörper durch Evakuieren zu greifen, ist schon alt. Im Prinzip können die Halbkugeln aus den Versuchen der „Magdeburger Halbkugeln“ sowie des Galgenversuches von Otto von Guericke im 17. Jahrhundert als Ursprung angesehen werden. Patente, die sich auf Sauggreifer beziehen, gibt es in großer Anzahl. Auf das Greifen von Hohlkörpern wird jedoch so gut wie gar nicht eingegangen.

3. Neuartiges Konzept zum Greifen von Hohlkörpern

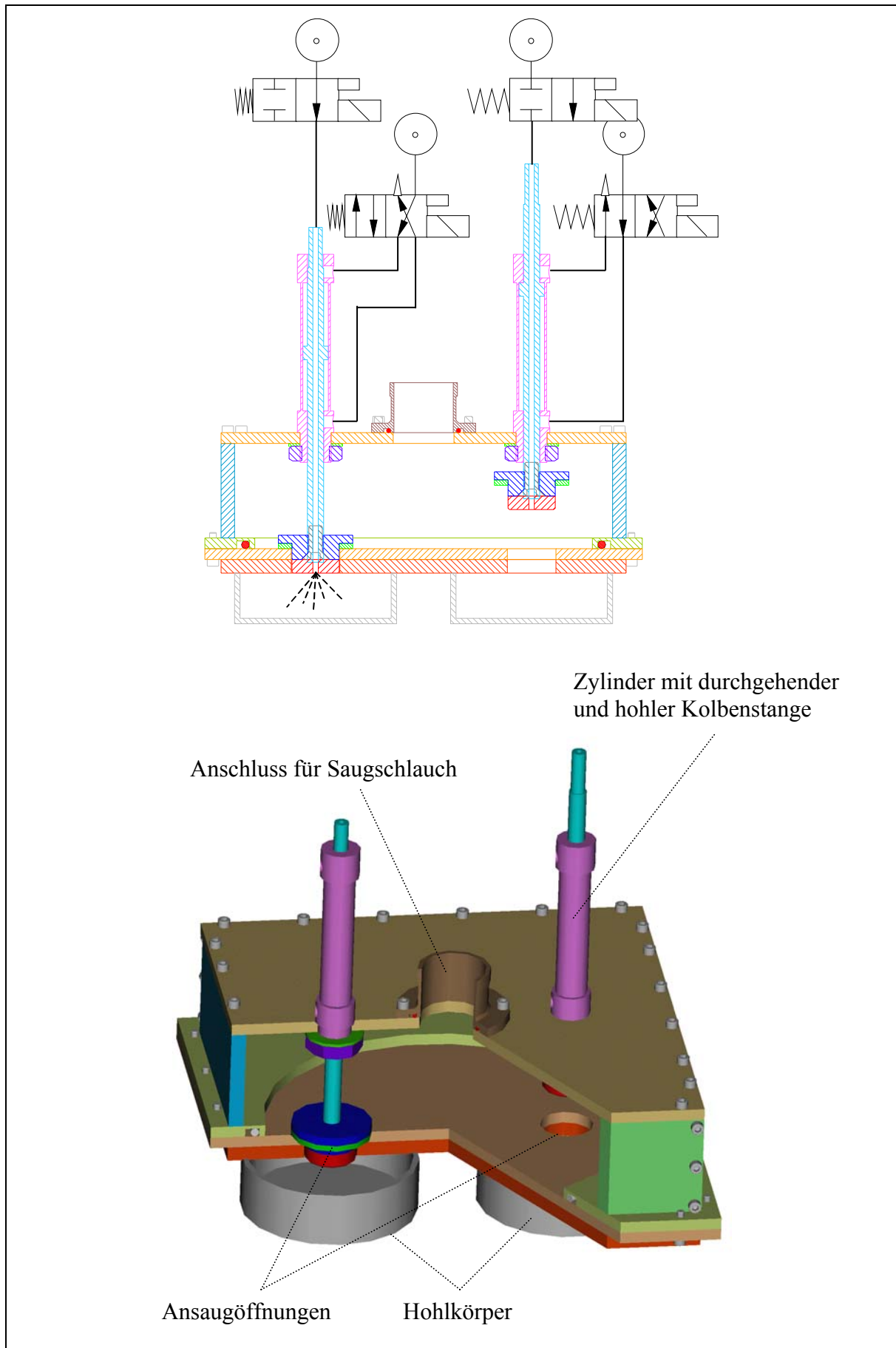


Bild 3.6: Zweifachgreifer in Modulbauweise

3.3 Anforderungen an Greifer nach dem neuartigen Unterdruckgreifkonzept

Bei der Handhabung von Hohlkörpern beim Palettieren und Depalettieren können gemäß Bild 3.7 drei Phasen unterschieden werden²⁰:

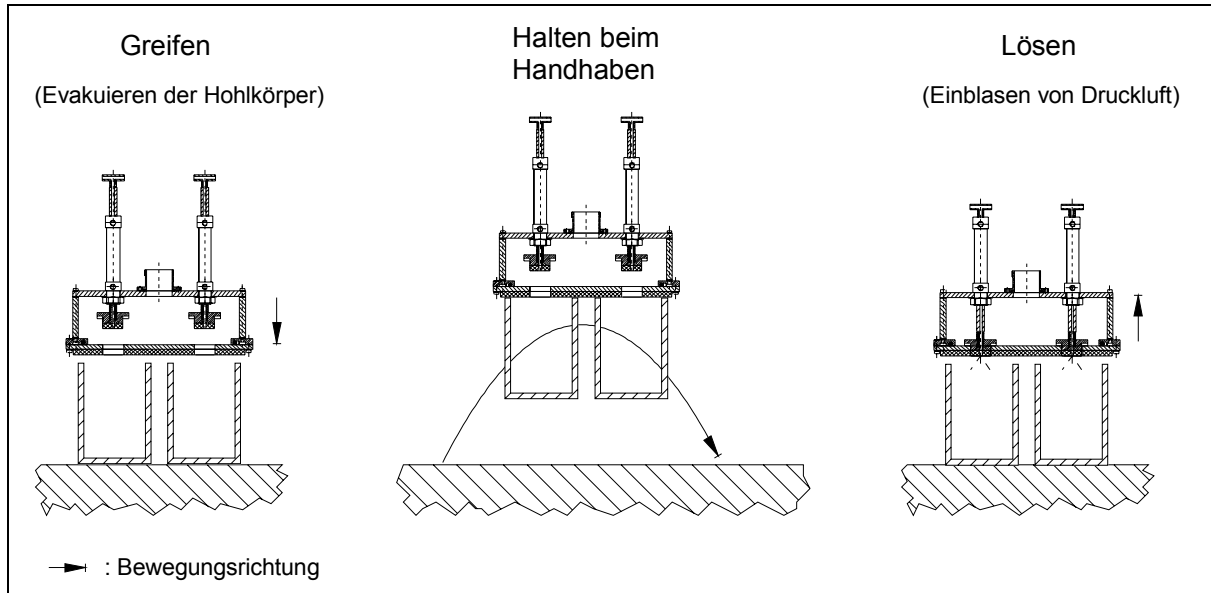


Bild 3.7: Greifen, Halten und Lösen

Bei jeder dieser drei Phasen werden unterschiedliche Anforderungen an das Greifsystem gestellt, wie sie in Tabelle 3.1 zusammengefasst sind.

Phase 1: Greifen	Phase 2: Halten	Phase 3: Lösen
<ul style="list-style-type: none"> • sicheres Greifen • geringe Greifzeit • Überprüfung, ob die gewünschten Hohlkörper gegriffen sind 	<ul style="list-style-type: none"> • sicheres Halten bei der Handhabung 	<ul style="list-style-type: none"> • geringe Löszeit • Überprüfung, ob die gewünschten Hohlkörper gelöst sind

Tabelle 3.1: Anforderungen an das Hohlkörpergreifsystem

• Greifen

Die Anforderung „sicheres Greifen“ bedeutet, dass Hohlkörper, für die das Greifsystem ausgelegt wurde, sicher evakuiert und gegriffen werden. Die Auslegung betrifft folgende Charakteristika der Hohlkörper:

- Höhen der Hohlkörper
- Durchmesser der Hohlkörperöffnungen
- Randunebenheiten
- Masse der einzelnen Hohlkörper

²⁰ Die Hauptaufgaben des Greifers sind das Herstellen, Aufrechterhalten und Lösen der Verbindung zwischen dem Greifobjekt und dem Handhabungsgerät (s. [VDI2740]).

- Druckempfindlichkeit der einzelnen Hohlkörper
- Anzahl und Größe von sekundären Öffnungen (s. Bild 3.3, Seite 15)

Bei Hohlkörpern, die von den Eigenschaften abweichen, für welche das Greifsystem ausgelegt wurde, kann ein sicheres Greifen nicht gewährleistet sein.

Eine „geringe Greifzeit“ - in der Regel kleiner 1 Sekunde - wird angestrebt, damit große Durchsätze mit dem Greifsystem erzielt werden. Die Greifzeit hängt von dem zum Halten (Phase 2) benötigten Unterdruck, dem zu evakuierenden Volumen in den Hohlkörpern und den Eigenschaften des Unterdruckerzeugers ab (s. Kap. 8.3).

Eine weitere Anforderung der Phase 1 ist die „Überprüfung, ob die ausgewählten Hohlkörper gegriffen sind“. Diese Überprüfung ist bei dem konzipierten Hohlkörpergreifsystem denkbar, indem an dem Ventilboden der geöffneten Ventile der Unterdruck gemessen wird. Die Unterdruckmessung kann durch die hohle Kolbenstange erfolgen. Da an dem Messpunkt des Unterdruckes am Ventilboden ein starker Volumenstrom vorbei gesaugt wird, kann dies eventuell - abhängig von der sich ausbildenden Strömung - zu Fehlmessungen führen. Dies soll in Versuchen untersucht werden (s. Kap. 6.1.6). Ist der Unterdruck in den zu greifenden Hohlkörpern so weit gesunken, dass eine sichere Handhabung gewährleistet ist, kann die Phase 1 enden und die Phase 2 beginnen.

- **Halten**

Die Anforderung der Phase 2 ist das „sichere Halten bei der Handhabung“. Bei der Handhabung greifen an dem Versuchskörper äußere Kräfte an. Dies können zum Beispiel Gewichtskräfte aufgrund der Erdbeschleunigung, Trägheitskräfte infolge der Beschleunigung, Zentrifugal- und Corioliskräfte bei gekrümmter Bewegung sowie Windkräfte auf der Stirnfläche der Hohlkörper sein.

Damit ein sicheres Halten gewährleistet ist, muss eine genügend große Haltekraft die Hohlkörper am Greifsystem festhalten. Diese Haltekraft resultiert aus dem Unterdruck, zu dessen Bestimmung im Kapitel 4 ein Kräftemodell entwickelt wird.

- **Lösen**

In der Phase 3, dem Lösen²¹ der Hohlkörper beim Ablegen, sind zwei Anforderungen zu nennen. Diese Anforderungen sind „kurze Löszeit“ und „Überprüfung, ob die gewünschten Hohlkörper gelöst sind“. Analog zur Greifzeit werden zum Lösen Zeiten kleiner 1 Sekunde angestrebt. Zum Lösen der Hohlkörper wird nach dem Schließen der Ansaugöffnungen Druckluft durch die hohle Kolbenstange in den Innenraum der zu lösenden Hohlkörper eingeleitet. Die Löszeit ist hierbei abhängig von dem vorliegenden Unterdruck, der Größe des Innenraumes der einzelnen gegriffenen Hohlkörper und der Stärke des Druckluftvolumenstromes.

Die Anforderung „Überprüfung, ob die gewünschten Hohlkörper gelöst sind“ kann analog Phase 1 durch Druckmessung erfolgen. Nach dem Einblasen von Druckluft kann durch die hohle Kolbenstange der Druck überprüft werden. Ist der Druck an den Ventilböden der entsprechenden Ventile so groß wie der Atmosphärendruck, so sind die ausgewählten Hohlkörper vom Greifsystem gelöst, d.h. es wirken keine Haltekraft mehr.

Beim Lösen müssen zwei Strategien unterschieden werden. Bei *der ersten Strategie* werden die Hohlkörper bis kurz über die Abstellfläche (z.B. 4 mm) gehandhabt. Beim Lösen fallen die Hohlkörper eine kurze Strecke herunter auf die Abstellfläche. Die eingeleitete Druckluft

²¹ Lösen ist die Umkehrung des Haltens (s. [VDI2860]).

darf in diesem Fall einen hohen Druck haben. Voraussetzung für diese Strategie ist, dass die zu handhabenden Hohlkörper robust genug für das kurze Fallen sind. Bei *der zweiten Strategie* werden die Hohlkörper auf der Abstellfläche abgesetzt und dann Druckluft eingeleitet. In diesem Fall dichtet das Greifsystem mit der Flachdichtung den Innenraum der Hohlkörper auch dann weiter ab, wenn Atmosphärendruck erreicht wird. Bei weiterer Einleitung der Druckluft entsteht im Innenraum ein Überdruck. Daher ist der Druck, die Stärke des Volumenstromes und die Einleitungszeit der Druckluft auf die jeweiligen Hohlkörper abzustimmen.

3.4 Bestimmung der Ansaugöffnungen in Abhängigkeit des Setzmusters

Die Anzahl und Anordnung der Ansaugöffnungen in der Flachdichtung muss entsprechend der zu handhabenden Setzmuster und der Größe der Hohlkörperöffnungen gewählt werden. Das Bild 3.9 auf der Seite 22 erläutert dies anhand des Setzmusters für rechteckige Grundflächen ohne Zwischenraum.

In diesem Fall liegen modulare Grundflächen²² und kein Abstand zwischen den einzelnen Hohlkörpern vor. Zur Bestimmung der Lage und Anzahl der Ansaugöffnungen wird hierbei das Setzmuster mit den kleinsten Grundflächen gewählt. In jeder Grundfläche wird zentrisch eine Ansaugöffnung gelegt. Auf diese Weise ist sichergestellt, dass kein Rand einer Hohlkörperöffnung auf einer Ansaugöffnung liegt.

Bei anderen Randbedingungen ist dies aber sehr wohl möglich. Am Beispiel der Setzmuster von Hohlkörpern mit rechteckiger Grundfläche und Zwischenräumen (s. Bild 3.10 auf der Seite 23) sowie bei kreisförmiger Grundfläche (s. Bild 3.11 auf der Seite 24) wird dieser Zusammenhang deutlich.

Das Konzept der verschließbaren Ansaugöffnung ermöglicht das Greifen von Hohlkörperanordnungen auch dann, wenn der Rand einer Hohlkörperöffnung auf einer verschlossenen Ansaugöffnung liegt. Bei nicht verschließbaren Ansaugöffnungen entstehen unter diesen Randbedingungen Abdichtungsprobleme (Bild 3.8).

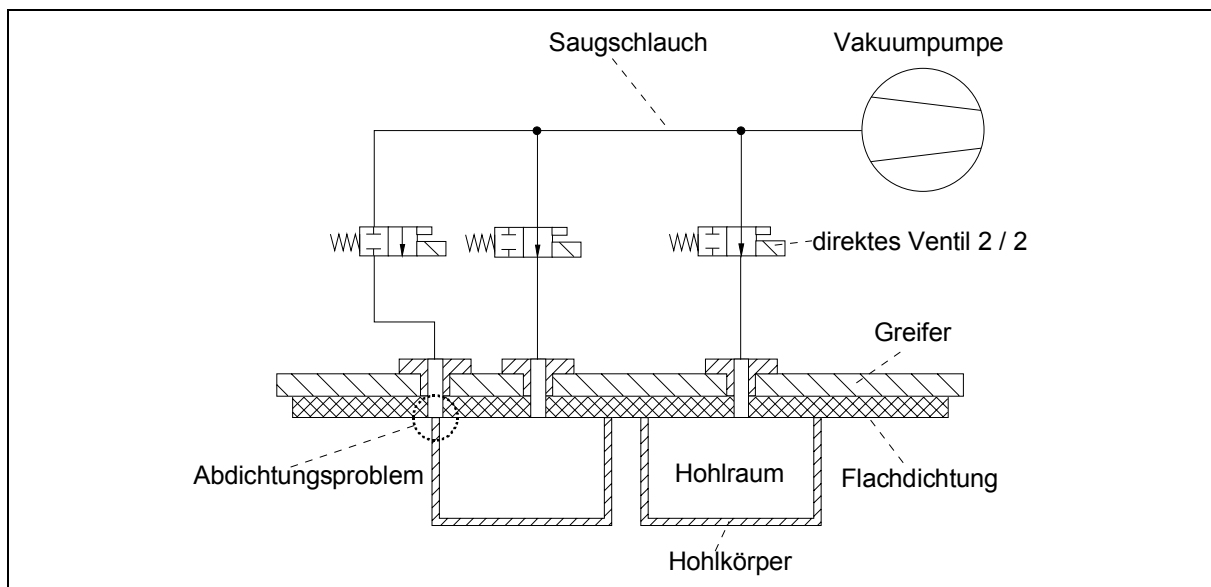


Bild 3.8: Abdichtungsproblem bei Ansaugöffnungen auf dem Hohlkörperrand

²² Bei modularen Grundflächen ist die Abmessung derart gestuft, dass die Addition der Grundfläche zweier kleinerer Hohlkörper die Grundfläche des nächst höheren Hohlkörpers ergibt (s. [DIN55510]).

3. Neuartiges Konzept zum Greifen von Hohlkörpern

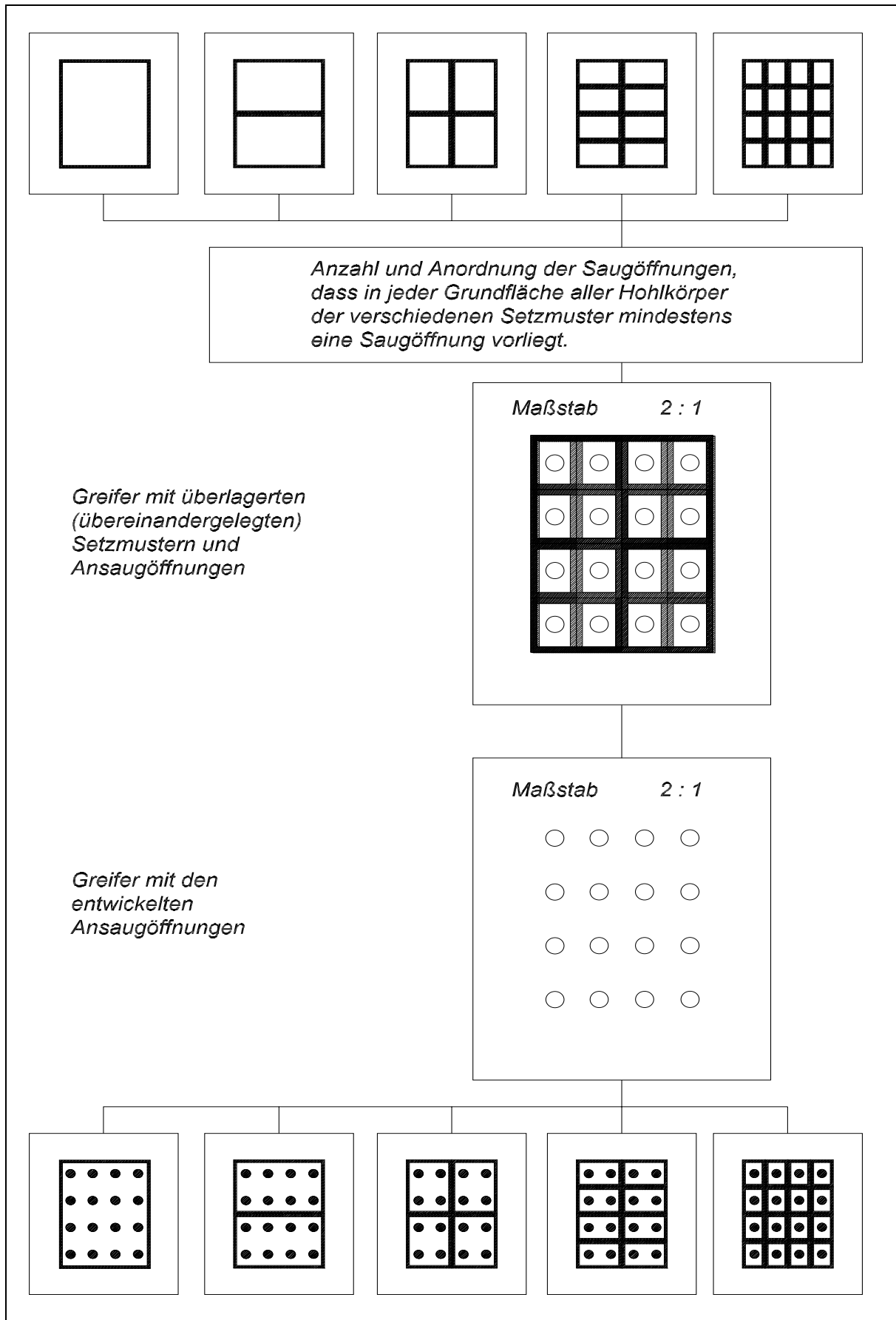


Bild 3.9: Bestimmung der Anzahl und Anordnung der Ansaugöffnungen

3. Neuartiges Konzept zum Greifen von Hohlkörpern

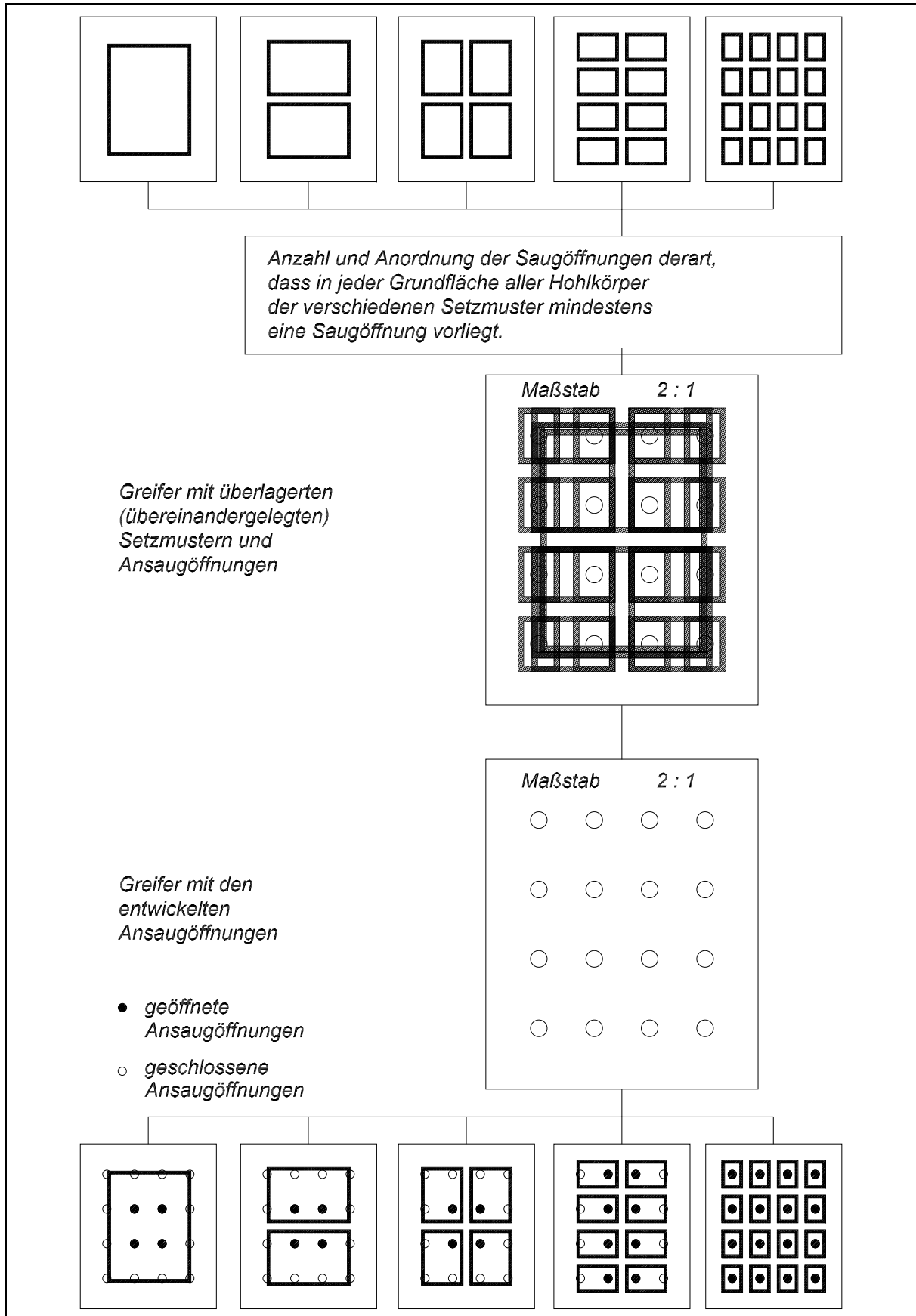


Bild 3.10: Bestimmung der Ansaugöffnungen bei rechteckigem Hohlkörperquerschnitt mit Zwischenräumen

3. Neuartiges Konzept zum Greifen von Hohlkörpern

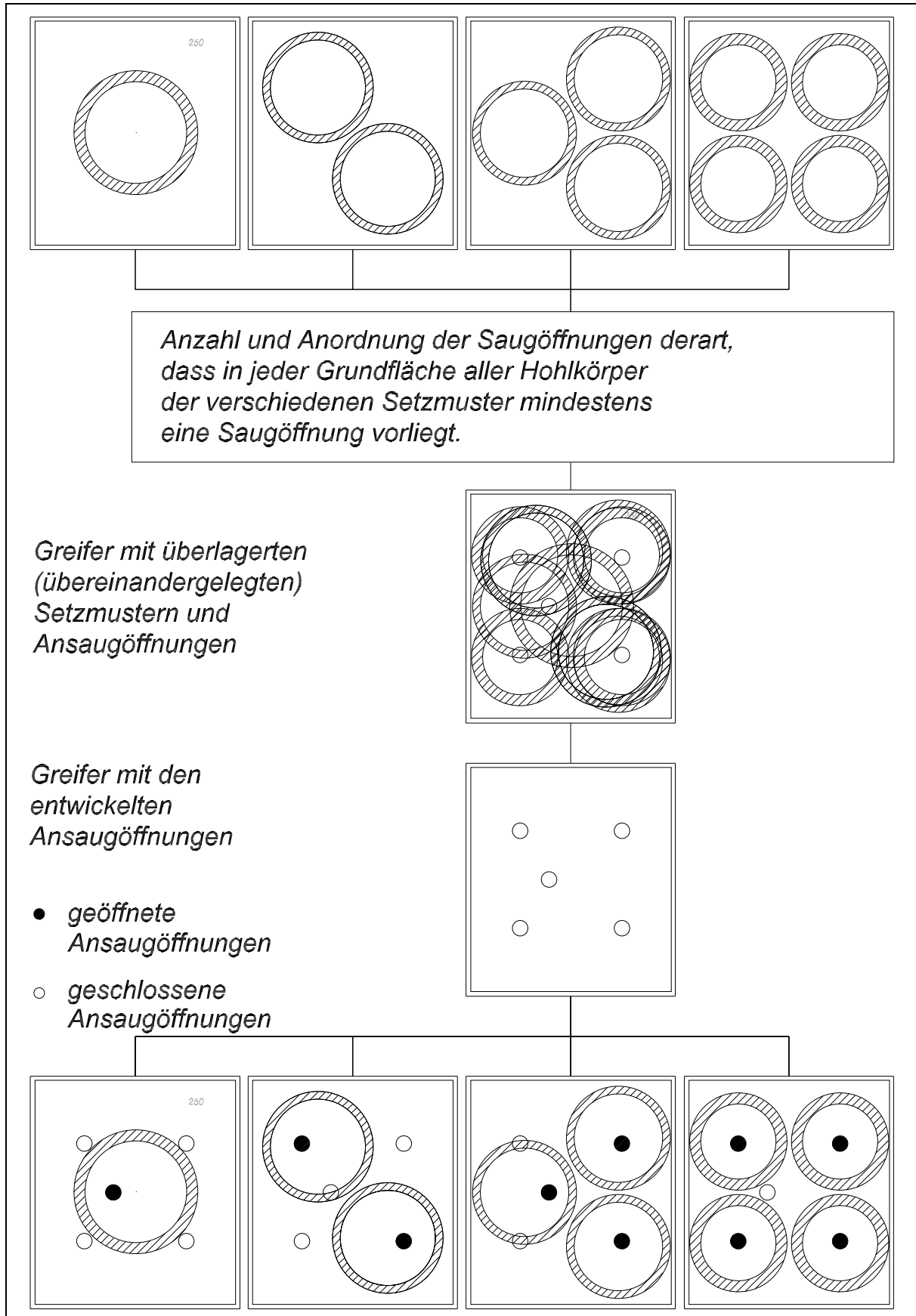


Bild 3.11: Bestimmung der Ansaugöffnungen bei kreisförmigem Hohlkörperquerschnitt mit Zwischenräumen

4 Entwicklung des Kräfte Modells

4.1 Vorliegende Kräfte Modelle

Bislang entwickelte Kräfte Modelle für pneumatischer Flächensauger können als Basis für die Kräfte Modelle von Hohlkörpergreifsystemen angewendet werden. Eine Tatsache, die sich zum Einen aus dem äquivalenten Aufbau der Greifer begründet (Bild 3.2, Seite 14) und zum Anderen aus dem selben Haltekraftmechanismus in Form von Unterdruckkräften. Jedoch gibt es einen wesentlichen Unterschied zwischen diesen beiden Greifern: Bei pneumatischen Flächensaugern schnürt sich bei Belastung die am Handhabungsobjekt haftende Greiffläche ein, deren Einschnürungsstärke von der Saugergeometrie und dem Saugerwerkstoff abhängig ist. Durch diese Einschnürung wird die wirksame Fläche und dementsprechend die übertragbaren Kräfte verringert. Beim Greifen von Hohlkörpern tritt dieser Effekt infolge ihrer großen Stabilität normalerweise nicht auf.

Für die pneumatischen Flächensauger sind mehrere Kräfte Modelle²³ entwickelt worden:

- 1979 Kaulins, I. A.; Kaulinja, Z. S. (s. [Kau79])
- 1988 Braun, D. (s. [Bra88])
- 1991 Götz, R. (s. [Göt91])
- 1992 Radtke, M. F. U. (s. [Rad92])
- 1993 Becker, R. (s. [Bec93])
- 1997 Böger, T. (s. [Bög97])

Das Kräfte Modell von Kaulins und Kaulinja (s. [Kau79]) ist für Einzel-Saugelemente entwickelt worden. Es besteht hierbei die Möglichkeit, dass der Sauger nicht über dem Schwerpunkt des Handhabungsobjektes angreift. In diesem Fall resultiert daraus eine nicht konstante Streckenlast an der Saugerdichtlippe. Für diese Streckenlast wird eine mathematische Lösung ermittelt, die bei dem in dieser Arbeit neu entwickelten Kräfte Modell Verwendung findet. Zudem stellen Kaulins und Kaulinja zur minimalen Dichtstreckenlast q_m Folgendes fest bzw. gehen von folgender Voraussetzung aus (s. [Kau79], Seite 6):

Es sei $q_m > 0$, da im Fall $q_m = 0$ eine Aufhebung des Vakuums am Greifer erfolgt (und somit das Werkzeug nicht mehr festgehalten werden kann).

Während Kaulins und Kaulinja bei ihrem Kräfte Modell davon ausgegangen sind, dass der Roboter nur in zwei Achsrichtungen gleichzeitig Bewegungen bzw. Beschleunigungen ausführt, geht Becker (s. [Bec93]) noch einen Schritt weiter. Er erweitert dieses Kräfte Modell derart, dass Bewegungen mit Beschleunigungen in nunmehr drei Achsrichtungen auftreten dürfen. Zur Auflösung seines Kräfte Modells trifft Becker dann die Annahme, dass im Versagensfall die minimale Streckenlast an der Dichtlippe gleich Null wird - analog zu Kaulins und Kaulinja.²⁴

Wie sich nach durchgeführten Versuchsreihen und Überlegungen zum neuen Hohlkörpergreifkonzept später noch herausstellen wird, liegt in der Versagensfallannahme von Kaulins und Kaulinja sowie Becker der zentrale Unterschied zum neu zu entwickelnden Kräfte Modell.

²³ Eine kurze Übersicht über diese Kräfte Modelle ist in der Dissertation von Becker (s. [Bec93], Seite 26 - 35) und in der Dissertation von Böger (s. [Bög97], Seite 16 - 22) gegeben.

²⁴ Becker geht des Weiteren in seiner Arbeit davon aus, dass in seinem Kräfte Modell nicht alle Einflussparameter vollständig berücksichtigt werden können. Hiermit erklärt er die Abweichung der Ergebnisse im Verhältnis zu den durchgeführten Versuchen (s. [Bec93], Seite 52).

Aus den Versuchen kann nämlich geschlossen werden, dass im Versagensfall q_m größer 0 ist (s. Kap. 6.1.4).

Das Kräftemodell von Braun (s. [Bra88]) für das Einzel-Saugelement gilt nur, wenn der Sauger zentrisch über dem Schwerpunkt des Handhabungsobjektes angreift. Daraus resultiert eine gleichmäßige Streckenlast für die Dichtlippe. Über die Dichtkraft sagt Braun (s. [Bra88], Seite 28): „Eine hinreichende Dichtigkeit ist Voraussetzung dafür, dass ein Saugelement die Kraft F_v (Vertikalkomponente der Kraft) aufnehmen kann; d.h. die Dichtkraft F_d muss einen positiven Wert aufweisen, damit die Dichtlippe gegen das Handhabungsobjekt gepresst wird.“ Er sieht im Folgenden die Dichtkraft als die Kraft an, die die Reibung bewirkt, damit die horizontale Kraftkomponente übertragen werden kann. Somit erfolgt das Versagen beim Angreifen von horizontalen Kräften durch Versagen der Reibung und dem daraus resultierenden Verrutschen (s. [Bra88], Seite 28 f.).

Folglich kann festgehalten werden, dass es zwei Versagensfälle beim Angreifen von horizontalen Kräften gibt:

1. zu geringe minimale Dichtstreckenlast (Kaulins / Kaulinja) und
2. zu geringe Reibung (Braun).

Die Art des Versagens hängt hierbei von den jeweiligen Randbedingungen ab:

Bei *zu geringer Dichtstreckenlast* ist die Versagensursache das auf die Schnittstelle „Sauger / Handhabungsobjekt“ wirkende Drehmoment. Diese Versagensursache kann daraus resultieren, dass zum einen der Sauger nicht über dem Schwerpunkt angreift und zum anderen horizontale Wind- oder Beschleunigungskräfte existieren, respektive beides.

Bei *zu geringer Reibung* sind dagegen horizontal angreifende Kräfte oder Kraftkomponenten die Ursache. Der Unterschied liegt darin, dass entweder eine Kraft oder ein Moment zum Versagen führt. Dabei ist zu beachten, dass jede Kraft - wenn die Wirklinie nicht durch den Bezugspunkt geht - ein Moment erzeugt und jedes Moment auf Kräften beruht. Die Stärke des Moments hängt dabei vom Abstand der Wirklinie, vom Bezugspunkt und dem Winkel ab. Wie viel Reibung bei welcher Normalkraft an der Schnittstelle „Sauger / Handhabungsobjekt“ übertragen wird, hängt von der Materialpaarung „Sauger / Handhabungsobjekt“ ab. So kann, je nach Randbedingung, die eine oder die andere Versagensart auftreten.

Bei der Dissertation von Radtke (s. [Rad92]) geht es um das Eigenschwingverhalten des Systems, bestehend aus Sauger und Handhabungsobjekt. Aufgrund der Elastizität des elastomeren Saugerkörpers (s. [Rad92], Seite 3 f.) sind Eigenschwingungen möglich. Zur Beschreibung des Bewegungsverhaltens werden die Sauger durch Feder-Dämpfer-Systeme ersetzt, wobei die erforderlichen Feder- und Dämpferkoeffizienten in Versuchen ermittelt werden.

An diesem Punkt tritt ein weiterer Unterschied zwischen pneumatischen Flächensaugern und Hohlkörpergreifern auf. Bei den durchgeführten Versuchen mit Hohlkörpergreifsystemen fiel nämlich das Eigenschwingverhalten stets so gering aus, dass es durch rein optische Beobachtung nicht festgestellt werden konnte. Bei Hohlkörpern mit großer Höhe im Verhältnis zur Randfläche des Hohlkörperloches und unter Verwendung einer dicken, sehr elastischen Flachdichtung ist es möglich, dem Eigenschwingverhalten für die Dimensionierung eine größere Bedeutung zukommen zu lassen. Innerhalb dieser Arbeit werden jedoch die Eigenschwingungen vernachlässigt.

4.2 Das Kräftemodell für das neue Hohlkörpergreifkonzept

Das Kräftemodell für das neuartige Hohlkörpergreifsystem wird schrittweise entwickelt. Es werden hierbei starre Hohlkörper vorausgesetzt, bei denen keine Einschnürung auftritt. Würde bei dem im Folgenden aufgestellten Hohlkörperkräftemodell jedoch auch die Einschnürung berücksichtigt, könnte das neue Kräftemodell auch für pneumatische Flächensauger gelten.

4.2.1 Statisches Halten

Der einfachste Belastungsfall ist derjenige, bei dem ein Hohlkörper durch Unterdruck gehalten wird. Das Bild 4.1 stellt hierzu die Kräftesituation dar.

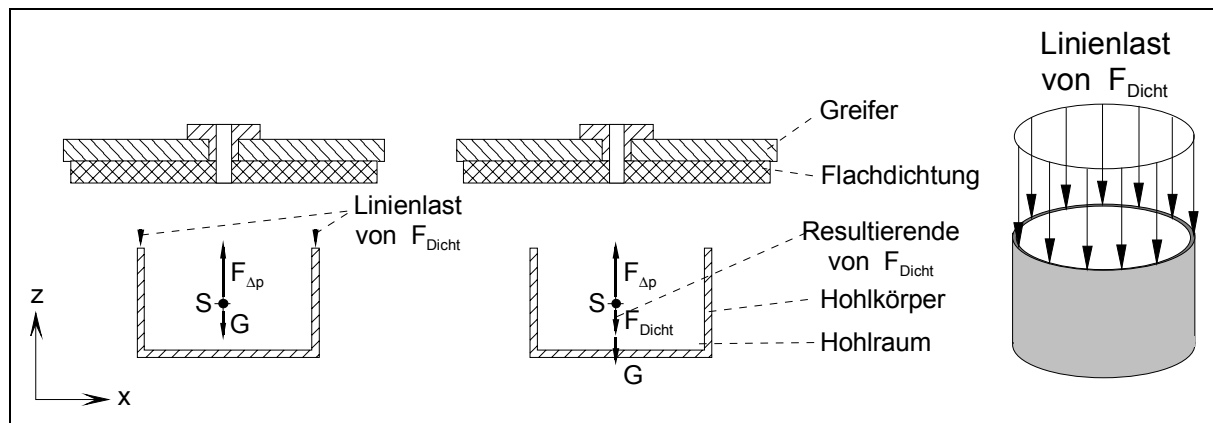


Bild 4.1: Kräfte beim statischen Halten

Es gilt:

$$F_{\Delta p} = F_{Dicht} + G \quad (4.1)$$

$$\Delta p_{Stat} \cdot A_{Wirk} = F_{Dicht} + m_H \cdot g \quad (4.2)$$

mit $F_{\Delta p}$: Unterdruckkraft [N]

F_{Dicht} : Dichtkraft [N]

G : Gewichtskraft [N]

Δp_{Stat} : Druckdifferenz im statischen Fall [Pa]

A_{Wirk} : Wirkfläche der Unterdruckkraft [m²]

m_H : Masse Hohlkörper [kg]

g : Erdbeschleunigung [m/s²]

Vorausgesetzt wird, dass der Schwerpunkt des Hohlkörpers unterhalb des Zentrums der Hohlkörperöffnung liegt, so dass die Wirklinie der resultierenden statischen Dichtkraft und der Unterdruckkraft durch den Schwerpunkt geht. Die resultierende statische Dichtkraft setzt sich dabei aus einer homogenen Linienlast am Umfang der Hohlkörperöffnung zusammen. Sie wird benötigt, um den Hohlkörper so fest gegen die Flachdichtung zu drücken, dass die Abdichtung an der Schnittstelle „Flachdichtung des Greifers“ / „Rand der Hohlkörperöffnung“ so stark ist, dass der Unterdruckerzeuger es schafft, den Leckvolumenstrom und den nötigen Unterdruck aufzubringen. In diesem Fall ist der im Innenraum des Hohlkörpers entstehende Unterdruck so groß, dass die Unterdruckkraft im Gleichgewicht mit der

statischen Dichtkraft und der Gewichtskraft ist. Im Grenzfall nimmt die statische Dichtkraft ihr Minimum an. Wird der Druck auch nur geringfügig reduziert, erfolgt ein Lösen des Hohlkörpers. Der Druck im Innenraum des Hohlkörpers, bei dem der Hohlkörper am Greifer minimal gehalten wird, erhält in dieser Arbeit die Bezeichnung Grenzdruck. Das Bild 4.2 stellt diesen Zusammenhang graphisch dar.

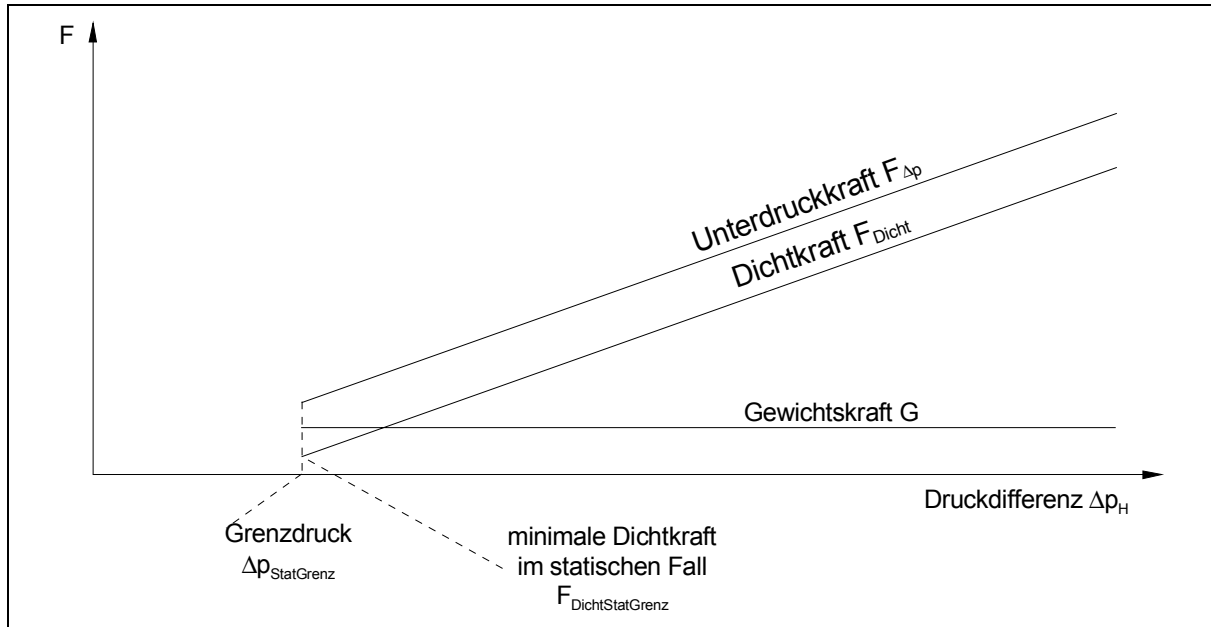


Bild 4.2: Grenzdruck

Die minimale resultierende statische Dichtkraft beeinflusst hierbei den Grenzdruck gemäß der Formel:

$$\Delta p_{StatGrenz} \cdot A_{Wirk} = F_{DichtStatGrenz} + m_H \cdot g \quad (4.3)$$

mit $\Delta p_{StatGrenz}$: Druckdifferenz im statischen Grenzfall [Pa]

$F_{DichtStatGrenz}$: Minimale Dichtkraft im statischen Grenzfall [N]

Die Abdichtung von Hohlkörpern mit ihren funktionalen Abhängigkeiten wird in den Versuchen im Kapitel 6.1.1 und im Kapitel 6.1.2 untersucht. Diese Versuche zeigen, dass die Dichtkraft im Grenzfall unter anderem abhängig von der Druckdifferenz zwischen dem Innenraum des Hohlkörpers und der Atmosphäre Δp_H ist. Diese Abhängigkeit kann berücksichtigt werden, indem die Dichtkraft als Funktion der Druckdifferenz aufgefasst wird:

$$\Delta p_{StatGrenz} = \frac{F_{DichtStatGrenz}(\Delta p_{StatGrenz}) + m_H \cdot g}{A_{Wirk}} \quad (4.4)$$

mit $F_{DichtStatGrenz}(\Delta p_{StatGrenz})$: Minimale Dichtkraft im statischen Grenzfall abhängig vom Grenzdruck [N]

Im Kapitel 7 werden die Ursachen und Bestimmungsmöglichkeiten der minimalen Dichtkraft im Grenzfall aufgezeigt.

4.2.2 Halten bei vertikalen Bewegungen

Als weiterer Belastungsfall wird die vertikale Bewegung betrachtet. Für die Versuche wird dabei der stets ungünstigere Fall gewählt, nämlich dass die durch die Beschleunigung

entstehende Trägheitskraft in Richtung der Gewichtskraft wirkt. Bild 4.3 stellt diese Kräfte-situation dar.

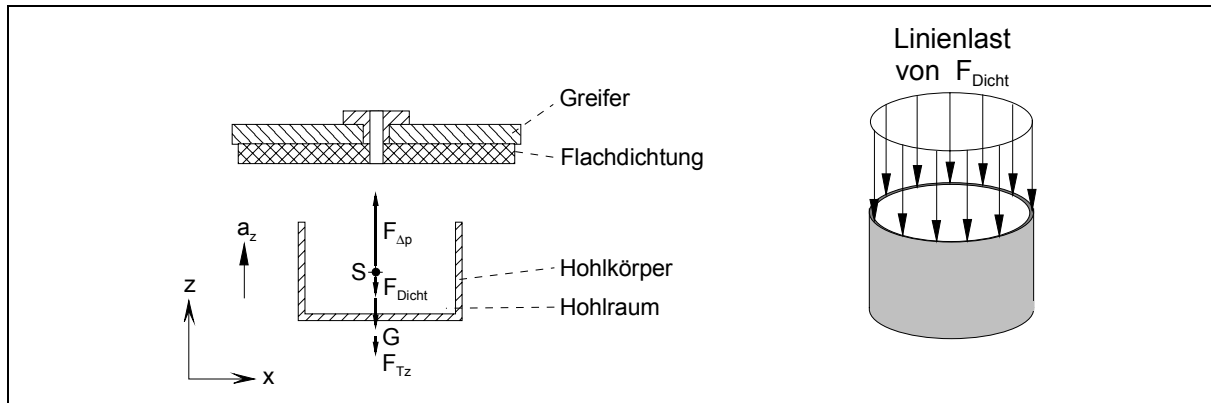


Bild 4.3: Kräfte bei der vertikalen Bewegung

Es gilt:

$$F_{\Delta p} = F_{Dicht} + G + F_{Tz} \quad (4.5)$$

$$\Delta p_H \cdot A_{Wirk} = F_{Dicht} + m_H \cdot g + m_H \cdot a_z \quad (4.6)$$

mit F_{Dicht} : Dichtkraft [N]

F_{Tz} : Trägheitskraft in vertikaler Richtung [N]

Δp_H : Druckdifferenz Innenraum des Hohlkörpers / Atmosphäre [Pa]

a_z : vertikale Beschleunigung [m/s²]

Auch hier wird vorausgesetzt, dass der Schwerpunkt des Hohlkörpers unterhalb des Zentrums der Hohlkörperöffnung liegt, so dass die Wirklinie der resultierenden statischen Dichtkraft durch den Schwerpunkt geht. Die Formel zeigt, dass in diesem Fall die vertikale Beschleunigung a_z zur Erdbeschleunigung g dazu addiert wird. Dabei ist a_z die maximale Beschleunigung bei der Aufwärtsbewegung, die radial vom Erdmittelpunkt führt.

Analog zur Herleitung der Formel (4.4) existiert auch hier eine Abhängigkeit der Dichtkraft von der Druckdifferenz. Daher wird $F_{DichtGrenz}$ durch $F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz})$ ersetzt.

$$\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + m_H \cdot (g + a_z)}{A_{Wirk}} \quad (4.7)$$

mit Δp_{HGrenz} : Druckdifferenz Innenraum des Hk. / Atm. im Grenzfall [Pa]

$F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz})$: Dichtkraft im Grenzfall abhängig von Δp_{HGrenz} [N]

4.2.3 Halten bei horizontalen Bewegungen

Bei der horizontalen Bewegung wird der Greifer mit dem Hohlkörper vertikal beschleunigt. Auch hier wird die Voraussetzung angenommen, dass der Schwerpunkt des Hohlkörpers unterhalb des Zentrums der Hohlkörperöffnung liegt, so dass die Wirklinie der resultierenden statischen Dichtkraft durch den Schwerpunkt geht. Im Bild 4.4 ist die Kräftesituation dargestellt.

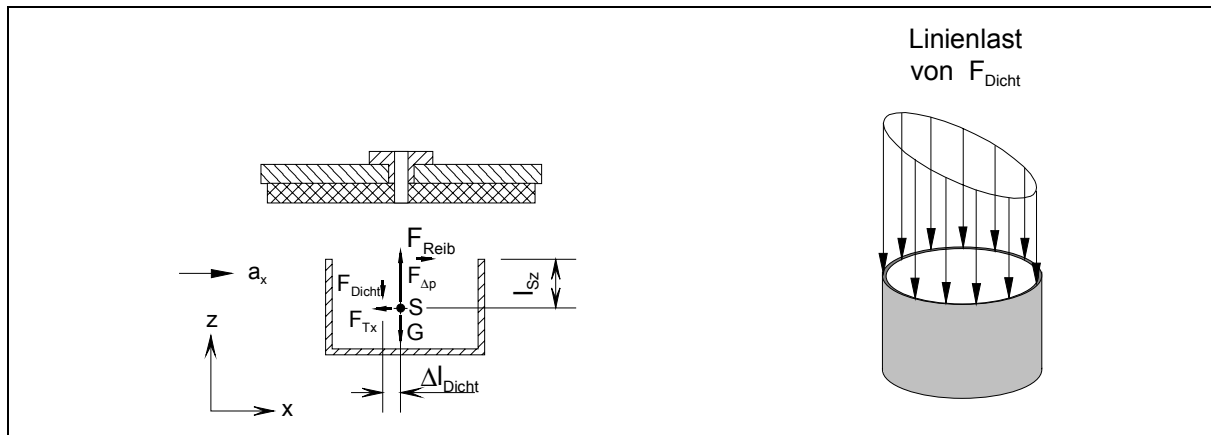


Bild 4.4: Kräfte bei der horizontalen Bewegung

Zu beachten ist, dass in diesem Fall keine homogene Streckenlast mehr auf den Rand der Hohlkörperöffnung wirkt. Die resultierende Dichtungskraft bzw. deren Wirklinie geht jetzt nicht mehr durch den Schwerpunkt des Hohlkörpers. Dadurch entsteht ein Drehmoment, das dem durch die horizontale Trägheitskraft F_{Tx} erzeugten Drehmoment entgegengesetzt wirkt und von gleicher Größe ist. Der Zustand befindet sich somit im Gleichgewicht.²⁵ Kaulins und Kaulinja haben im Versagensfall die Linienlast an der minimalsten Stelle (minimale Dichtkraft) zu Null angenommen. Diese Annahme konnte durch die im Rahmen dieser Arbeit erfolgten Versuche nicht bestätigt werden. In Abhängigkeit von den Randbedingungen wurden bei den statischen und dynamischen Versuchen in Abhängigkeit von den Randbedingungen minimale Dichtkräfte ermittelt, die wesentlich größer als Null waren²⁶. Die Belastung bei der horizontalen Bewegung setzt sich aus den folgenden zwei Komponenten zusammen:

- der vertikalen Belastung durch die Gewichtskraft,
- der horizontalen Belastung durch die Trägheitskraft infolge der horizontalen Beschleunigung.

Aufgrund dieser Aufteilung der Belastung kann die resultierende Dichtkraft in zwei Anteile aufgespalten werden:

1. Anteil für statisches Halten,
2. Anteil für rein horizontale Beschleunigung.

Der erste Anteil erzeugt eine homogene Linienlast, wohingegen der zweite Anteil im Grenzfall der maximal möglichen Belastung eine Linienlast in Form eines schräg durchgeschnittenen Zylinders bewirkt, wobei das Minimum der Linienlast Null ist. Bei geringeren Belastungen ist das Minimum der Streckenlast größer als Null. Bild 4.5 und Bild 4.6 zeigen diese Zusammenhänge graphisch. Der erste Anteil der resultierenden Dichtkraft F_{Dicht} geht durch den Schwerpunkt des Hohlkörpers, da die Linienlast homogen ist. Der zweite Anteil der resultierenden Dichtkraft F_{Dicht} ist der Anteil $F_{Dichtzus}$. Dieser ist um den Betrag $\Delta l_{Dichtzus}$ von der Wirklinie, die durch den Schwerpunkt geht, versetzt und bewirkt in Bezug auf den Schwerpunkt ein Moment (Bild 4.7).

²⁵ Dieses Kräftemodell ist analog zu dem Kräftemodell von Kaulins und Kaulinja (s. [Kau79]).

²⁶ Für Versuchsergebnisse siehe z.B. Tabelle 6.2 auf der Seite 69. Ein Erklärungsmodell für die Ursache der minimalen Dichtkraft wird in Kapitel 7 aufgezeigt.

4. Entwicklung des Kräftemodells

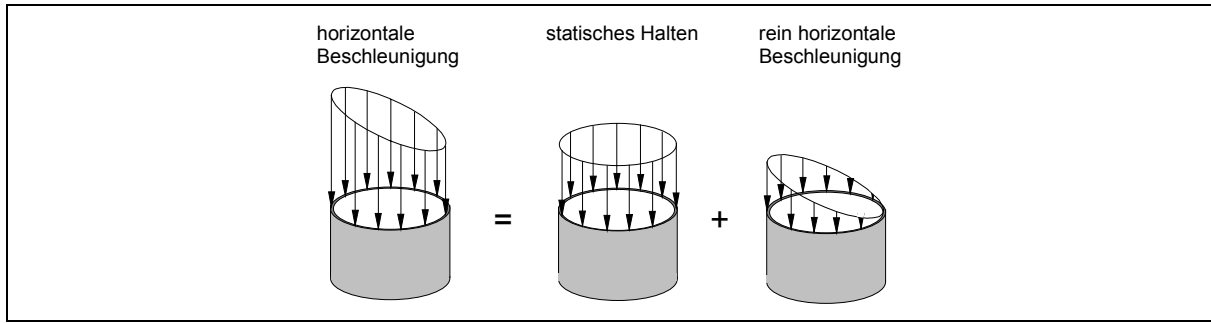


Bild 4.5: Die zwei Anteile der Dichtkraft

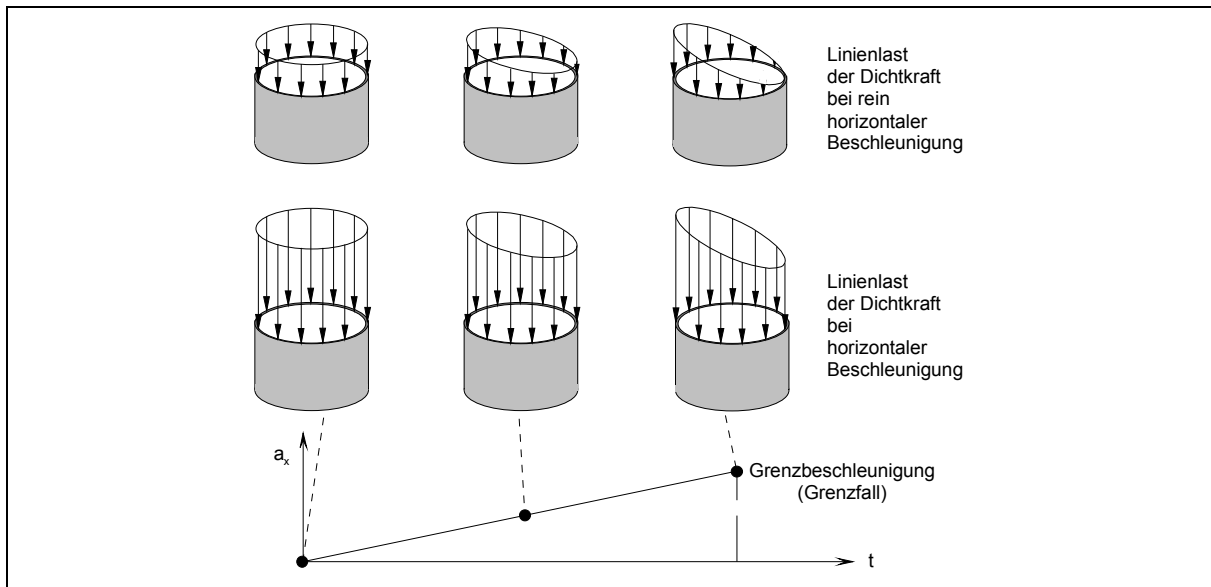


Bild 4.6: Verhalten der Linienlast der Dichtkraft bei steigender Belastung

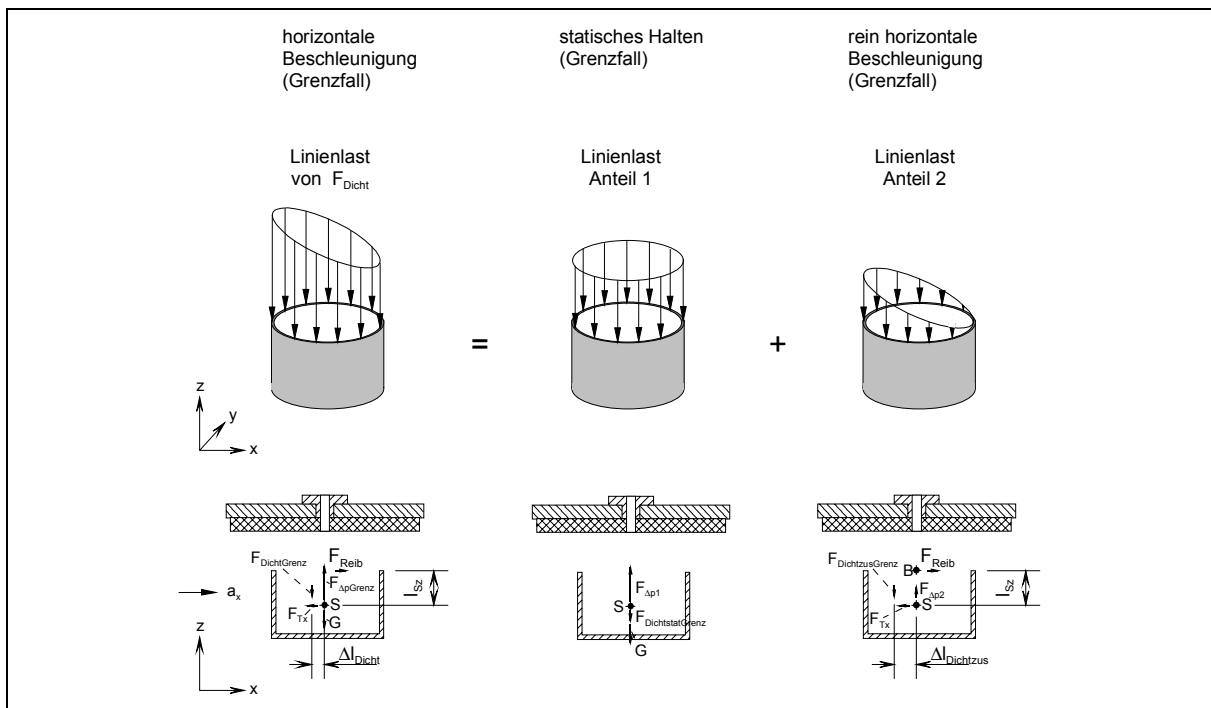


Bild 4.7: Dichtkraftanteile bei der horizontalen Bewegung

Aufgrund der Zerlegung der Dichtkraft ist die Berechnung der benötigten Unterdruckkraft möglich, wie im Folgenden gezeigt wird.

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{\Delta p \text{Grenz}} = F_{\text{DichtGrenz}} + G \quad (4.8)$$

$$F_{\Delta p \text{Grenz}} = F_{\text{DichtStatGrenz}} + F_{\text{DichtzusGrenz}} + G \quad (4.9)$$

- mit $F_{\Delta p \text{Grenz}}$: Unterdruckkraft im Grenzfall [N]
 $F_{\text{DichtGrenz}}$: Minimale Dichtkraft im Grenzfall [N]
 $F_{\text{DichtStatGrenz}}$: Minimale Dichtkraft im statischen Grenzfall [N]
 $F_{\text{DichtzusGrenz}}$: Minimale zusätzliche Dichtkraft im Grenzfall [N]

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{\text{DichtzusGrenz}} \cdot \Delta l_{\text{Dichtzus}} = F_{Tx} \cdot l_{Sz} \quad (4.10)$$

- mit F_{Tx} : Trägheitskraft in horizontaler Richtung [N]
 $\Delta l_{\text{Dichtzus}}$: Abstand von F_{Dichtzus} zum Zentrum des Hk.-Loches [m]
 l_{Sz} : Strecke Lochrand / Schwerpunkt des Hohlkörpers [m]

Eingesetzt in die Formel (4.9) ergibt:

$$F_{\Delta p \text{Grenz}} = F_{\text{DichtStatGrenz}} + \frac{m_H \cdot a_x \cdot l_{Sz}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}} + m_H \cdot g \quad (4.11)$$

- mit a_x : horizontale Beschleunigung [m/s²]

Die Berechnung der Unterdruckkraft $F_{\Delta p}$ ist nicht möglich, da der Abstand von F_{Dichtzus} zum Zentrum des Hohlkörperloches (Hk.-Loches) $\Delta l_{\text{Dichtzus}}$ unbekannt ist. An dieser Stelle wird auf die mathematische Lösung der Koordinaten der resultierenden Dichtkraft von Kaulins und Kaulinja zurückgegriffen.

Das Bild 4.8 stellt die Linienlast im Raum dar.

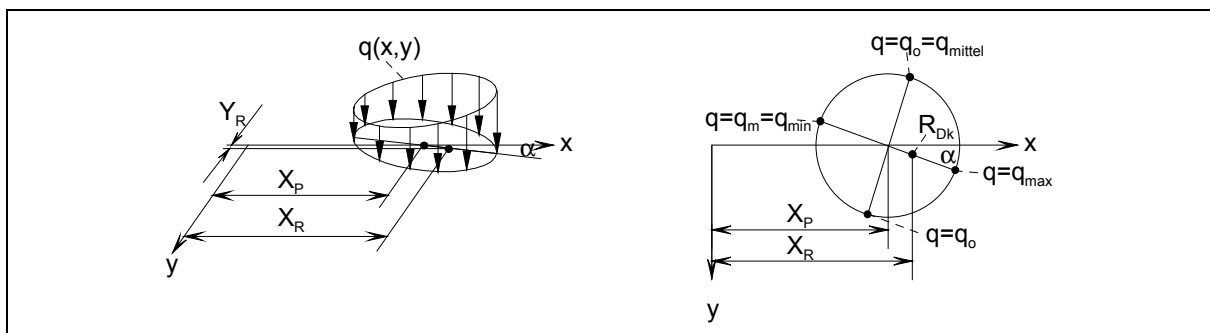


Bild 4.8: Linienlast im Raum (s. [Kau79], S. 5 und [Bec93], Seite 29)

Für die x - Koordinate der resultierenden Dichtkraft gilt:

$$X_R = X_P + \left[1 - \frac{q_m}{q_o}\right] \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos \alpha \quad (\text{s. [Kau79]}) \quad (4.12)$$

- mit R_{Dk} : Punkt, in dem die resultierende Dichtkraft angreift [-]
 X_R : x - Koordinate der resultierenden Dichtkraft [m]
 X_P : x - Koordinate Saugermittelpunkt [m]
 Y_R : y - Koordinate der resultierenden Dichtkraft [m]
 q_m : minimaler Berührungsdruck [N/m]
 q_o : mittlerer Berührungsdruck [N/m]
 q_{max} : maximaler Berührungsdruck [N/m]
 r : Radius [m]
 α : Drehungswinkel der verteilten Stützreaktion [-]

Die Herleitung dieser Formel ist bei Becker (s. [Bec93], Seite 158) gegeben. In dieser Formel können jetzt die Randbedingungen der horizontalen Bewegung eingesetzt werden. Der Drehwinkel α und die Koordinate Y_R sind Null, da die Bewegung nur in Richtung der x-Achse erfolgt. Bei den vertikalen und horizontalen Bewegungen handelt es sich um rein translatorische Bewegungen. Eine zusammengesetzte gradlinige translatorische Bewegung in der x-y-Ebene kann durch eine Drehung des Koordinatensystems um die z-Achse auf eine Bewegung in Richtung der x-Achse zurückgeführt werden (Bild 4.9).

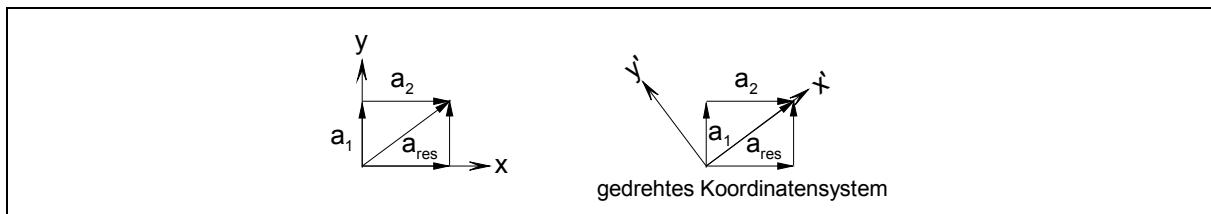


Bild 4.9: Bewegung in der x-y-Ebene

Die minimale Linienlast q_m an der Stelle der geringsten Belastung ist bei der rein horizontalen Belastung Null. In diesem Fall sieht die Linienlast wie folgt aus (Bild 4.10, vgl. auch Bild 4.5):

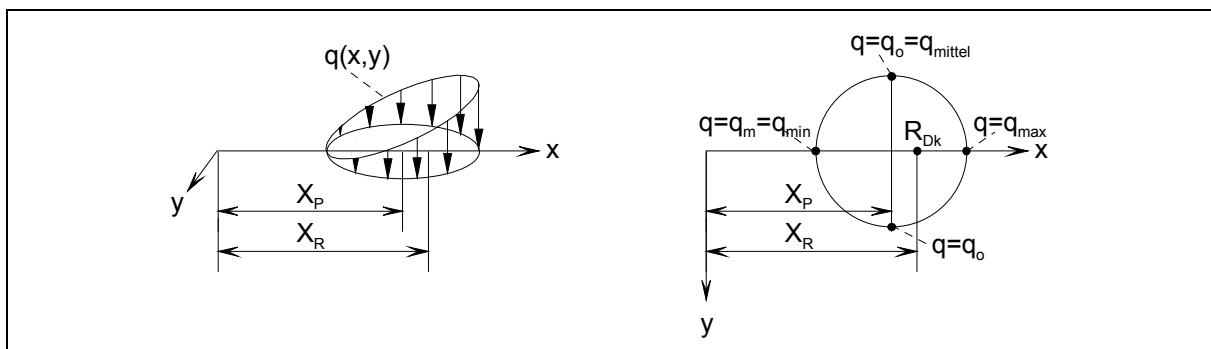


Bild 4.10: Linienlast bei der horizontalen Bewegung

In die Formel (4.12) wird $q_m = 0$ und $\alpha = 0^\circ$ eingesetzt.

$$X_R = X_P + \left[1 - \frac{0}{q_o}\right] \cdot \frac{r}{2} \cdot \cos 0^\circ = X_P + \frac{r}{2} \quad (4.13)$$

$$\Delta l_{Dichtzus} = X_R - X_P = \frac{r_{Rand}}{2} \quad (4.14)$$

mit r_{Rand} : mittlerer Radius des Randes des Hohlkörperloches [m]

Der errechnete Wert für $\Delta l_{Dichtzus}$ wird in die Formel (4.11) eingesetzt.

$$F_{\Delta p_{Grenz}} = F_{DichtStatGrenz} + \frac{2 \cdot m_H \cdot a_x \cdot l_{Sz}}{r_{Rand}} + m_H \cdot g \quad (4.15)$$

Analog zur Herleitung der Formel (4.4) existiert auch hier eine Abhängigkeit der Dichtkraft von der Druckdifferenz. Daher wird $F_{DichtStatGrenz}$ durch $F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz})$ ersetzt.

$$\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + \frac{2 \cdot m_H \cdot a_x \cdot l_{Sz}}{r_{Rand}} + m_H \cdot g}{A_{Wirk}} \quad (4.16)$$

Bei der Berechnung des Abstandes der Dichtkraft $F_{DichtGrenz}$ vom Schwerpunkt in Formel (4.12) wird vorausgesetzt, dass die Hohlkörperöffnung und der Rand, der auf die Flachdichtung drückt, kreisförmig sind. Bei Hohlkörpern mit abweichender Geometrie müsste dann der Abstand $\Delta l_{Dichtzus}$ durch Integration des Produktes von Abstand mit der Flächengleichung der Linienlast der Dichtkraft über den Umfang erfolgen.²⁷ Die meisten wichtigen technischen Hohlkörper haben eine kreisförmige oder rechteckige Öffnung mit entsprechendem Rand. Von besonderem Interesse ist daher die Berechnung des Abstandes $\Delta l_{Dichtzus}$ bei Hohlkörpern mit rechteckigem Rand der Hohlkörperöffnung. Das Bild 4.11 stellt die Linienlast und die Abmessungen in diesem Fall dar.

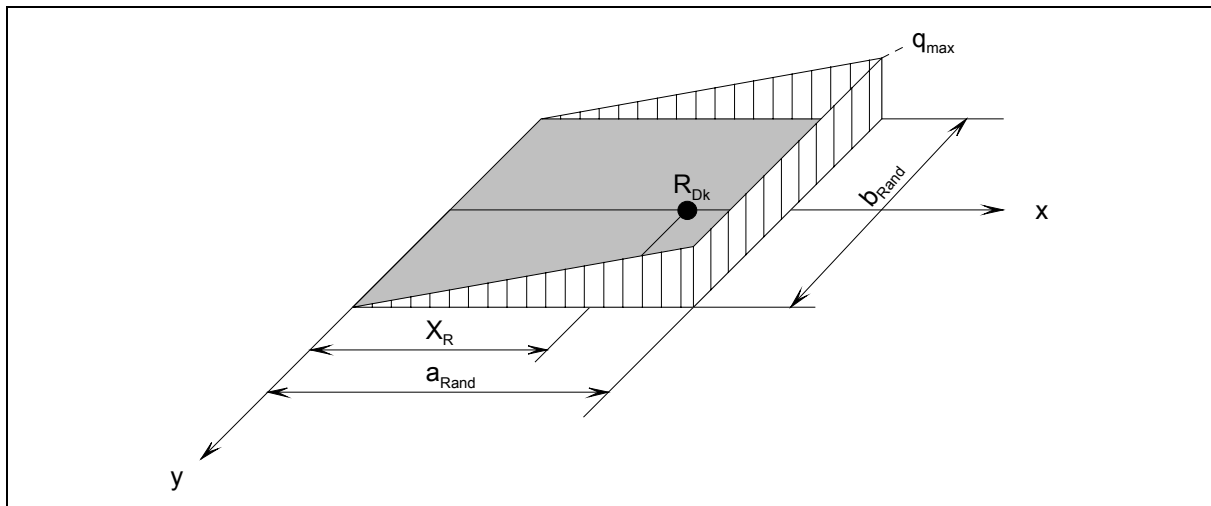


Bild 4.11: Linienlast bei Hohlkörpern mit rechteckiger Öffnung und rechteckigem Rand

Für die resultierende Dichtkraft gilt:

²⁷ Vgl. hierzu Becker (s. [Bec93], Seite 158).

$$F_{Dicht} = \int_L q \cdot dl = 2 \cdot \frac{1}{2} \cdot q_{\max} \cdot a_{Rand} + q_{\max} \cdot b_{Rand} = q_{\max} \cdot (a_{Rand} + b_{Rand}) \quad (4.17)$$

mit F_{Dicht} : Dichtkraft [N]
 a_{Rand} : mittlere Länge der Längsseite des Öffnungsrandes [m]
 b_{Rand} : mittlere Länge der Breitseite des Öffnungsrandes [m]

Für die x-Koordinate der resultierenden Dichtkraft gilt:

$$F_{Dicht} \cdot X_R = \int_L q \cdot x \cdot dl = 2 \cdot \int_{l=0}^{l=a} \frac{q_{\max}}{a_{Rand}} \cdot x^2 \cdot dl + q_{\max} \cdot b_{Rand} \cdot a_{Rand} \quad (4.18)$$

$$X_R = \frac{\frac{2 \cdot q_{\max}}{a_{Rand}} \cdot \frac{x^3}{3} \Big|_0^{a_{Rand}} + q_{\max} \cdot a_{Rand} \cdot b_{Rand}}{F_{Dicht}} = \frac{q_{\max} \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot a_{Rand}^2 + a_{Rand} \cdot b_{Rand} \right)}{q_{\max} \cdot (a_{Rand} + b_{Rand})} \quad (4.19)$$

$$X_R = \frac{\frac{2}{3} \cdot a_{Rand}^2 + a_{Rand} \cdot b_{Rand}}{a_{Rand} + b_{Rand}} \quad (4.20)$$

mit X_R : x-Koordinate der resultierenden Dichtkraft [m]

Für Hohlkörper mit rechteckigem Rand der Hohlkörperöffnung gilt für den Abstand $\Delta l_{Dichtzus}$:

$$\Delta l_{Dichtzus} = X_R - \frac{a_{Rand}}{2} = \frac{\frac{2}{3} \cdot a_{Rand}^2 + a_{Rand} \cdot b_{Rand}}{a_{Rand} + b_{Rand}} - \frac{a_{Rand}}{2} \quad (4.21)$$

$$\Delta l_{Dichtzus} = \frac{a_{Rand}^2 + 3 \cdot a_{Rand} \cdot b_{Rand}}{6 \cdot (a_{Rand} + b_{Rand})} \quad (4.22)$$

Es zeigt sich, dass - wie schon bei kreisförmiger Öffnung und Rand - auch bei rechteckigem Rand der Hohlkörperöffnung der Abstand $\Delta l_{Dichtzus}$ bei den vorgegebenen Randbedingungen ($q_m=0$) unabhängig von der Größe des maximalen Berührungsdruckes q_{\max} wird. Da diese Bedingung erfüllt ist, kann das bisher verwendete Berechnungsverfahren benutzt werden.

Eingesetzt in Formel (4.11) folgt:

$$F_{\Delta p Grenz} = F_{DichtStatGrenz} + \frac{m_H \cdot a_x \cdot l_{Sz} \cdot 6 \cdot (a_{Rand} + b_{Rand})}{a_{Rand}^2 + 3 \cdot a_{Rand} \cdot b_{Rand}} + m_H \cdot g \quad (4.23)$$

Analog zur Herleitung der Formel (4.4) existiert auch hier eine Abhängigkeit der Dichtkraft von der Druckdifferenz. Daher wird $F_{DichtStatGrenz}$ durch $F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz})$ ersetzt.

$$\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + \frac{m_H \cdot a_x \cdot l_{Sz} \cdot 6 \cdot (a_{Rand} + b_{Rand})}{a_{Rand}^2 + 3 \cdot a_{Rand} \cdot b_{Rand}} + m_H \cdot g}{A_{Wirk}} \quad (4.24)$$

4.2.4 Halten unter außermittiger Belastung

Diese Belastungsart ist analog zu dem Belastungsfall „horizontale Bewegung“, da durch ein zusätzliches außermittiges Gewicht ein Drehmoment entsteht, das qualitativ dem der rein

4. Entwicklung des Kräftemodells

horizontalen Bewegung entspricht. Entsprechend ist auch die Linienlast ausgeprägt, wie Bild 4.12 zeigt.

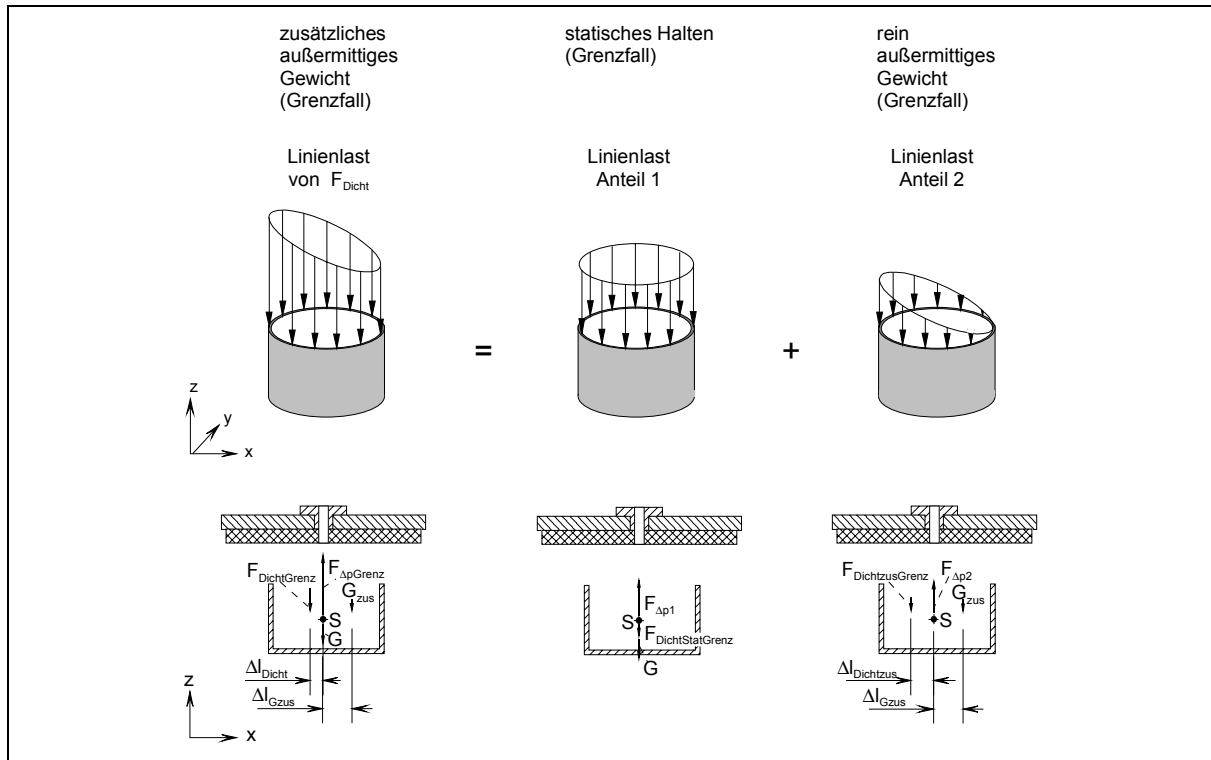


Bild 4.12: Dichtkraftanteile bei zusätzlichem außermittigen Gewicht

Aufgrund dieser Analogie kann nachfolgende Berechnung verkürzt dargestellt werden.

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{\Delta p \text{ Grenz}} = F_{\text{DichtGrenz}} + G + G_{\text{zus}} \quad (4.25)$$

$$F_{\Delta p \text{ Grenz}} = F_{\text{DichtStatGrenz}} + F_{\text{DichtzusGrenz}} + G + G_{\text{zus}} \quad (4.26)$$

mit G_{zus} : zusätzliche außermittige Gewichtskraft [N]

$$\sum M_S = 0$$

$$F_{\text{DichtzusGrenz}} \cdot \Delta l_{\text{Dichtzus}} = G_{\text{zus}} \cdot \Delta l_{\text{Gzus}} \quad (4.27)$$

mit Δl_{Gzus} : Abstand von G_{zus} zum Zentrum des Hk.-Loches [m]

Eingesetzt in Formel (4.26) ergibt:

$$F_{\Delta p \text{ Grenz}} = F_{\text{DichtStatGrenz}} + G + G_{\text{zus}} \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{\text{Gzus}}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}}\right) \quad (4.28)$$

Analog zur Herleitung der Formel (4.4) gilt auch hier, dass die Dichtkraft vom Druck abhängig ist. Daher wird $F_{\text{DichtStatGrenz}}$ durch $F_{\text{DichtGrenz}}(\Delta p_{\text{HGrenz}})$ ersetzt.

$$\Delta p_{\text{HGrenz}} = \frac{F_{\text{DichtGrenz}}(\Delta p_{\text{HGrenz}}) + m_{\text{zus}} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{\text{Gzus}}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}}\right) + m_{\text{H}} \cdot g}{A_{\text{Wirk}}} \quad (4.29)$$

mit m_{zus} : Masse des außermittigen Zusatzgewichtes [kg]

Eine Überprüfung dieser Formel wird bei den Versuchen mit außermittigem Gewicht in Kapitel 6.1.5 erfolgen.

4.2.5 Halten bei außermittiger Belastung und Bewegung

In Bezug auf diesen Belastungsfall sind drei Varianten zu berücksichtigen: zusätzliches außermittiges Gewicht und vertikale Bewegung, zusätzliches außermittiges Gewicht und horizontale Bewegung sowie zusätzliches außermittiges Gewicht und allgemeine Bewegung.

4.2.5.1 Zusätzliches außermittiges Gewicht und vertikale Belastung

Diese Belastungsart setzt sich aus der Belastung „zusätzliches außermittiges Gewicht“ und der Belastung „vertikale Bewegung“ zusammen. Da der Berechnungsweg analog zu demjenigen der zuvor betrachteten Belastungen ist, wird er in einer verkürzten Form dargestellt:

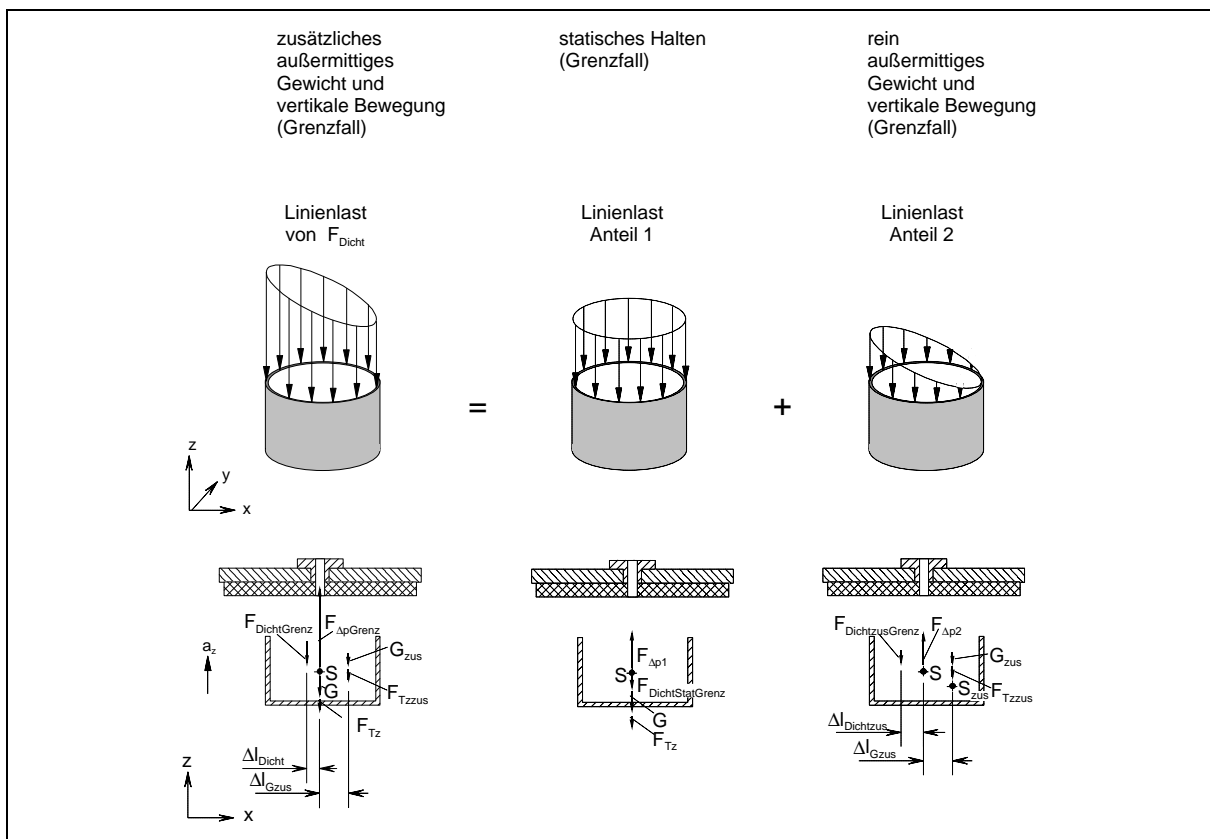


Bild 4.13: Dichtkraftanteile bei zusätzlichem Gewicht und vertikaler Bewegung

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{\Delta p \text{ Grenz}} = F_{\text{DichtGrenz}} + G + G_{\text{zus}} + F_{Tz} + F_{Tzzus} \quad (4.30)$$

$$F_{\Delta p \text{ Grenz}} = F_{\text{DichtStatGrenz}} + F_{\text{DichtzusGrenz}} + G + G_{\text{zus}} + F_{Tz} + F_{Tzzus} \quad (4.31)$$

mit G_{zus} : zusätzliche außermittige Gewichtskraft [N]

F_{Tz} : Trägheitskraft in vertikaler Richtung [N]

F_{Tzzus} : zusätzliche Trägheitskraft in vertikaler Richtung [N]

$$\sum M_S = 0$$

$$F_{DichtzusGrenz} \cdot \Delta l_{Dichtzus} = (G_{zus} + F_{Tzzus}) \cdot \Delta l_{Gzus} \quad (4.32)$$

mit Δl_{Gzus} : Abstand von G_{zus} zum Zentrum des Hk-Loches [m]

Eingesetzt in $F_{\Delta pGrenz} = F_{DichtStatGrenz} + F_{DichtzusGrenz} + G + G_{zus} + F_{Tz} + F_{Tzzus}$ (4.31) ergibt:

$$F_{\Delta pGrenz} = F_{DichtStatGrenz} + G + F_{Tz} + (G_{zus} + F_{Tzzus}) \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}\right) \quad (4.33)$$

In Analogie zu der Herleitung der Formel (4.4) auf der Seite 28 ist auch hier eine Abhängigkeit der Dichtkraft von der Druckdifferenz gegeben. Daher wird $F_{DichtStatGrenz}$ durch $F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz})$ ersetzt.

$$\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + m_{zus} \cdot (g + a_z) \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}\right) + m_H \cdot (g + a_z)}{A_{Wirk}} \quad (4.34)$$

mit m_{zus} : Masse des außermittigen Zusatzgewichtes [kg]

4.2.5.2 Zusätzliches außermittiges Gewicht und horizontale Bewegung

Diese Belastungsart setzt sich aus den Belastungen „zusätzliches außermittiges Gewicht“ und „horizontale Bewegung“ zusammen. Auch der hier zugrunde zu legende Berechnungsweg ist analog zu den vorherigen Berechnungen und wird daher in verkürzter Form wiedergegeben.

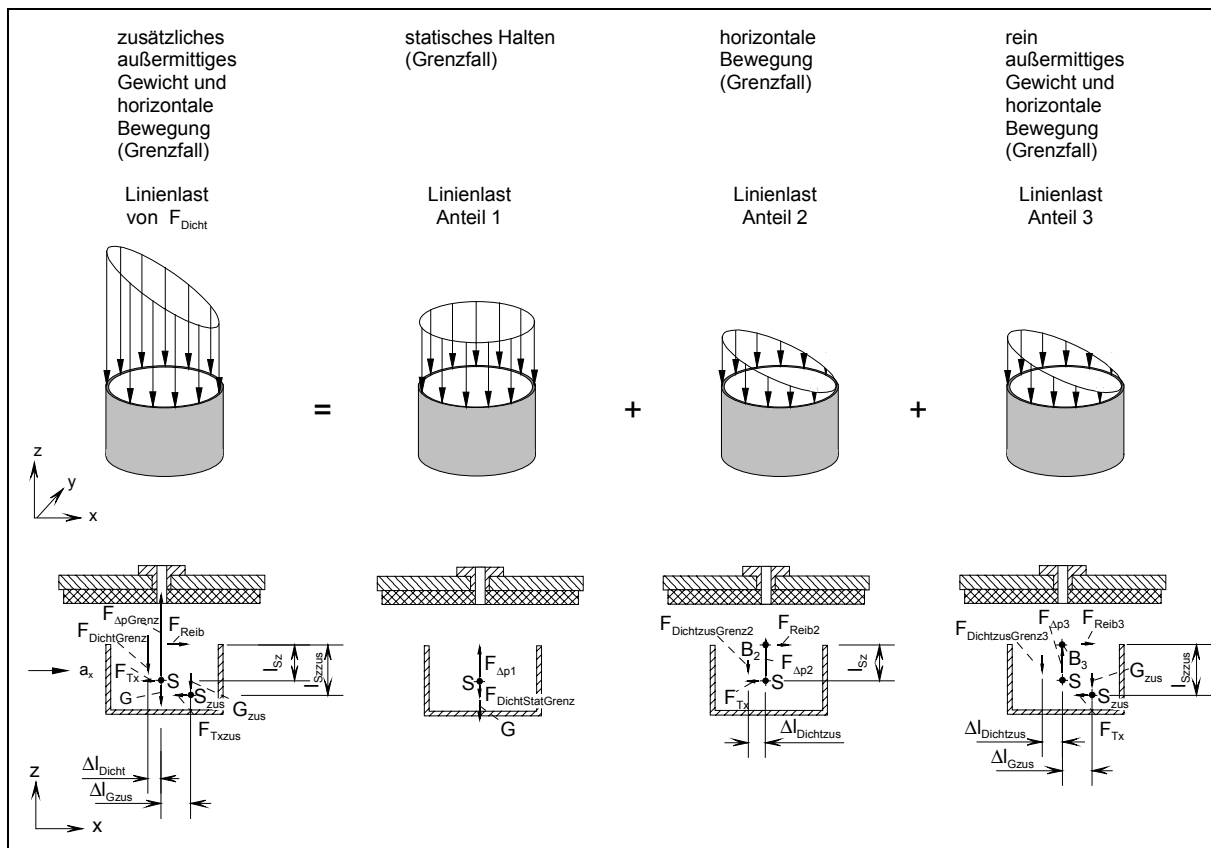


Bild 4.14: Dichtkraftanteile bei zusätzlichem Gewicht und horizontaler Bewegung

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{\Delta p \text{Grenz}} = F_{\text{DichtGrenz}} + G + G_{\text{zus}} \quad (4.35)$$

$$F_{\Delta p \text{Grenz}} = F_{\text{DichtStatGrenz}} + F_{\text{DichtzusGrenz2}} + F_{\text{DichtzusGrenz3}} + G + G_{\text{zus}} \quad (4.36)$$

mit G_{zus} : zusätzliche außermittige Gewichtskraft [N]

$$\sum M_{B2} = 0$$

$$F_{\text{DichtzusGrenz2}} \cdot \Delta l_{\text{Dichtzus}} = F_{\text{Tx}} \cdot l_{\text{Sz}} \quad (4.37)$$

mit F_{Tx} : Trägheitskraft in horizontaler Richtung [N]

$\Delta l_{\text{Dichtzus}}$: Abstand von F_{Dichtzus} zum Zentrum des Hk-Loches [m]

l_{Sz} : Strecke Lochrand / Schwerpunkt des Hohlkörpers [m]

$$\sum M_{B3} = 0$$

$$F_{\text{DichtzusGrenz3}} \cdot \Delta l_{\text{Dichtzus}} = F_{\text{Txzus}} \cdot l_{\text{Szzus}} + G_{\text{zus}} \cdot \Delta l_{\text{Gzus}} \quad (4.38)$$

mit F_{Txzus} : zusätzliche Trägheitskraft in horizontaler Richtung [N]

l_{Szzus} : Strecke Lochrand / S_{zus} des Hohlkörpers [m]

Δl_{Gzus} : Abstand von G_{zus} zum Zentrum des Hk-Loches [m]

Eingesetzt in Formel (4.36) ergibt:

$$F_{\Delta p \text{Grenz}} = F_{\text{DichtStatGrenz}} + F_{\text{Tx}} \cdot \frac{l_{\text{Sz}}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}} + F_{\text{Txzus}} \cdot \frac{l_{\text{Szzus}}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}} + G + G_{\text{zus}} \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{\text{Gzus}}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}}\right) \quad (4.39)$$

In Analogie zu Formel (4.4) ist auch hier eine Abhängigkeit der Dichtkraft von der Druckdifferenz gegeben. Daher wird $F_{\text{DichtStatGrenz}}$ durch $F_{\text{DichtGrenz}} (\Delta p_{\text{HGrenz}})$ ersetzt:

$$\Delta p_{\text{HGrenz}} = \frac{F_{\text{DichtGrenz}} (\Delta p_{\text{HGrenz}}) + m_H \cdot a_x \cdot \frac{l_{\text{Sz}}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}} + m_{\text{zus}} \cdot a_x \cdot \frac{l_{\text{Szzus}}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}}}{A_{\text{Wirk}}} + \frac{m_H \cdot g + m_{\text{zus}} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{\text{Gzus}}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}}\right)}{A_{\text{Wirk}}} \quad (4.40)$$

mit m_{zus} : Masse des außermittigen Zusatzgewichtes [kg]

4.2.5.3 Zusätzliches außermittiges Gewicht und allgemeine Bewegung

Diese Belastungsart setzt sich aus den drei Belastungen „zusätzliches außermittiges Gewicht“, „vertikale Bewegung“ sowie „horizontale Bewegung“ zusammen. Der Berechnungsweg ist ebenfalls analog zu den vorherigen Berechnungen und wird daher verkürzt wie folgt dargestellt:

4. Entwicklung des Kräftemodells

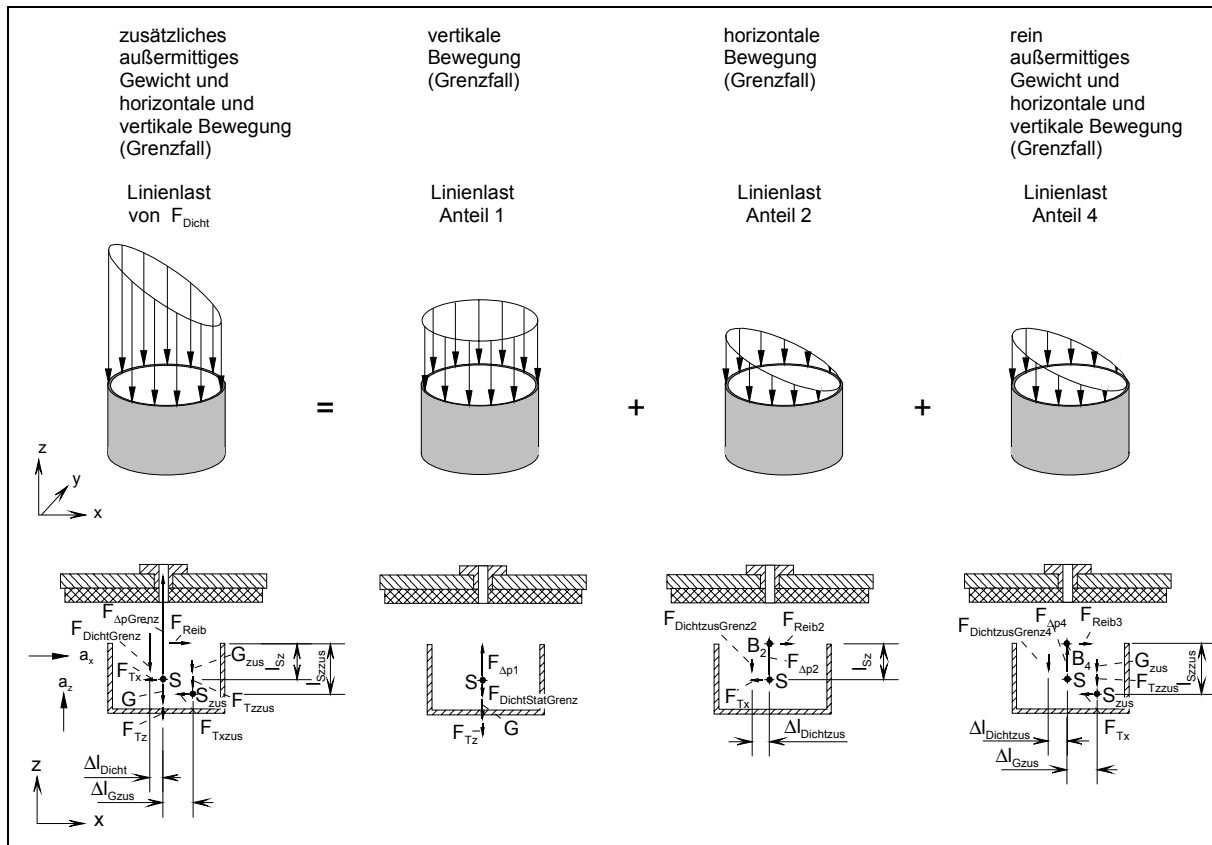


Bild 4.15: Dichtkraftanteile bei zusätzlichem Gewicht und allgemeiner Bewegung

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{\Delta p \text{Grenz}} = F_{\text{DichtGrenz}} + G + G_{\text{zus}} + F_{Tz} + F_{Tzzus} \quad (4.41)$$

$$F_{\Delta p \text{Grenz}} = F_{\text{DichtStatGrenz}} + F_{\text{DichtzusGrenz2}} + F_{\text{DichtzusGrenz4}} + G + G_{\text{zus}} + F_{Tz} + F_{Tzzus} \quad (4.42)$$

$$\sum M_{B2} = 0$$

$$F_{\text{DichtzusGrenz2}} \cdot \Delta l_{\text{Dichtzus}} = F_{Tx} \cdot l_{Sz} \quad (4.43)$$

$$\sum M_{B4} = 0$$

$$F_{\text{DichtzusGrenz4}} \cdot \Delta l_{\text{Dichtzus}} = F_{Txzus} \cdot l_{Szzus} + (G_{\text{zus}} + F_{Txzus}) \cdot \Delta l_{Gzus} \quad (4.44)$$

Eingesetzt in Formel $F_{\Delta p \text{Grenz}} = F_{\text{DichtStatGrenz}} + F_{\text{DichtzusGrenz2}} + F_{\text{DichtzusGrenz4}} + G + G_{\text{zus}} + F_{Tz} + F_{Tzzus}$ (4.42) ergibt:

$$F_{\Delta p \text{Grenz}} = F_{\text{DichtStatGrenz}} + F_{Tx} \cdot \frac{l_{Sz}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}} + F_{Txzus} \cdot \frac{l_{Szzus}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}} + G + F_{Tz} + (G_{\text{zus}} + F_{Tzzus}) \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}}\right) \quad (4.45)$$

Analog zur Herleitung der Formel (4.4) ist auch hier eine Abhängigkeit der Dichtkraft von der Druckdifferenz gegeben. Daher wird $F_{\text{DichtStatGrenz}}$ durch $F_{\text{DichtGrenz}} (\Delta \rho_{HGrenz})$ ersetzt:

$$\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + m_H \cdot a_x \cdot \frac{I_{Sz}}{\Delta l_{Dichtzus}} + m_{zus} \cdot a_x \cdot \frac{I_{Szzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}}{A_{Wirk}} + \frac{m_H \cdot (g + a_z) + m_{zus} \cdot (g + a_z) \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}\right)}{A_{Wirk}} \quad (4.46)$$

Eine umfassende Übersicht der wichtigen Formeln des Kräftemodells ist im Anhang im Kapitel 10.2 gegeben.

4.3 Gültigkeit des Kräftemodells

Damit dieses Kräftemodell Gültigkeit erlangt, müssen folgende Bedingungen beachtet werden:

- Alle Kräfte müssen in einer Ebene liegen.
- Der Schwerpunkt S des Hohlkörpers liegt unterhalb des Zentrums der Hohlkörperöffnung. Unter dieser Voraussetzung sind die Unterdruckkraft $F_{\Delta p}$ und die Gewichtskraft G auf einer Wirklinie. Der Anteil der Masse des realen Hohlkörpers, der diese Bedingung nicht erfüllt, ist die außermittige Zusatzmasse.
- Die Bewegungen in horizontaler und vertikaler Richtung sind rein translatorisch.
- Bei horizontaler Bewegung und außermittiger Zusatzmasse muss folgende Bedingung erfüllt sein: Der Schwerpunkt der außermittigen Zusatzmasse S_{zus} liegt in der durch die horizontale Bewegungsrichtung des Schwerpunktes des Hohlkörpers S und die Erdbeschleunigung aufgespannten Ebene (Bild 4.16). In Fällen, bei denen diese Bedingung nicht erfüllt ist, entsteht ein räumliches Kräftemodell. Die Berechnung kann analog zu dem verwendeten Berechnungsverfahren erfolgen, wobei die Gleichgewichtsbedingungen von der Ebene auf den Raum umzustellen sind.

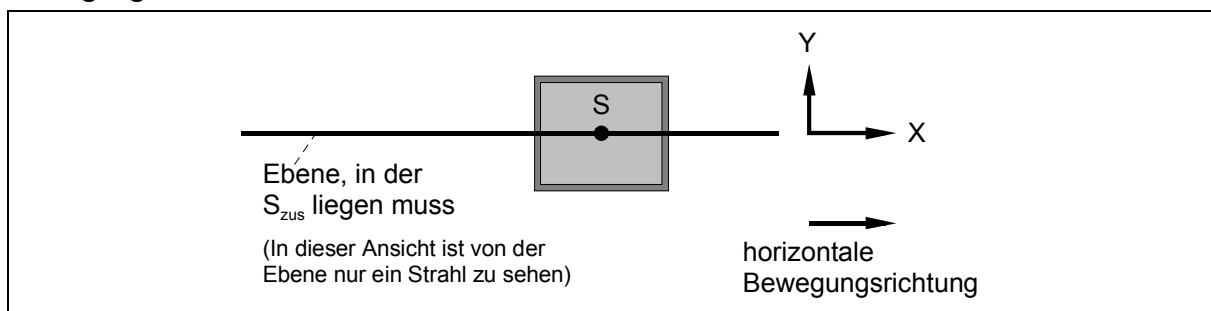


Bild 4.16: Ebene, in der der Schwerpunkt S_{zus} liegen muss (Draufsicht)

- Bei horizontaler Bewegung oder außermittiger Zusatzmasse wird bei der Berechnung des Grenzdruckes der Abstand $\Delta l_{Dichtzus}$ benötigt. Der formelmäßige Zusammenhang zur Berechnung des Abstandes $\Delta l_{Dichtzus}$ ist nur bei Hohlkörperöffnungen mit kreisförmigen oder rechteckigen Rändern bekannt. Bei anderen Formen muss der Abstand $\Delta l_{Dichtzus}$ durch Integration (s. Seite 35 oder [Bec93], Seite 158) bestimmt werden. Die in dieser Arbeit ermittelte Formel für den Abstand $\Delta l_{Dichtzus}$ bei Hohlkörperöffnungen mit rechteckigen Rändern gilt für horizontale Bewegungen, welche parallel zu einer Kante des Randes der Hohlkörperöffnung erfolgen.

5 Aufbau der Versuchsgreifer und -stände

Um das für das neuartige Hohlkörpergreifkonzept entwickelte Kräftemodell zu verifizieren, werden für die im nachfolgenden Kapitel beschriebenen Versuchsreihen zwei Versuchsstände herangezogen:

- Versuchsstand I für statische Messung von Drücken und Volumenströmen
- Versuchsstand II für statische *und* dynamische Versuche zur Erlangung von Erkenntnissen bezüglich dynamischer Einflüsse an Hohlkörpern

5.1 Versuchsstand I für statische Versuchsreihen

5.1.1 Aufbau des Versuchsstandes I

Der im Bild 5.1 wiedergegebene Versuchsstand I besteht aus einem Grundgestell mit einem darauf montierten Gerüst zur Aufnahme des Versuchsgreifers. Das Gerüst trägt an einer Seite zwei Messrohre mit Flügelradmesswertaufnehmer, die für die Volumenstrommessung Verwendung finden. Auf der entgegengesetzten Seite sind die durchsichtigen Messrohre der Prandtl-Manometer für die Unterdruckmessung angeordnet. Eine explizite Darstellung dieser messtechnisch notwendigen Ausstattung findet sich im Anhang Kapitel 10.3.

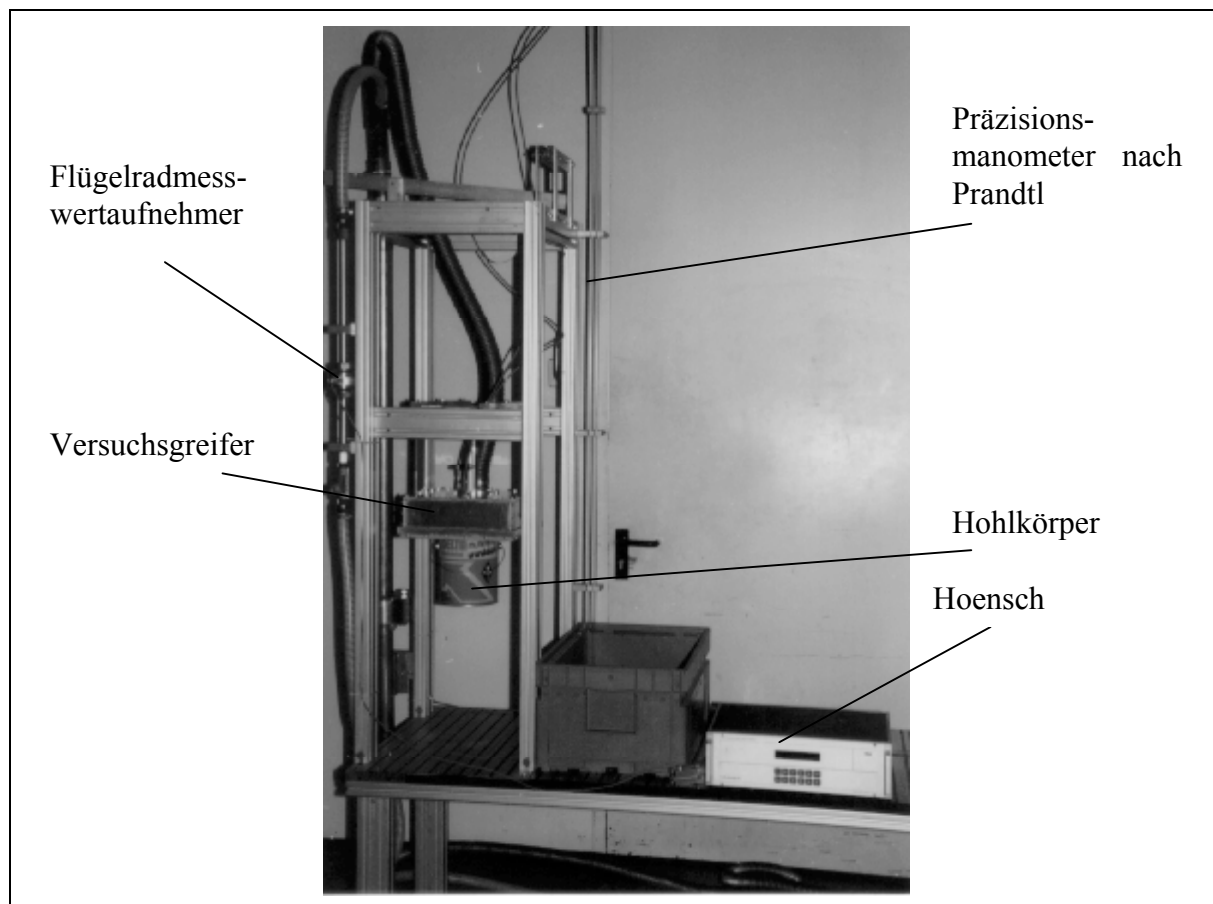


Bild 5.1: Versuchsstand I

5.1.2 Versuchsgreifer I für statische Experimente

Bei der Entwicklung dieses Greifsystems fanden nachfolgend aufgeführte Entwicklungsziele Berücksichtigung:

- Flexible und modulare Hohlkörpergreifsysteme bedürfen eines Versuchsgreifers aus modularen Baugruppen (Baukastenkonstruktion).
- Alle wesentlichen Funktionsteile modularer Hohlkörpergreifsysteme müssen dem Versuchsgreifer eigen sein:
 - verschließbare Ansaugöffnungen
 - Flachdichtung zum Abdichten der Hohlkörperöffnung
 - Greifkontrolle durch Messung des Unterdruckes am Ventilboden
- Der Versuchsgreifer hat folgende Eigenschaften aufzuweisen:
 - verschiedene Flachdichtungen durch Wechselplatten
 - Ventilhub mit großem Einstellbereich
 - Druckmessstellen am Ventilboden, im Innenraum des Versuchsgreifers und im Hohlkörper
- Eine Übertragbarkeit der Ergebnisse der Versuchsausführung auf die später zu entwickelnden Hohlkörpergreifsysteme muss gewährleistet sein.
- Die Komponenten des Versuchsgreifers müssen hinsichtlich ihrer Lebensdauer, Resistenz gegen Umwelteinflüsse und Funktionalität so ausgewählt werden, dass sie auch in industriell genutzten Hohlkörpergreifsystemen Anwendung finden werden.

Der in Bild 5.2 wiedergegebene Versuchsgreifer stellt die direkte Umsetzung des Konzeptes für Hohlkörpergreifsysteme dar - jedoch mit der Einschränkung, dass nur eine verschließbare Saugöffnung existiert.

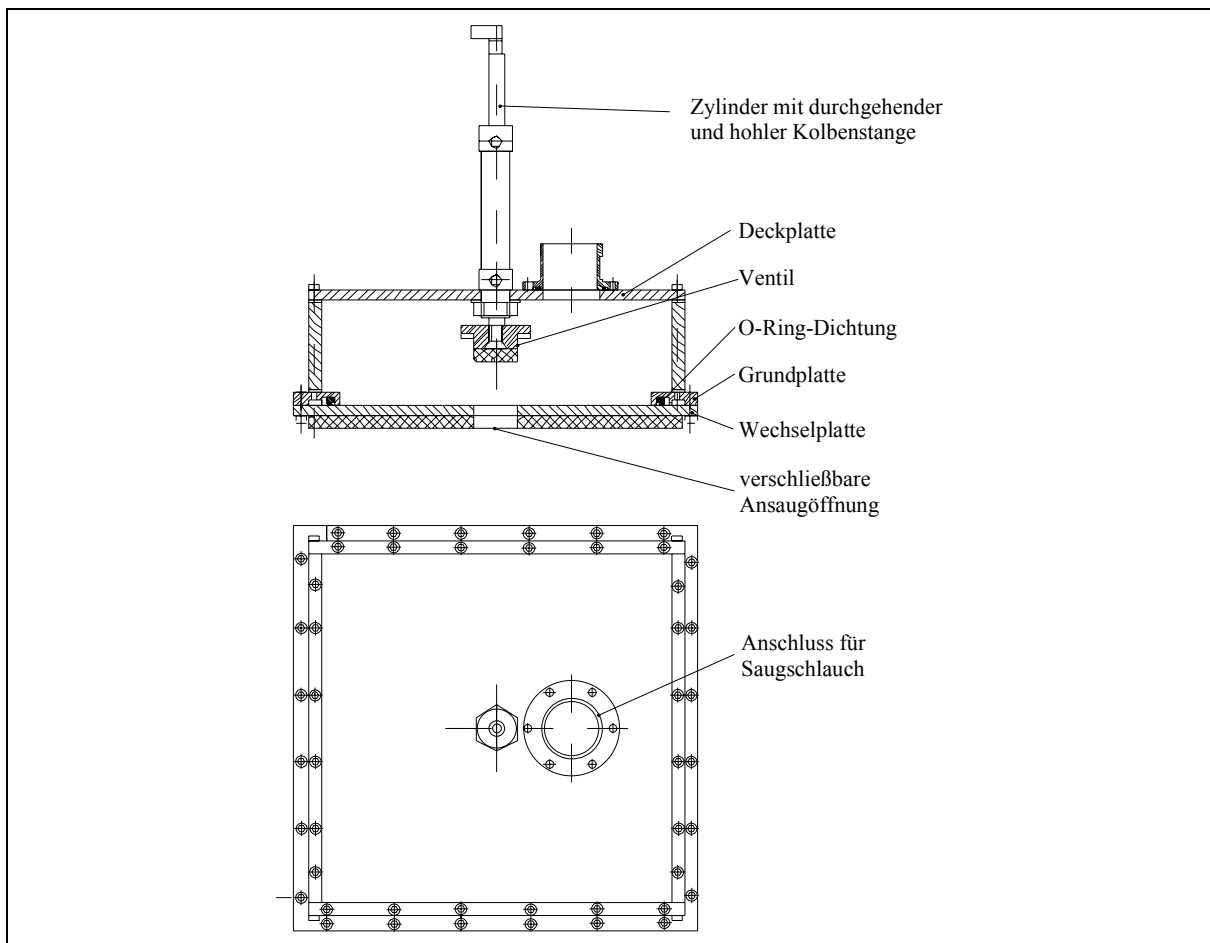


Bild 5.2: Versuchsgreifer I

Die Bestandteile dieses Greifsystems sind vier Seitenteile, eine Deck- und eine quadratische Grundplatte, an welcher fünf verschiedene Wechselplatten angeschraubt werden können. Die Abdichtung zwischen der Grundplatte und den Wechselplatten erfolgt mittels einer O-Ring-Dichtung, für die eine Nut in der Grundplatte gefertigt wurde. Bild 5.3 zeigt die fünf verschiedenen Wechselplatten.

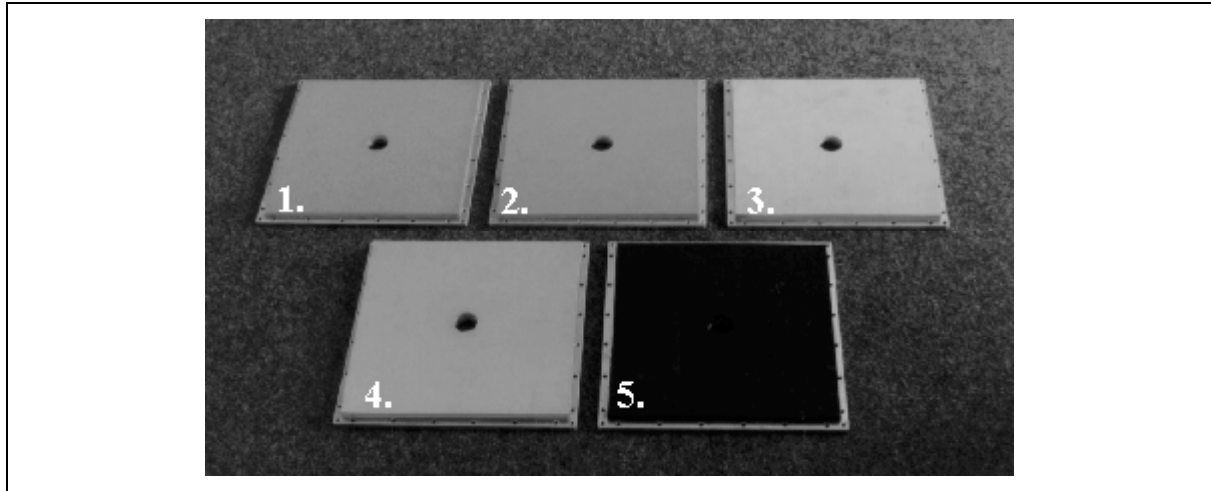


Bild 5.3: Wechselplatten Versuchsgreifer I

Das Greifsystem wiegt inklusive einer Wechselplatte 15,8 kg. Es ist entsprechend der Entwicklungsziele mit einem großen Ventilhub (50 mm) ausgestattet, damit im Versuch der Einfluss der Ventilstellung gemessen werden kann. Daraus resultiert eine größere Greifsystemhöhe, als sie bei einem optimierten System benötigt würde.

An der Deckplatte sind ein Pneumatikzylinder für die Ventilbaugruppe, ein Flansch als Anschluss für den Saugschlauch mit einem Durchmesser von 50 mm sowie zwei Durchführungen für Unterdruckmessleitungen befestigt. Der Pneumatikzylinder vom Typ Festo 12744 DGL-25-50-P-A mit durchgehender Kolbenstange betätigt hierbei das Ventil zum Verschließen der Ansaugöffnung. Diese hat einen Durchmesser von 33 mm und befindet sich zentrisch in den Wechselplatten. Auf den fünf Wechselplatten sind jeweils verschiedene quadratische Flachdichtungen mit einer Seitenlänge von 300 mm von der Firma Hegra GmbH (s. [Heg]) aufgeklebt, die jeweils eine Stärke von 10 mm besitzen. Der Unterdruck ist innerhalb des Versuchsgreifers an zwei Stellen messbar:

Durch die hohle Kolbenstange des Pneumatikzylinders am Ventilboden und durch den Schlauch 1 im Innenraum des Versuchsgreifers (Bild 5.4).

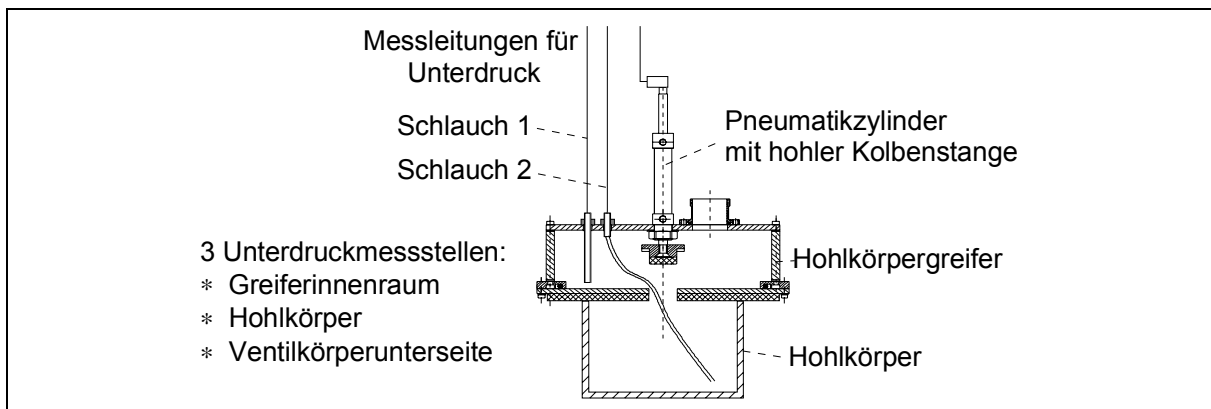


Bild 5.4: Messstellen für Druck am Versuchsgreifer I

Bei Bedarf kann eine Druckmessung direkt im Hohlkörper erfolgen. Dazu wird der flexible Schlauch durch die geöffnete Saugöffnung in den Hohlkörper gelegt.

Die Flachdichtungen stellen die Schnittstelle zwischen Greifer und dem Hohlkörper dar. Das Material für die Flachdichtung wurde systematisch nach der Eignung für Hohlkörpergreifer ausgewählt. Die wichtigste Eigenschaft des Werkstoffes ist die Elastizität, welche der Flachdichtung bei den verschiedenen Belastungsfällen eine Abdichtung des Hohlraumes ermöglicht. Diese Abdichtung schafft die Voraussetzung für das Wirken von Unterdruckkräften. Weitere Auswahlkriterien können je nach Randbedingungen bei der Werkstoffauswahl sein:

Reibverhalten, Luftdichtigkeit, Härte, Temperaturbeständigkeit, chemische Beständigkeit, Alterungsbeständigkeit und so weiter.

Prinzipiell sind viele Werkstoffe zum Bau von Vakuumbreifern für Hohlkörper geeignet (s. [Bir], [Heg], [Köp], [Rei]). In Frage kommen:

- Schwammgummi
- Moosgummi
- Weichgummi
- Zellkautschuk
- Zellpolyäthylen
- Zellvulkollan
- Zell-PVC
- Schaumsilikon
- etc.

Manche Hersteller entwickeln spezielle Vakuumbreifer, die nicht auf Standardsaugerelementen basieren (zum Beispiel für Rundstangen, Fässer, Säcke, Kartons, Betonplatten, Holzplatten etc.). Diese weisen teilweise streifenförmige Flachdichtungen auf, die bezüglich dem funktionalen Einsatz der Flachdichtung beim Hohlkörpergreifer ähneln²⁸. Durch Kontakte zu diesen Herstellern wurde ermittelt, welche Werkstoffe für die Entwicklung von Hohlkörpergreifern besonders geeignet sein könnten. Folgende Werkstoffe wurden für die Konstruktion der Versuchskörper ausgewählt:

- Schwammgummi:
Ein schwammig-porös geblähter Gummi, der auch heute noch meist aus Naturkautschuk hergestellt wird. Die gute Zusammendrückbarkeit und Elastizität, seine Saugfähigkeit und Oberflächenhaftung sichern diesem ältesten aller geblähten Gummiwerkstoffe auch heute noch viele Anwendungsgebiete.
- Zellkautschuk
Ein geschlossenzellig, geblähter Gummi auf der Basis von Natur- oder Kunstkautschuk. Zellkautschuk ist in verschiedenen Festigkeiten lieferbar, ist luft- und wasserdicht mit hoher Elastizität.

Die Tabelle 5.1 listet die Daten der verwendeten Flachdichtungen auf.

²⁸ Die Elastomer-Werkstoffe der Standardsauger weisen meist eine große Shore Härte auf. Die Elastizität dieser Sauger wird meist im Wesentlichen durch die Formgestaltung der Dichtlippe erzielt. Bei einer Flachdichtung hingegen wird die Elastizität durch die Weichheit der Dichtung erzielt.

Nummer der Wechsellplatte	Material der Flachdichtung	Materialbezeichnung (s. [Heg])	Prüfkraft, damit die Stärke der Dichtung um 25 % reduziert wird [kN/m ²]
1	Schwammgummi	RGS 200 feinporig	10-14
2	Schwammgummi	RGS 300 feinporig	20-40
3	Schwammgummi	RGS 350 feinporig	35-63
4	Schwammgummi	RGS 500 feinporig	63-91
5	Zellkautschukmischung	EPM	keine Herstellerangabe

Tabelle 5.1: Daten der Flachdichtungen (s. [Heg])

5.1.3 Unterdruckerzeugung

Zur Unterdruckerzeugung am Versuchsstand I wird ein Seitenkanalverdichter der Firma J. Schmalz GmbH (s. [Sch]) vom Typ 2 VG 5 S eingesetzt.

Das Gebläse dieses Unterdruckerzeugers (neue Bezeichnung: Gebl K 30 DG 25) wird von einem 3 kW Asynchronmotor angetrieben, dessen Drehzahl sich mittels eines Frequenzumrichters einstellen lässt. Bild 5.5 zeigt das Saugvermögen dieses Gebläses.

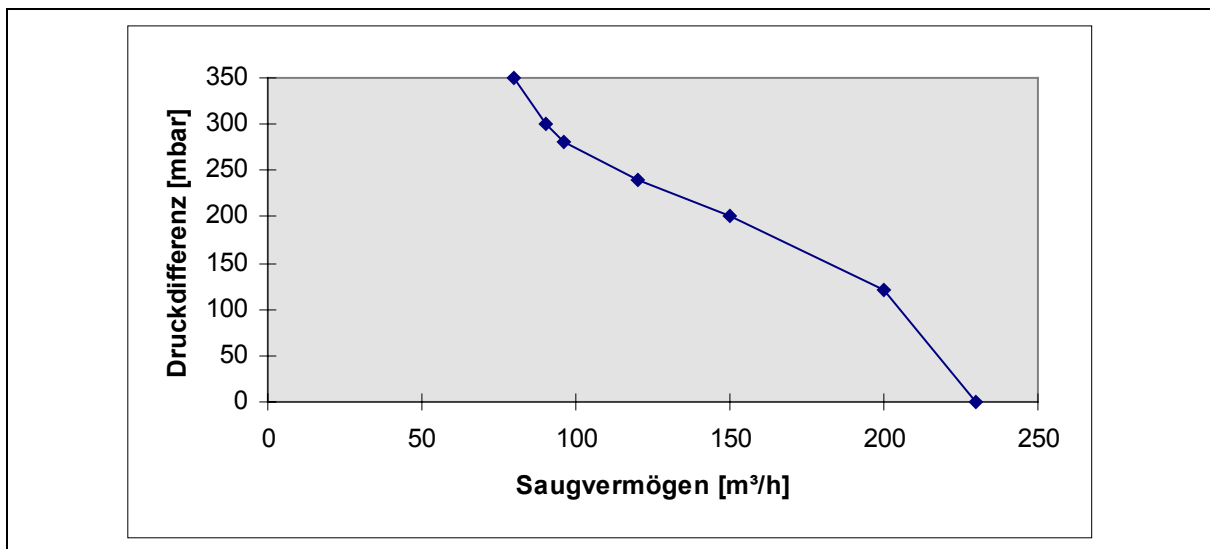


Bild 5.5: Saugvermögen des Seitenkanalverdichters der Firma Schmalz

Bei sehr geringen Volumenströmen kommt es zu einem Pulsieren, so dass keine Gewähr für einen stabilen Arbeitspunkt besteht. Am Versuchsstand ist ein Bypass-Ventil vorgesehen, durch das dem Gebläse bei geringen Volumenströmen ein zusätzlicher Luftstrom zugeführt werden kann (Bild 5.6). Bei Messungen mit höheren Volumenströmen kann das Ventil jederzeit manuell geschlossen werden. Der Bypass stellt eine Parallelschaltung zu anderen Anlagenteilen dar (s. Kap. Anhang 10.1 Begriffsdefinition „Parallelschaltung“).

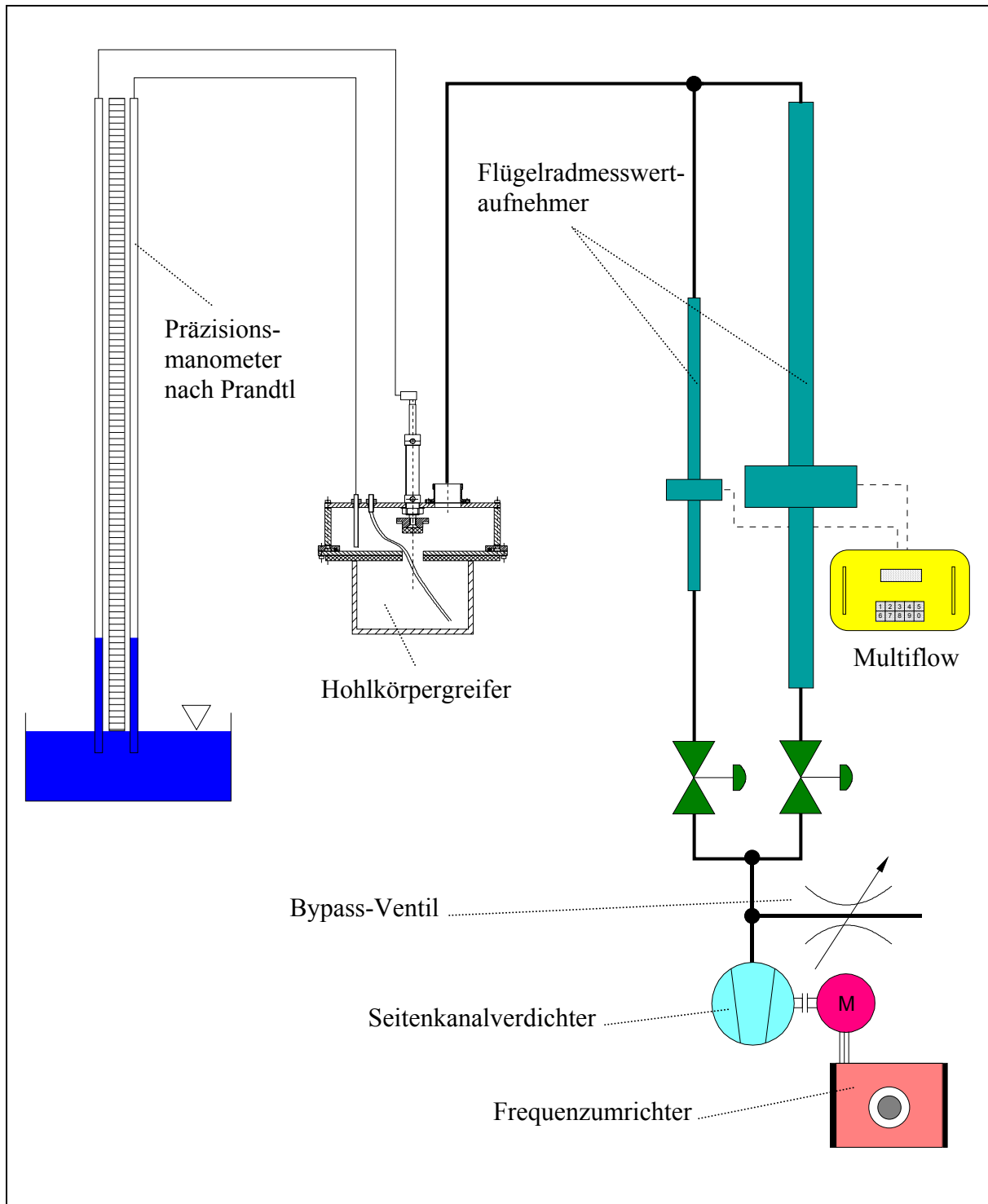


Bild 5.6: Schaltplan Versuchsstand I

Die Steuerung des Unterdruckes im Hohlkörper erfolgt über die Drehzahlregelung des Seitenkanalverdichters und über die Drosselfunktion des Bypass-Ventiles (Bild 5.7). Hierbei wird der Unterdruck manuell am Prandtl-Präzisionsmanometer abgelesen und durch Verstellung der Drehzahl und des Bypass-Ventiles eingestellt.

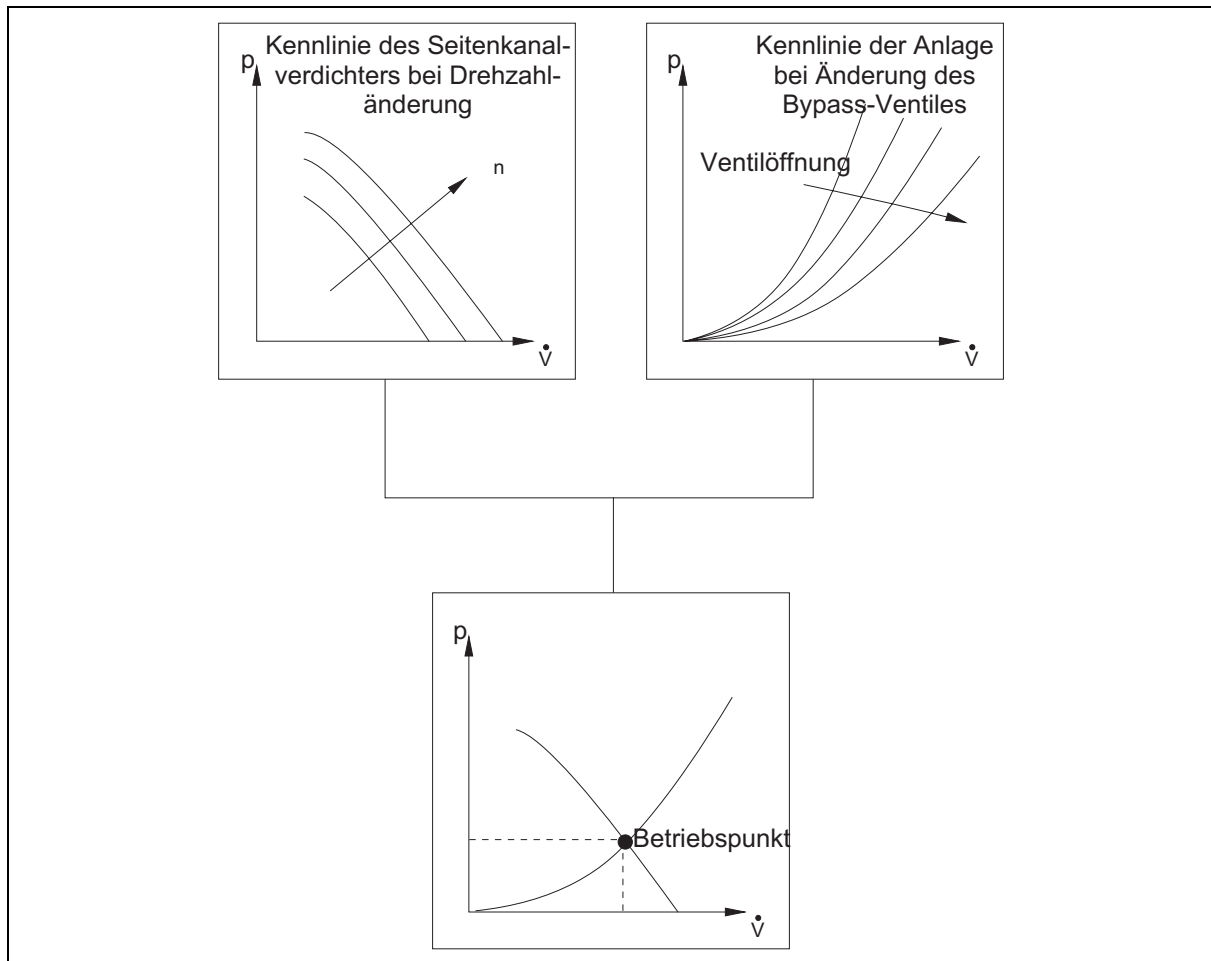


Bild 5.7: Steuerung des Unterdruckes

5.2 Versuchsstand II für statische und dynamische Versuchsreihen

Im Rahmen der dynamischen und statischen Untersuchungen werden als Messgrößen Drücke sowie Kräfte erfasst. Hierzu wird der Materialflussroboter „ROMEEO“ in der Versuchshalle des Lehrstuhls für Förder- und Lagerwesen (FLW) verwendet, der zur Aufnahme der spezifischen Kenngrößen mit geeigneten Messgeräten ausgerüstet ist.

5.2.1 Aufbau des Versuchsstandes II

Der eingesetzte Materialflussroboter "ROMEEO" (Bild 5.8) verfügt über insgesamt fünf angetriebene Achsen, die sich in drei Translations- und zwei Rotationsbewegungen aufteilen:

- eine servoelektrisch angetriebene Linearachse zum Verfahren des gesamten Roboters in Längsrichtung
- eine servoelektrisch angetriebene Drehachse im Fuß
- eine servopneumatisch angetriebene Linearachse als Hub
- eine servoelektrisch angetriebene Teleskop-Linearachse als Arm
- eine servoelektrisch angetriebene Drehachse als Handachse.

Zudem besitzt "ROMEEO" einen zylindrischen Greifbereich mit einem Durchmesser von 3800 mm. Weitere technische Daten zu diesem Roboter sind im Anhang Kapitel 10.5 aufgelistet (s. [Jün]).



Bild 5.8: Kommissionierroboter "ROMEO"

Greifbereich, Verfahrensgeschwindigkeit und Achsanordnung des "ROMEO" sind in erster Linie für Kommissioniervorgänge konzipiert und entwickelt worden. Der Roboter ist für die dynamischen Untersuchungen geeignet, da er mit der Hub-Linearachse translatorische Bewegungen in z-Richtung und mit der teleskopierbaren Arm-Linearachse translatorische Bewegungen in x-Richtung ermöglicht. Am Ende seines Teleskoparmes wird ein Versuchsgreifer montiert, mit dem die dynamischen Versuche am Kombiversuchskörper durchgeführt werden (s. [Jün97]).

Weitere Daten zur messtechnischen Ausstattung dieses Versuchstandes sind im Anhang Kapitel 10.4 wiedergegeben.

5.2.2 Versuchsgreifer II für statische und dynamische Experimente

Die eingesetzten Versuchsgreifer sind auf die bei den dynamischen Experimenten benötigten Funktionen abgestimmt. Alle überflüssigen Bauteile werden weggelassen, so dass die Greifer lediglich auf die wesentlichen Bestandteile reduziert sind. Die Greifer - wie Bild 5.9 zeigt - bestehen jeweils aus einer 10 mm starken quadratischen Alu-Platte mit einer Kantenlänge von 150 mm, auf die eine Flachdichtung aufgeklebt ist. In der Mitte der Platte befindet sich eine Saugöffnung in Form einer Bohrung. Die Bohrung mit G1/4 Whitworth-Rohrgewinde dient gleichermaßen zur Evakuierung und Befestigung.

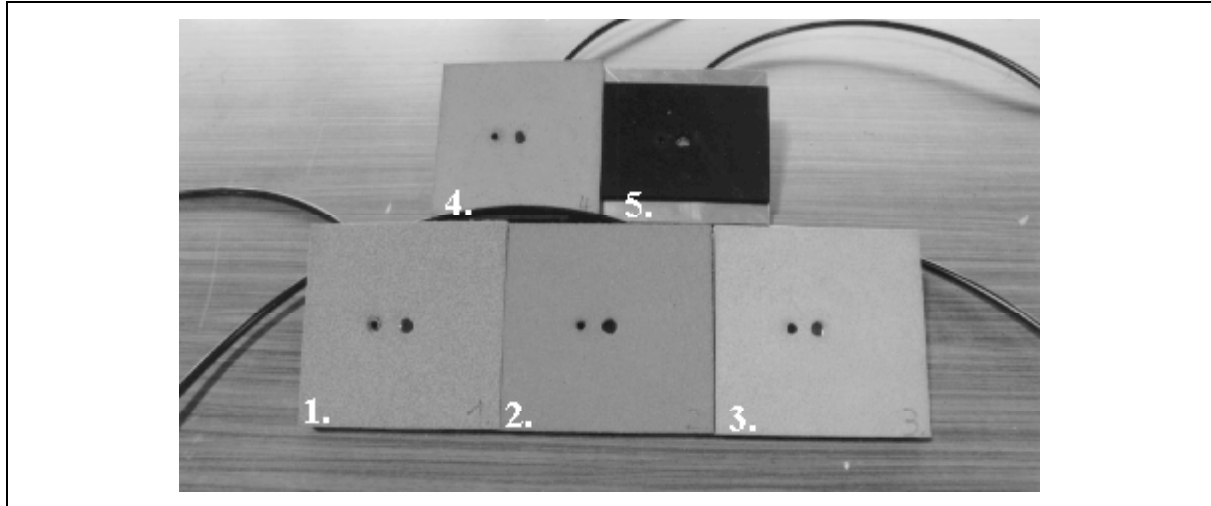


Bild 5.9: Versuchsgreifer II

Das Material der Flachdichtungen sowie das Gewicht des Greifers sind in nachstehender Tabelle 5.2 zusammengefasst:

Versuchsgreifer	Material der Flachdichtung	Gewicht des Greifers [g]
Greifer II _1	RGS 200 fein (Schwammgummi)	655
Greifer II _2	RGS 300 fein (Schwammgummi)	675
Greifer II _3	RGS 350 fein (Schwammgummi)	695
Greifer II _4	RGS 500 fein (Schwammgummi)	750
Greifer II _5	EPM (Zellgummi)	640

Tabelle 5.2: Eigenschaften des Versuchsgreiflers II

5.2.3 Unterdruckerzeugung

Zur Unterdruckerzeugung am Versuchsstand II werden ein Ejektor von der Firma Atlas Copco vom Typ A30 und eine Vakuumpumpe der Firma Becker vom Typ U2.100 /SB verwendet, die aufgrund unterschiedlicher Wirkprinzipien zwei verschiedenartige Kennlinien haben.

- **Ejektor von Atlas Copco**

Der eingesetzte Ejektor vom Typ A30 war bereits bei den dynamischen Versuchen mit Standardsaugelementen für den DFG Bericht „Entwicklung von Auslegungskriterien für pneumatische Flächengreifer in dynamischen Systemen“ (s. [Jün97]) verwendet worden. Die Steuerung des Unterdruckes im Hohlkörper wird dabei durch Regelung des Versorgungsdruckes des Ejektors realisiert. Die Verwendung des Ejektors bei den dynamischen Versuchen hat den Vorteil, dass der Ejektor aufgrund seiner geringen Masse und Abmessungen in der Nähe des Versuchsgreiflers am Roboterarm montiert werden kann und somit der Saugschlauch entfällt. Bild 5.10 zeigt den Schaltplan für die Unterdruckerzeugung und die Kennlinien der verwendeten Komponenten.

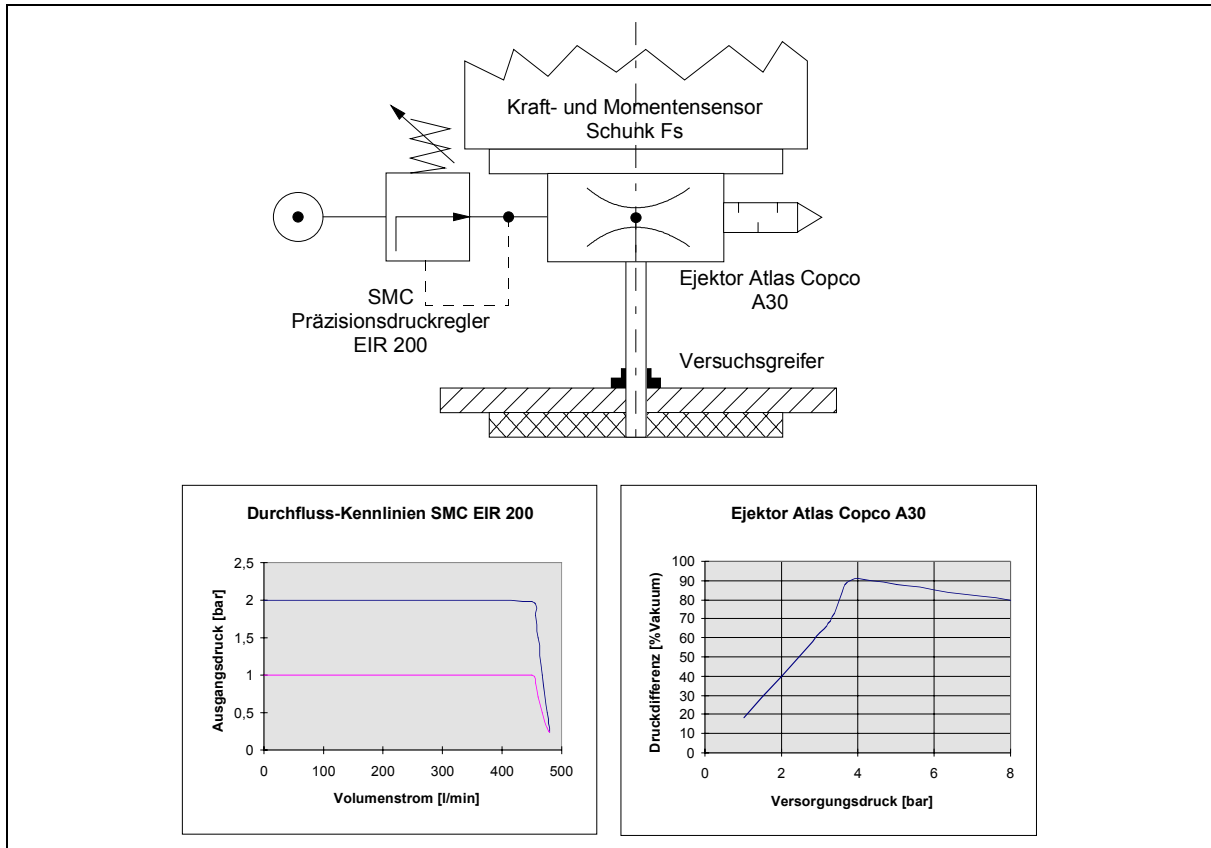


Bild 5.10: Unterdruckschaltplan (s. [Par], [Scu], [Smc])

• **Vakuumpumpe von Becker**

Die eingesetzte Drehschieber-Vakuumpumpe der Firma Becker vom Typ U2.100 /SB (s. [Bek]) weist die folgenden Kenndaten auf:

- elektrische Leistung: 2,2 kW
- Drehzahl: 1420 U/min
- Saugvermögen: 100 m³/h
- Enddruck: 20 mbar
- Gewicht mit Motor: 77 kg

Deren Saugvermögen ist in Bild 5.11 - auf den Ansaugdruck bezogen - dargestellt.

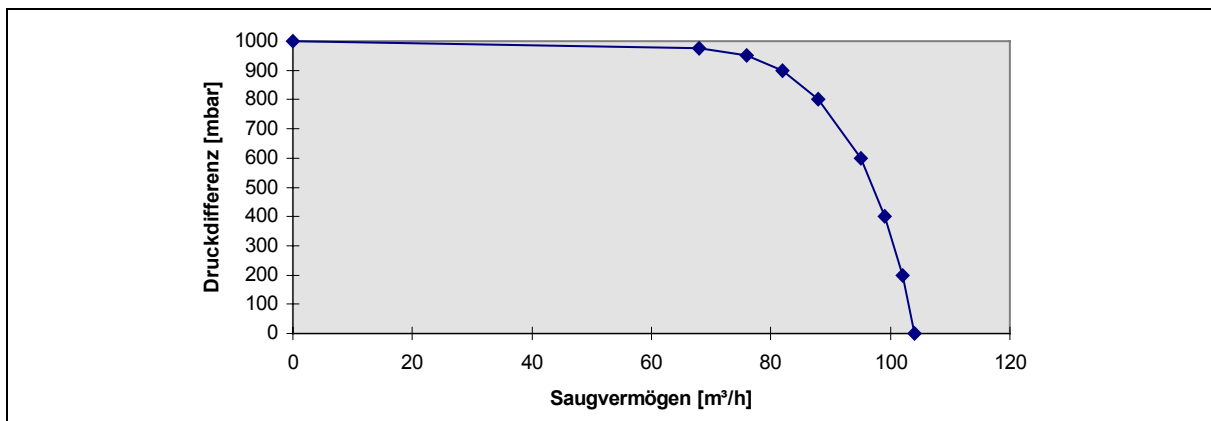


Bild 5.11: Saugvermögen der Vakuumpumpe von der Firma Becker

5.3 Kombiversuchskörper

Der Hohlkörpergreifer ist zum Greifen von vielen Arten von Hohlkörpern geeignet. Um die Einflussfaktoren, die sich aus der Geometrie und dem Gewicht ableiten, gezielt variieren zu können, erfolgte die Entwicklung des Kombiversuchskörpers. Er ist die Alternative zu einer Vielzahl an Versuchskörpern mit unterschiedlichen Parametern. Der Kombiversuchskörper erlaubt die Variation der folgenden Parameter:

- Variation der Wirkfläche der Unterdruckkraft in drei Stufen
- Variation der Gewichtskraft in drei Stufen durch zwei Zusatzgewichte
- Variation des Hebelarms bei außermittigen Gewichten in drei Stufen
- Variation des vertikalen Schwerpunktabstandes von der Greiffläche

Der Kombiversuchskörper besteht aus zwei funktionalen Einheiten (Bild 5.12):

1. einem Grundkörper und
2. einer austauschbaren Platte mit aufgeklebtem Hohlkörper.

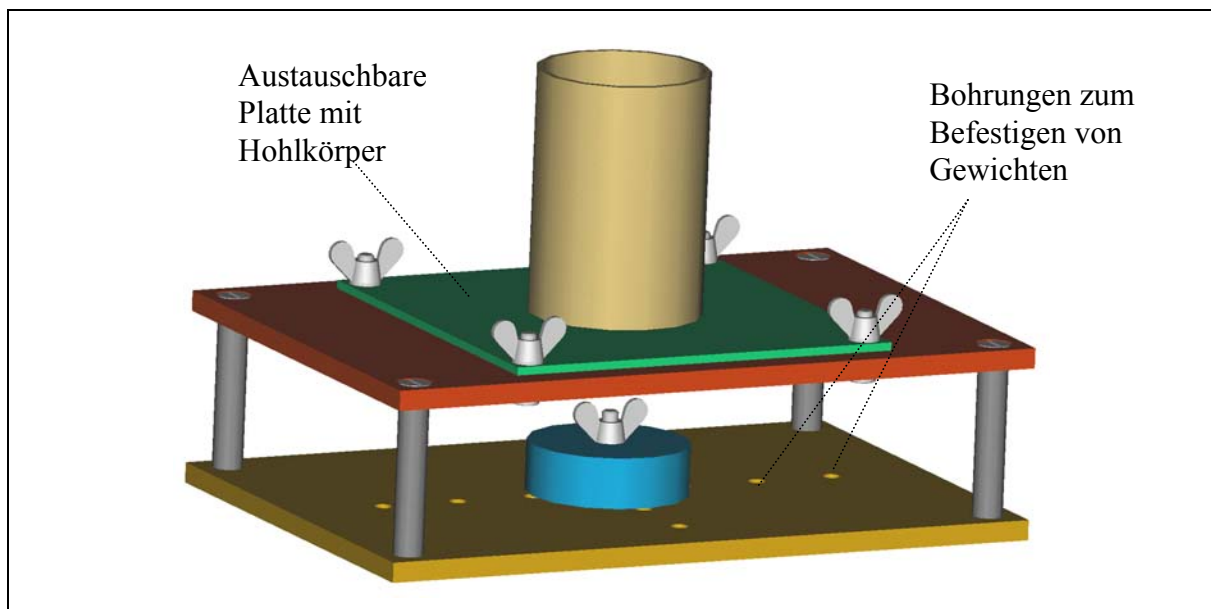


Bild 5.12: Kombiversuchskörper

Die *austauschbare Platte* ermöglicht hierbei die Verwendung verschiedener Hohlkörper mit unterschiedlichen Durchmessern und Höhen. Die Verwendung von durchsichtigen Hohlkörpern erlaubt im gegriffenen Zustand eine optische Kontrolle der unterhalb des Hohlkörperandes zusammengedrückten Flachdichtung. Für die dynamischen und statischen Versuche werden insgesamt drei verschiedene Austauschplatten verwendet (Bild 5.13).

Tabelle 5.3 enthält die Parameter dieser Austauschplatten bezüglich Höhe und Durchmesser der aufgeklebten Hohlkörper sowie des Gewichts der Austauschplatten inklusive aufgeklebter Hohlkörper.

Der *Grundkörper* erlaubt durch seine Befestigungsmöglichkeiten für Zusatzgewichte mit zentrischer und nichtzentrischer Lage eine Variation der Masse und der Lage des Schwerpunktes des Versuchskörpers (Bild 5.14). Es gibt hierbei zwei Zusatzgewichte mit einer Masse von jeweils 1020 g. Die Masse des Grundkörpers beträgt inklusive zweier Schrauben zur Befestigung der Austauschplatte 1716 g. Der Abstand der Befestigungslöcher in der unteren Platte des Grundkörpers beträgt 40 mm (Bild 5.12).

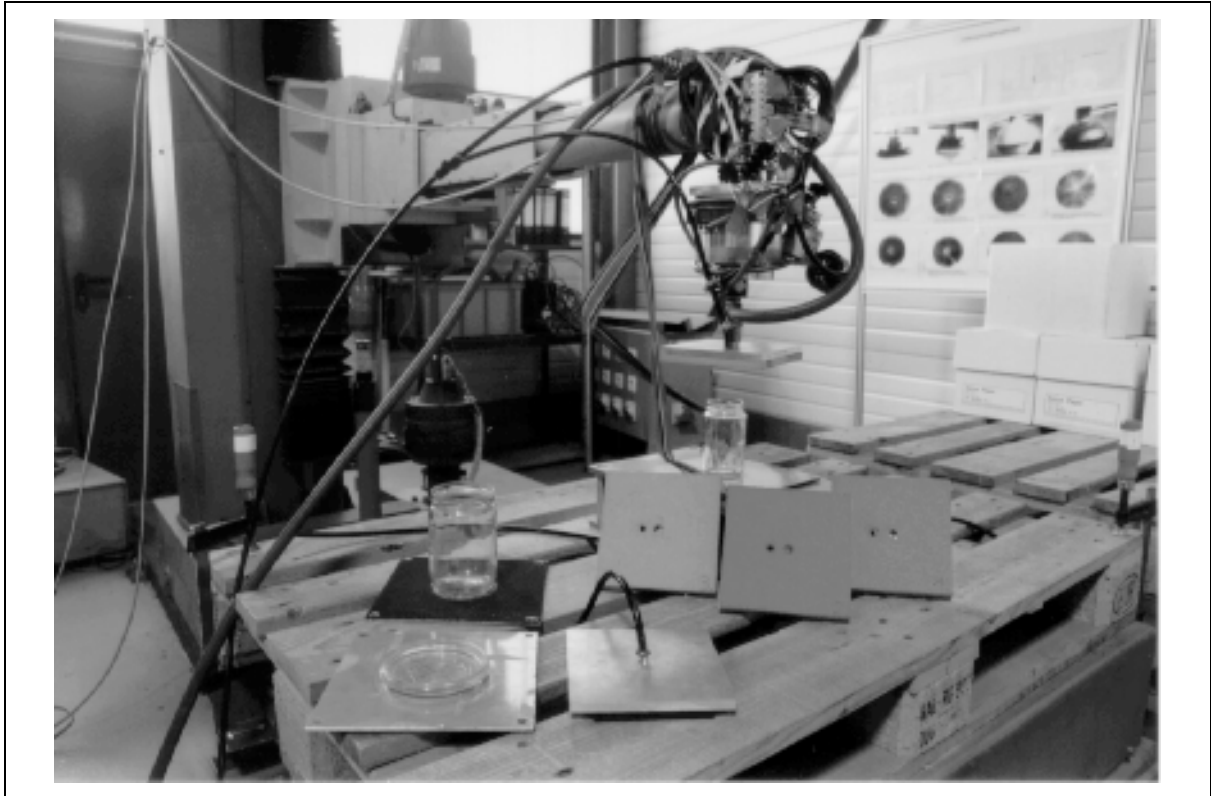


Bild 5.13: Versuchsstand II mit Austauschplatten und Versuchsgreifern II

Austauschplatte	Hohlkörperdurchmesser [mm]	Hohlkörperhöhe [mm]	Gewicht [g]
1	Ø47	112	512
2	Ø72	76	619
3	Ø95	15	479

Tabelle 5.3: Parameter der Austauschplatten

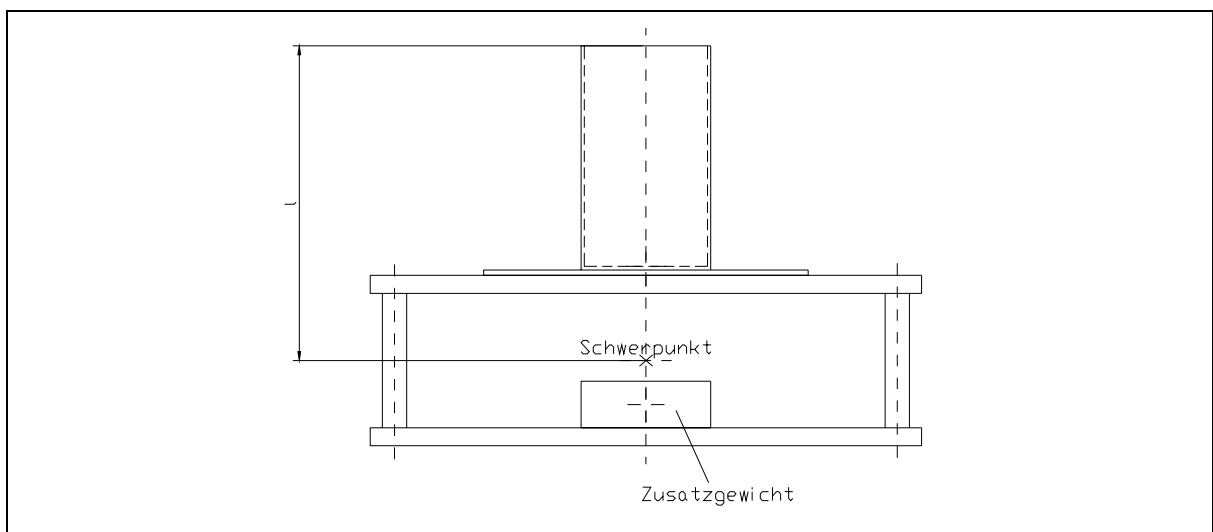


Bild 5.14: Lage des Schwerpunktes

6 Experimentelle Versuche

Die experimentellen Versuchsreihen gliedern sich in zwei grundsätzlich verschiedene Teile:

- statische Versuchsreihen
- dynamische Versuchsreihen

Wie bereits in Bild 2.2 und Bild 3.7 dargestellt, existieren beim Handhaben Kräfte im Ruhestand (statische Kräfte) und zusätzliche Kräfte in der Bewegung des Handhabungsobjektes (dynamische Kräfte). Mit Versuchsstand I werden statische Versuchsreihen durchgeführt, wohingegen mit Versuchsstand II sowohl statische als auch dynamische Versuchsreihen erfolgen können.

6.1 Statische Experimente

Mittels der statischen Versuche wird das Ziel verfolgt, das in Kapitel 4.2 erarbeitete Kräftemodell bezüglich der statischen Einflüsse zu überprüfen und die Grundlagen für die Dimensionierung von Hohlkörpergreifern zu erarbeiten.

6.1.1 Messreihe Leckströme

Die Messung der Leckströme erfolgt mit Versuchsstand I, der spezielle Messgeräte zur Volumenstrommessung besitzt. Mit Hilfe dieser Messungen soll die Undichtigkeit an der Schnittstelle „Flachdichtung des Greifers / Hohlkörper“ untersucht werden. Folgende Einflussfaktoren auf den Leckstrom werden dabei differenziert untersucht:

- Einfluss des Unterdruckes Δp_H
- Einfluss der Materialeigenschaften der Flachdichtung (Werkstoff, Härte)
- Einfluss der Dichtkraft
- Einfluss der Geometrie der Versuchskörper (Durchmesser des Hohlkörperloches, Ebenheit des Randes)

Um Rückschlüsse auf die einzelnen Einflussfaktoren ziehen zu können, werden drei unterschiedliche Messreihen durchgeführt:

Die erste Messreihe dient der Ermittlung des Einflusses des Unterdruckes, der Materialeigenschaften der Flachdichtung und der Geometrie der Versuchskörper auf den Leckstrom. Dazu werden die auftretenden Leckströme bei den Kombiversuchskörpern - bei den zur Verfügung stehenden fünf unterschiedlichen Dichtungen, in Abhängigkeit vom variierenden Unterdruck - bestimmt. Dadurch sind Rückschlüsse auf den Einfluss des Materials der Flachdichtung und des Unterdruckes bei den einzelnen Versuchskörpern direkt zu geben. Da beim Kombiversuchskörper drei verschiedene Hohlkörperlochdurchmesser verwendet werden, sind Rückschlüsse auf diesen Einfluss ebenfalls möglich.

Bei *der zweiten Messreihe* wird der Unterdruck konstant gehalten und das Gewicht des Versuchskörpers schrittweise bis in die Nähe der Grenzkraft gesteigert. Dieser Versuch lässt Rückschlüsse auf den Einfluss der Größe der Dichtkraft bei konstantem Druck zu, da mit wachsendem Hohlkörpergewicht - bei sonst gleichen Randbedingungen - die Dichtkraft immer geringer wird. Die Messung erfolgt jeweils mit den fünf verschiedenen Flachdichtungen, so dass auch der Einfluss des Dichtungsmaterials ermittelt wird.

Die dritte Messreihe dient zur Untersuchung des Einflusses der Materialeigenschaften der Flachdichtungen bei Randunebenheiten an der Hohlkörperöffnung auf den Leckstrom. Dieser Versuch wird exemplarisch an nur einem speziellen Versuchskörper durchgeführt. Der Versuchskörper ist ein Messbecher mit Ausguss. Der Ausguss besitzt, im Verhältnis zu dem

restlichen kreisförmigen Rand, eine geringere Höhe und stellt so die eigentliche Randunebenheit dar. Analog zur Messreihe 1 der Leckströme werden die Leckkurven in Abhängigkeit von den fünf Flachdichtungen und vom Unterdruck ermittelt.

Die Tabelle 6.1 fasst die Eigenschaften des Kombiversuchskörpers zusammen.

Nr.	Versuchskörper	Loch ϕ [mm]	Rand [mm]	Masse [kg]	Rand ϕ [mm]	Dichtfläche [mm ²]	Unterdruck- fläche [mm ²]
VK 1	Weithalsglas $\phi 47$ + GKII + 0 ZG	47,2	2,6	2,228	49,8	406,77	1750
VK 2	Weithalsglas $\phi 47$ + GKII + 1 ZG	47,2	2,6	3,248	49,8	406,77	1750
VK 3	Weithalsglas $\phi 47$ + GKII + 2 ZG	47,2	2,6	4,268	49,8	406,77	1750
VK 4	Weithalsglas $\phi 72$ + GKII + 0 ZG	72,5	2,6	2,335	75,1	613,43	4128
VK 5	Weithalsglas $\phi 72$ + GKII + 1 ZG	72,5	2,6	3,355	75,1	613,43	4128
VK 6	Weithalsglas $\phi 72$ + GKII + 2 ZG	72,5	2,6	4,375	75,1	613,43	4128
VK 7	Weithalsglas $\phi 95$ + GKII + 0 ZG	95,7	4	2,195	99,7	1252,87	7193
VK 8	Weithalsglas $\phi 95$ + GKII + 1 ZG	95,7	4	3,215	99,7	1252,87	7193
VK 9	Weithalsglas $\phi 95$ + GKII + 2 ZG	95,7	4	4,235	99,7	1252,87	7193

Anmerkungen:
 Rand ϕ : ist der mittlere Durchmesser des Randes um die Öffnung
 GKII: ist der Grundkörper, auf dem auswechselbare Hohlkörper befestigt werden
 ZG: sind Zusatzgewichte (Masse = 1020 g)

Tabelle 6.1: Parameter der Versuchskörper

Die Ergebnisse der ersten Messreihe der Leckstrommessungen sind in drei Diagrammen dargestellt. Jede Kurve entsteht aus den Messwerten des Leckstromes für eine von den fünf Dichtungen. Das erste Diagramm zeigt die Leckstromkurven bei den Kombiversuchskörpern ohne Zusatzgewichte (0 ZG), während das zweite bzw. dritte Diagramm die Kurven für die Kombiversuchskörper mit einem bzw. zwei Zusatzgewichten darstellt. Bei der ersten Messreihe werden nur die Kombiversuchskörper mit einem Lochdurchmesser von 72 mm (VK4, VK5 und VK6) und einem von 95 mm (VK7, VK8 und VK9) eingesetzt. Die Messergebnisse für beide Durchmesser werden jeweils in einem Diagramm dargestellt. Auf der x-Achse ist die Druckdifferenz Δp_H zwischen dem Innenraum des Hohlkörpers und der Atmosphäre aufgetragen. Die Diagramme zeigen die Abhängigkeit des Leckstromes von der Druckdifferenz für die fünf verschiedenen Flachdichtungen. (Bild 6.1, Bild 6.2 und Bild 6.3).

Am linken Rand der Kurven liegt der Grenzdruck vor. Hier haben die Leckstromkurven ihre Maximalwerte. Mit Zunahme des Druckes erfolgt eine bessere Abdichtung und der Leckstrom wird geringer. Die Kurve erreicht ein Minimum. Mit weiterer Druckerhöhung steigt die Leckstromkurve. Diese Kurve hat in diesem Bereich näherungsweise die Form einer Geraden. Bei den Grenzdrücken zeigt sich, dass infolge der größeren wirksamen Unterdruckfläche bei dem Kombiversuchskörper mit 95 mm Durchmesser die Grenzdrücke geringer sind als bei dem Versuchskörper mit 72 mm Durchmesser. Werden die Kombiversuchskörper durch Zusatzgewichte beschwert, werden die Grenzdrücke größer.

Die weicheren Dichtungen (Dichtungen 1, 2 und 3) weisen größere Leckströme bei gleichem Unterdruck auf als die härteren Dichtungen (Dichtung 4 und 5). Dabei fällt auf, dass die Dichtung 1 aus der Reihe fällt. Als weichste Dichtung müsste diese die größten Leckströme aufweisen. Tatsächlich aber liegen die Messkurven im Mittelfeld.

6. Experimentelle Versuche

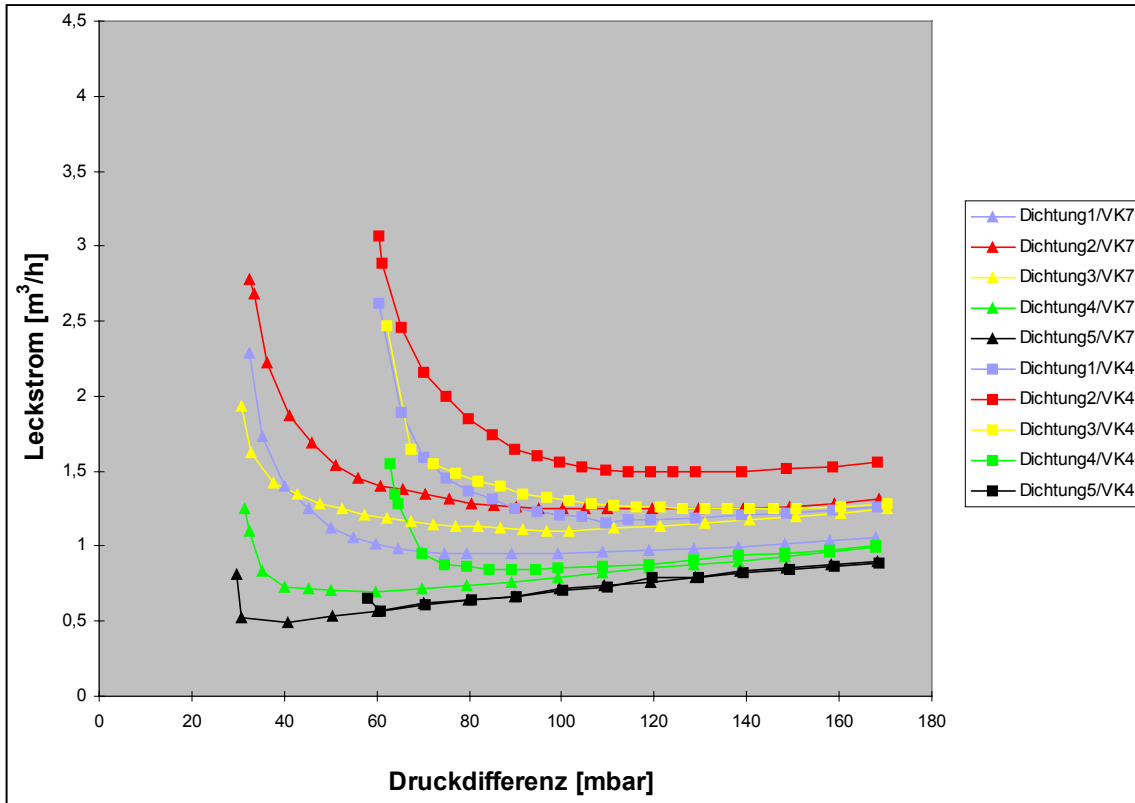


Bild 6.1: Leckstrom bei null Zusatzgewichten

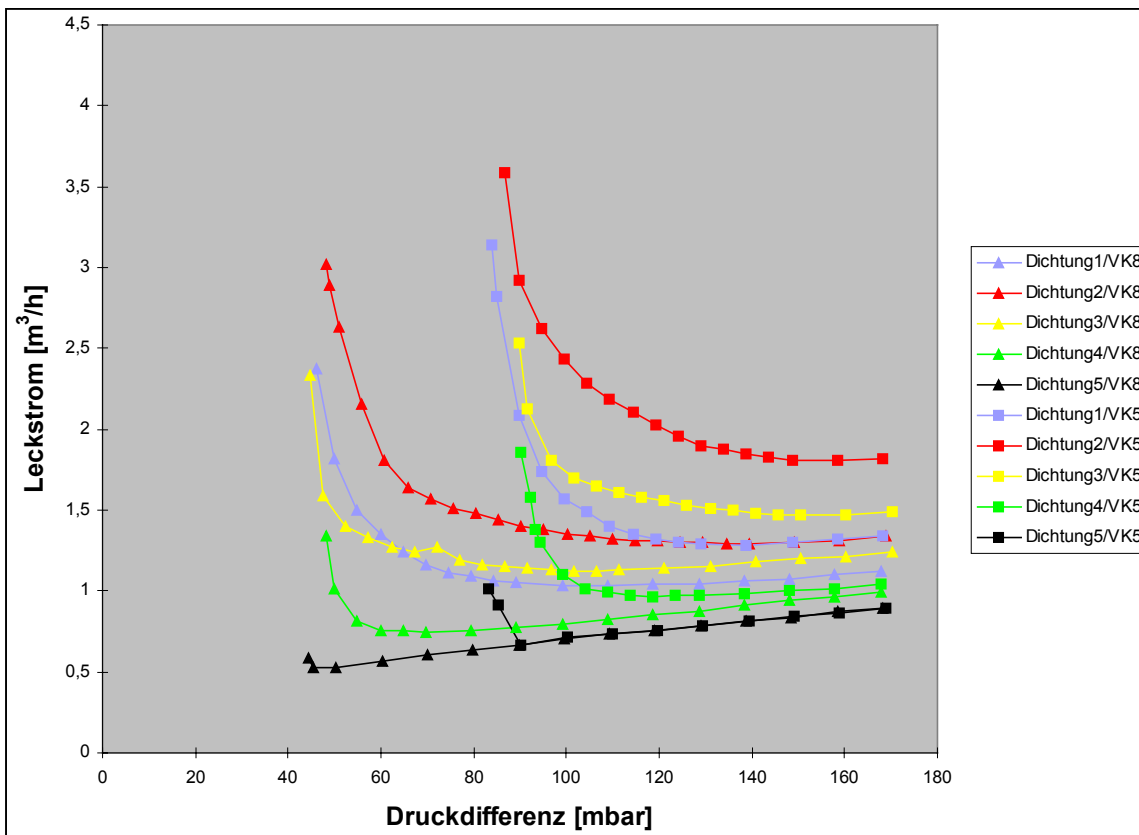


Bild 6.2: Leckstrom bei einem Zusatzgewicht

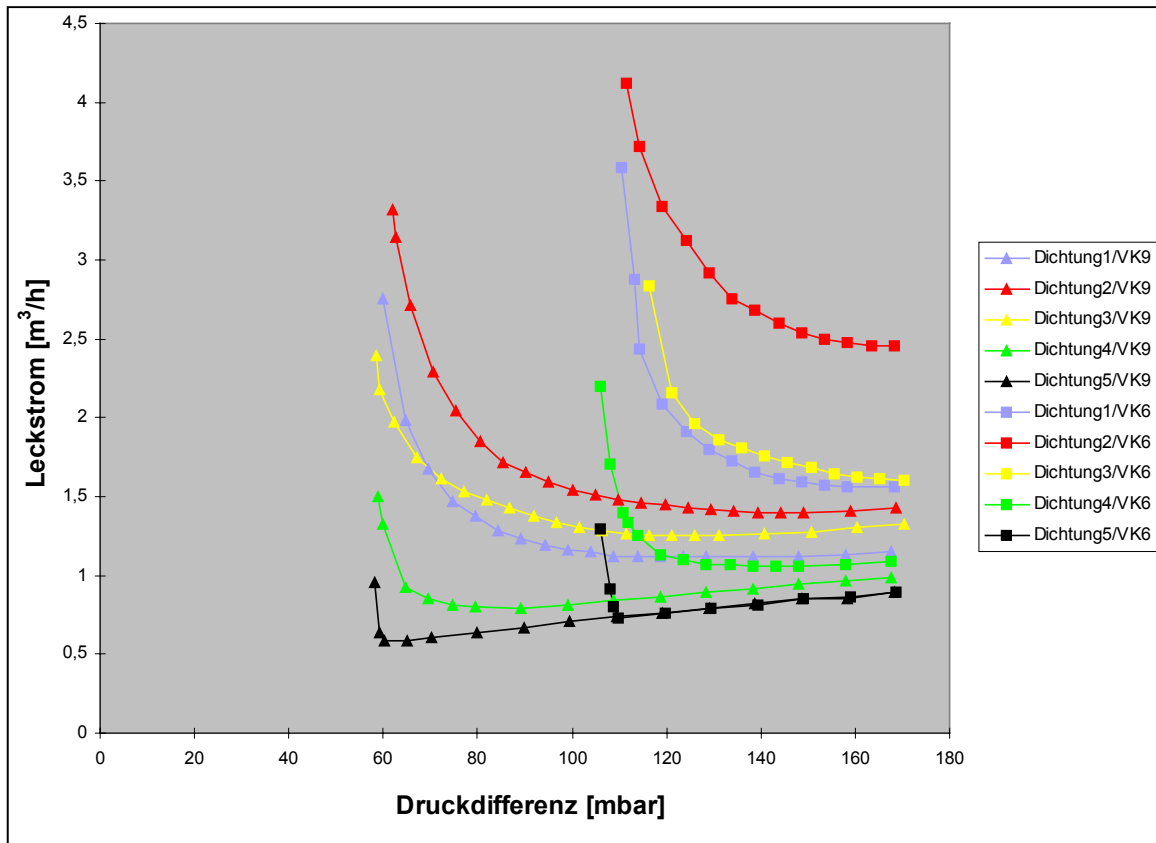


Bild 6.3: Leckstrom bei zwei Zusatzgewichten

Die Kurvenform der Leckstrommesskurven zeigt, dass in der Nähe des Grenzdruckes die Abdichtung ungünstig wird, was auf die geringen Dichtkräfte zurückgeführt werden kann, während mit Zunahme des Druckes die Abdichtung infolge der größeren Dichtkraft besser wird. Der Anstieg der Leckstromkurven bei hohen Drücken ist darauf zurückzuführen, dass die Abdichtung bei großen Druckdifferenzen schlechter ist.

Beim zweiten Versuch wird das Gewicht des Versuchskörpers in kleinen Schritten bis zur Grenzkraft gesteigert. Dies ist die Umkehrung des ersten Versuchs; dort wurde der Druck bis zum Grenzdruck - dem Abreißpunkt - reduziert. In diesem Fall aber wird der Abreißpunkt durch eine Erhöhung des Gewichtes erreicht. Dieser Versuch erfolgt mit dem Kombiversuchskörper mit einem Hohlkörperdurchmesser von 72 mm (VK4, VK5, und VK6) bei den fünf verschiedenen Flachdichtungen. Der Druck wird bei jeder dieser Dichtungen so eingestellt, dass der Abreißpunkt bei derselben Gewichtskraft - etwa 55 N - erfolgt.

Das Gewicht wird in 22 Abstufungen gesteigert. Die ersten zwei Stufen sind recht grob und erfolgen durch die Zusatzgewichte. Danach erfolgt eine feine Stufung in 20 weiteren Schritten. Die Messergebnisse zeigt Bild 6.4 auf der Seite 58.

Die Kurven zeigen Sprünge, die auf eine Streuung der Messwerte hinweisen. Durch Glättung der Kurven werden die Informationen verständlicher (Bild 6.5).

Die Kurven zeigen bei konstantem Unterdruck tendenziell eine Zunahme des Leckstromes bei Zunahme des Gewichtes. Je näher die Gewichtskraft in die Nähe des Grenzgewichtes kommt, desto stärker ist die Zunahme des Leckstromes. Diese Zunahme ist bei den weicheren Dichtungen (Dichtung 1 und 2) stärker ausgeprägt als bei den harten Dichtungen (Dichtung 4 und 5).

6. Experimentelle Versuche

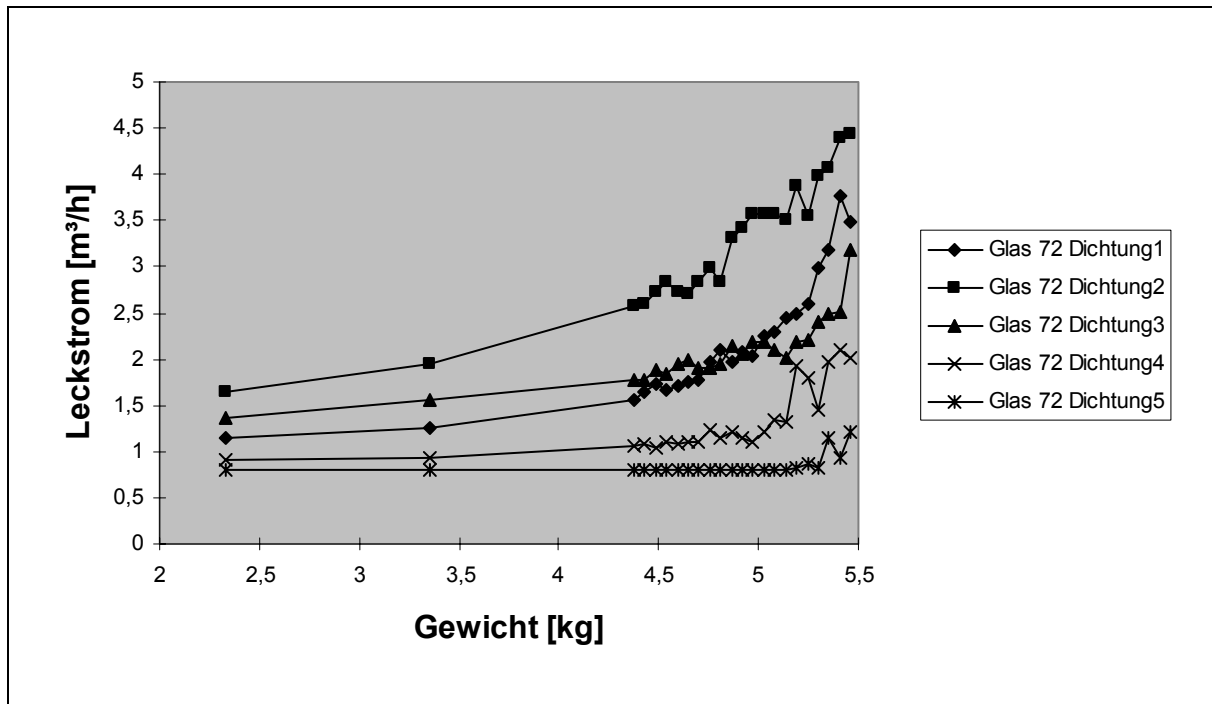


Bild 6.4: Leckstrom bei Steigerung des Gewichtes bis zur Grenzkraft

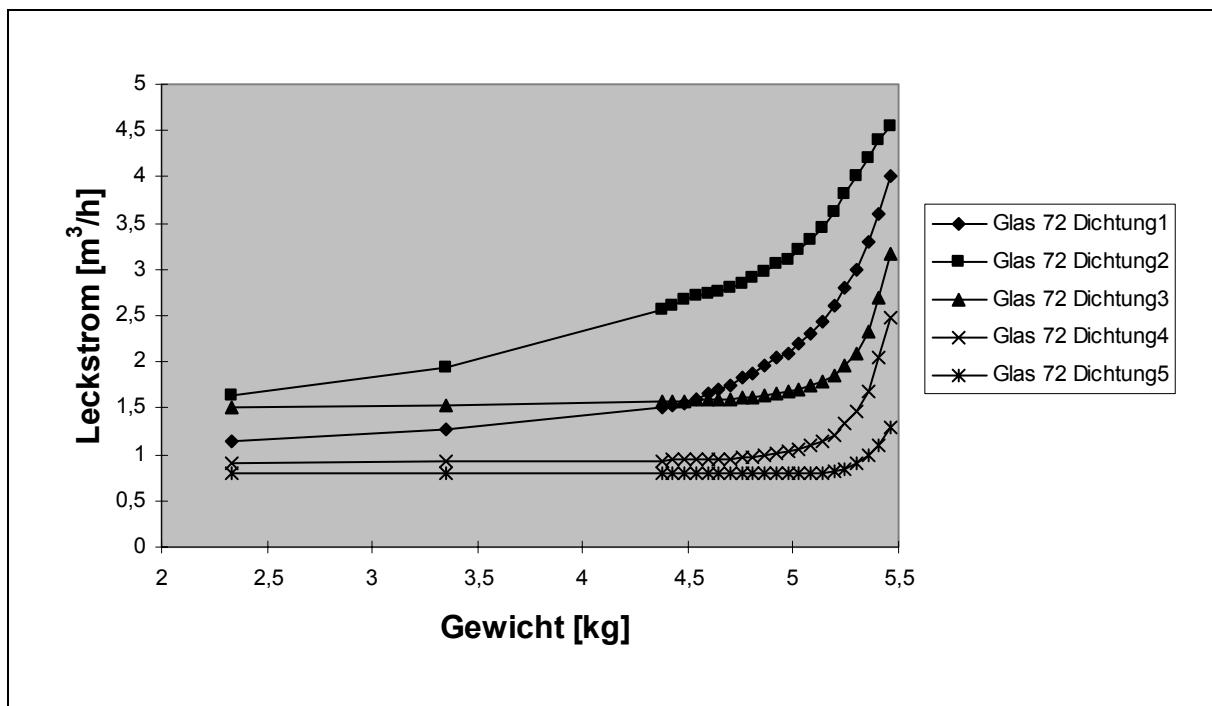


Bild 6.5: Geglättete Leckstromkurven bei Steigerung des Gewichtes

Aus den Ergebnissen der Leckstrommessungen der Messreihen 1 und 2 kann der Leckstrom in Abhängigkeit von der Dichtkraft berechnet werden. Die Verknüpfung der Größen wird durch die Formel $\Delta p_{StatGrenz} \cdot A_{Wirk} = F_{DichtStatGrenz} + m_H \cdot g$ (4.3) (s. Seite 28) beschrieben. Beispielfhaft wird dies für die erste Messreihe anhand Dichtung 2 und Versuchskörper VK6 sowie für die zweite Messreihe anhand der Dichtung 2 und dem Kombiversuchskörper mit 72 mm Öffnungsdurchmesser durchgeführt, wie das Bild 6.6 und das Bild 6.7 zeigen.

6. Experimentelle Versuche

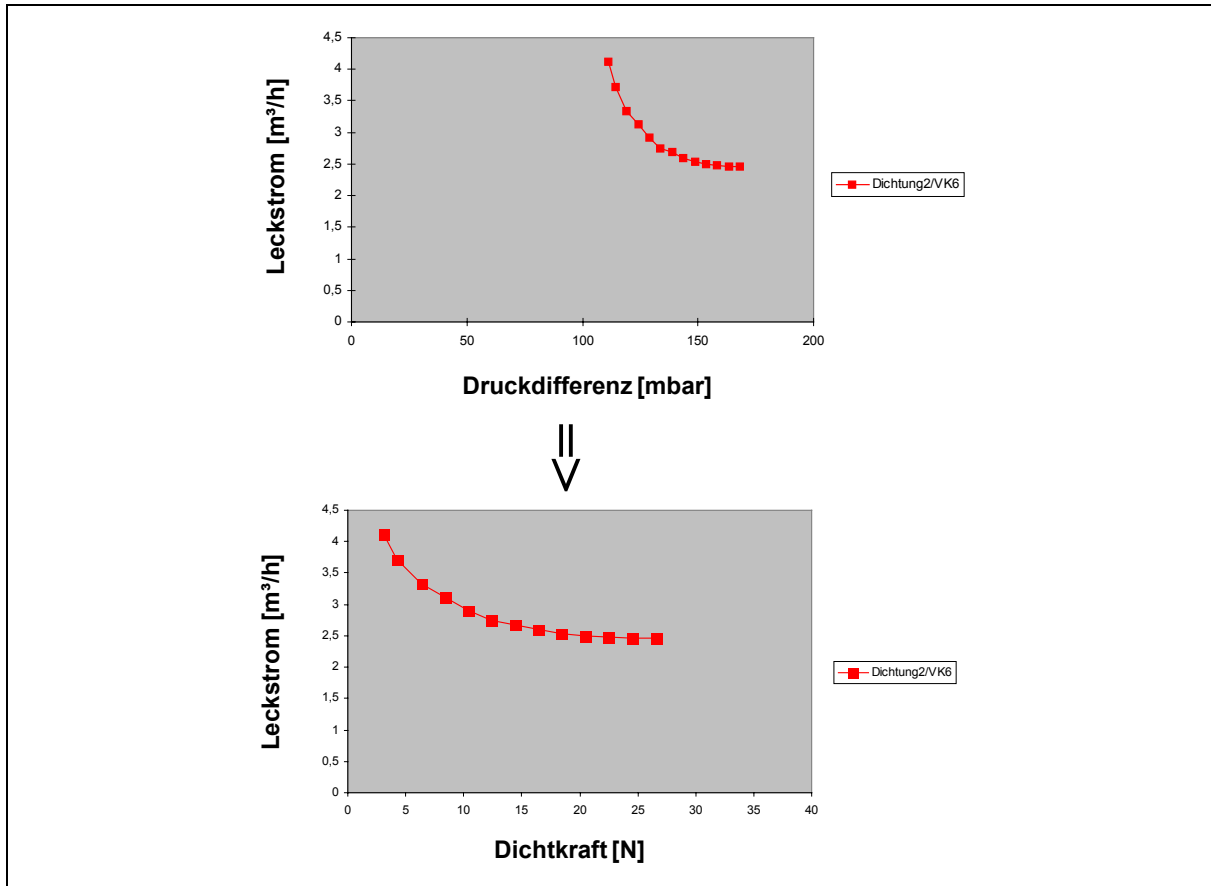


Bild 6.6: Leckstrom in Abhängigkeit von der Dichtkraft (Messreihe 1)

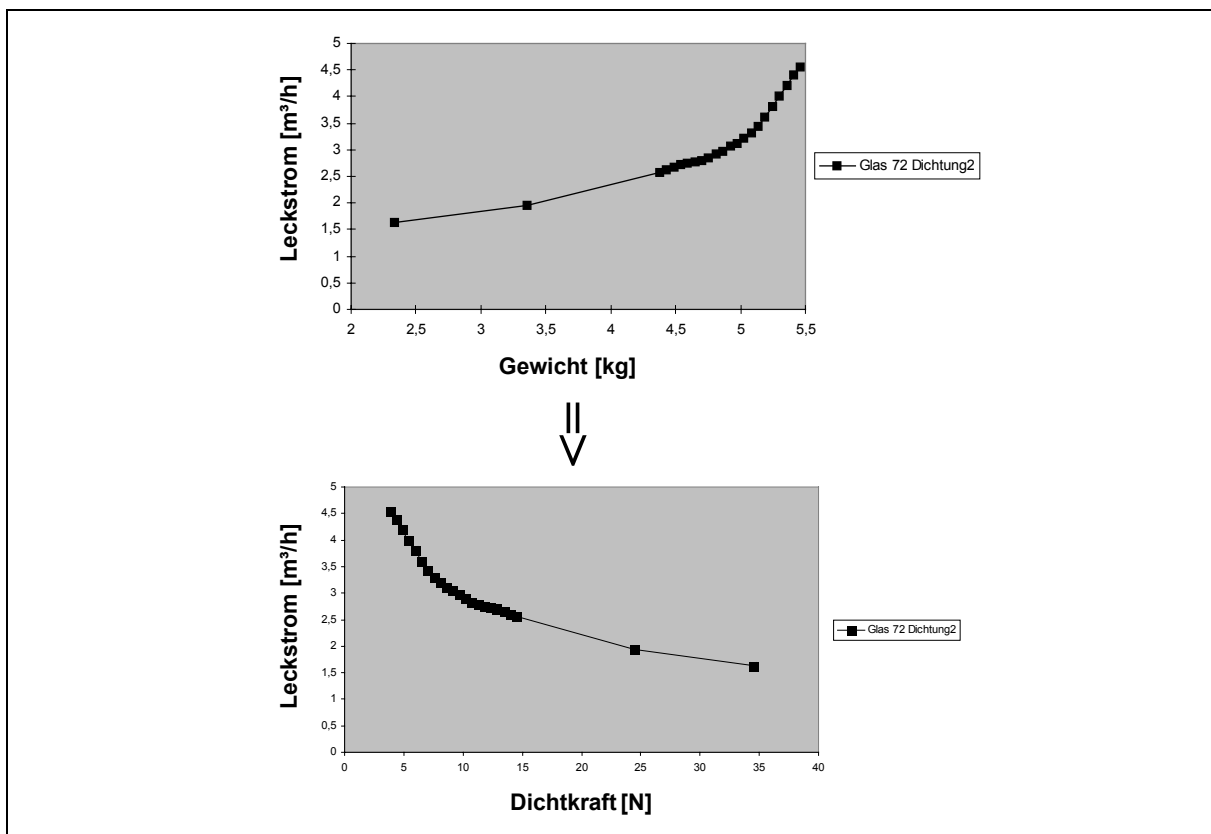


Bild 6.7: Leckstrom in Abhängigkeit von der Dichtkraft (Messreihe 2)

Beide Messreihen zeigen bei Annäherung an den Grenzfall ein starkes Ansteigen des Volumenstromes.

Die Messreihe 3 der Leckstrommessung ermittelt den Leckstrom bei den fünf verschiedenen Flachdichtungen bei einem Hohlkörper mit unebenem Rand (Messbecher mit Ausguss). Das Bild 6.8 zeigt die Leckstromkurven in diesem Fall.

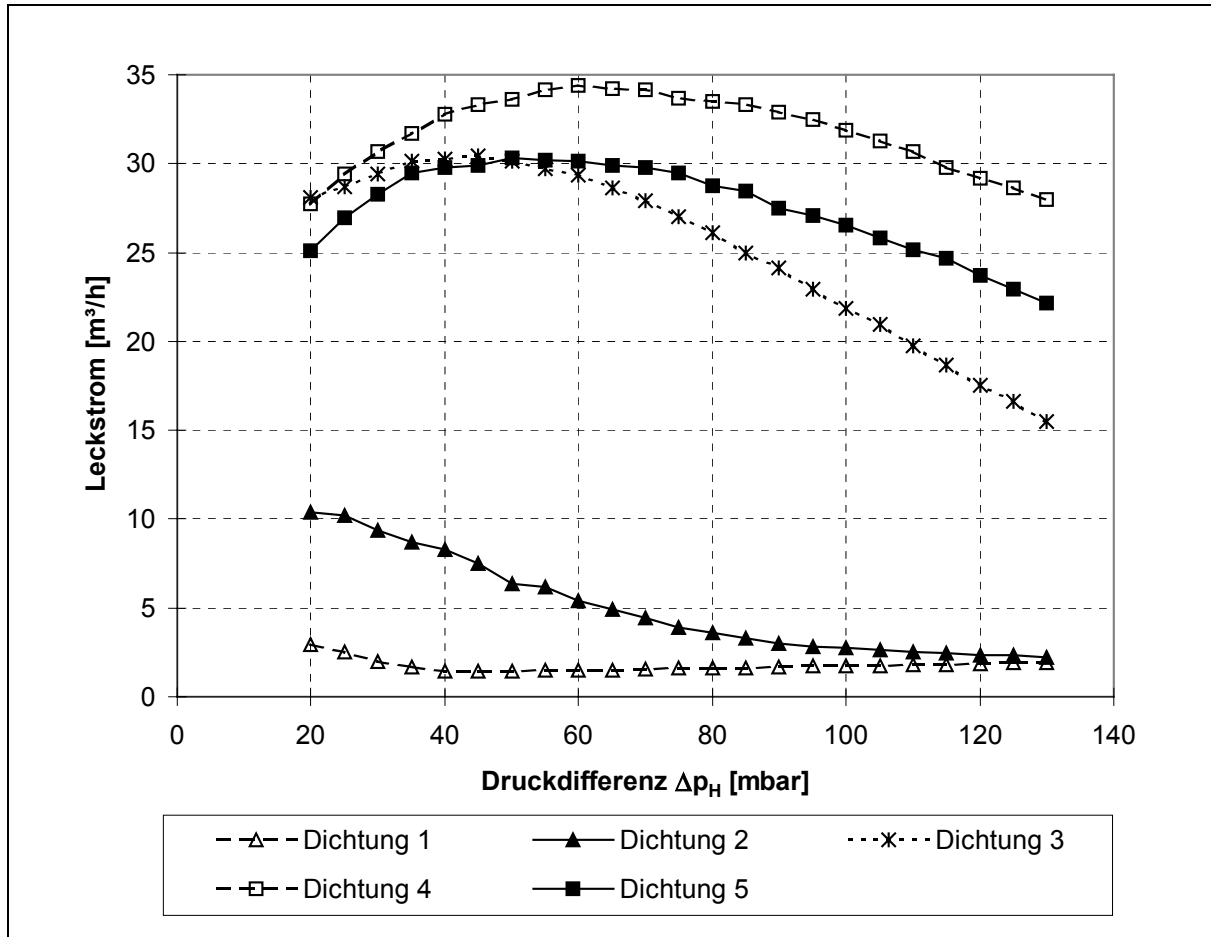


Bild 6.8: Leckströme Messbecher

Hierbei dichten die weichen Flachdichtungen den unebenen Rand des Messbechers - den Ausguss - wesentlich besser ab als die harten Dichtungen. Die Dichtungen 1 und 2 dichten gut ab und verfügen daher über geringe Leckströme, während die härteren Dichtungen 3, 4 und 5 größere Leckströme aufweisen.

In Bild 6.8 hat die Kurve der Dichtung 1 im rechten Bereich den Verlauf einer ansteigenden Geraden, wie er für eine vollständig abgedichtete Öffnung typisch ist. Im linken Bereich der Kurve ist ein Anstieg des Leckstromes zu verzeichnen. Dies liegt darin begründet, dass bei den geringen Druckdifferenzen die Dichtkraft so klein wird, dass eine vollständige Abdichtung des Ausgusses nicht mehr gewährleistet ist.

Die für die Flachdichtung 1 gemachten Aussagen gelten auch für die Flachdichtung 2, obwohl der Bereich auf der linken Seite der Kurve, wo keine vollständige Abdichtung erzielt wird, in Bezug auf die Größe des Leckstromes wesentlich ausgeprägter ist. Dies ist auf die größere Härte der Dichtung 2 zurückzuführen, die bei gleicher Druckdifferenz - quasi bei gleicher Dichtkraft - dazu führt, dass der Versuchskörper bei der Flachdichtung 2 weniger tief in die Dichtung gezogen wird als bei der Flachdichtung 1 und somit der Ausguss des Messbechers im Verhältnis zur Dichtung 1 schlechter abgedichtet wird.

Das Bild 6.9 stellt am Beispiel der Flachdichtung 2 die mit höherem Druck besser werdende Abdichtung des Ausgusses dar.

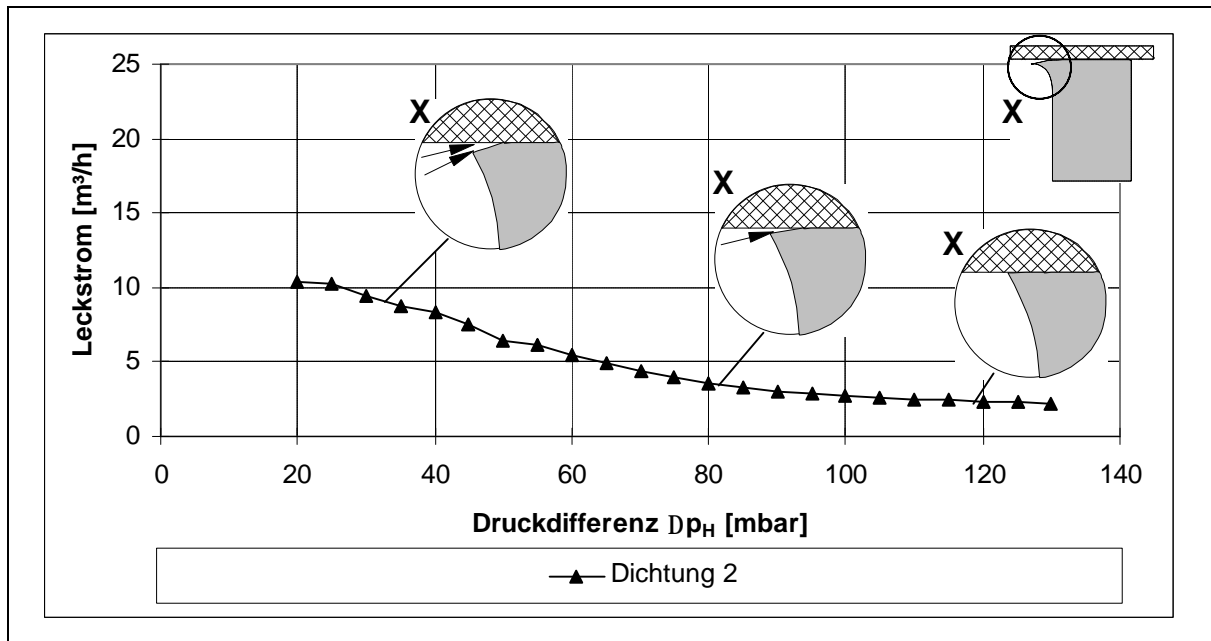


Bild 6.9: Leckstrom bei der Dichtung 2

Für die Öffnung an dem Ausguss gilt:

$$\Delta p_H = z \cdot \frac{\rho_F}{2} \cdot v_m^2 \text{ und} \quad (6.1)$$

$$\dot{V}_{\text{Öff}} = A_{\text{Öff}} \cdot v_m \quad (6.2)$$

- mit:
- Δp_H : Druckdifferenz [Pa]
 - z : Widerstandsbeiwert [-]
 - ρ_F : Dichte des Fluids [kg/m^3]
 - v_m : mittlere Geschwindigkeit [m/s]
 - $\dot{V}_{\text{Öff}}$: Leckstrom an der Öffnung [m^3/s]
 - $A_{\text{Öff}}$: Querschnitt der Öffnung [m^2]

Umstellen der Formel (6.1) nach v_m und einsetzen in (6.2) ergibt:

$$\dot{V}_{\text{Öff}}(\Delta p_H) = A_{\text{Öff}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_H}{z \cdot \rho_F}} \quad (6.3)$$

- mit: $\dot{V}_{\text{Öff}}(\Delta p_H)$: Leckstrom an der Öffnung, abhängig von Δp_H [m^3/s]

In diesem Fall ist $A_{\text{Öff}}$ abhängig von der Druckdifferenz Δp_H . Bei geringen Drücken ist $A_{\text{Öff}}$ größer und bei großen Drücken kleiner. Der Wirkmechanismus ist wie folgt: Bei kleiner Druckdifferenz ist die Dichtkraft gering und dementsprechend der Eindruck des Hohlkörperandes in die Flachdichtung klein, wodurch der Querschnitt der Öffnung groß ist. Näherungs-

weise kann daher für die Fläche der Öffnung eine Funktion in Form einer fallenden Gerade angenommen werden.

$$A_{\text{Öff}}(\Delta p_H) \approx -m_g \cdot \Delta p_H + b_g \quad (6.4)$$

mit: $A_{\text{Öff}}(\Delta p_H)$: Querschnitt der Öffnung, abhängig von Δp_H [m²]

m_g : Steigung der Geraden

b_g : Abstand des Geradenschnittpunktes auf der y-Achse

Eingesetzt in
$$V_{\text{Öff}}(\Delta p_H) = A_{\text{Öff}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_H}{z \cdot r_F}} \quad (6.3) \text{ ergibt:}$$

$$V_{\text{Öff}}(\Delta p_H) \approx (b - m_g \cdot \Delta p_H) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_H}{z \cdot r_F}} \quad (6.5)$$

Der Einfluss der Form der Öffnung auf den z -Wert wird vernachlässigt.

Durch Zusammenfassen der Konstanten wird erhalten:

$$V_{\text{Öff}}(\Delta p_H) \approx b_g \cdot C \cdot \Delta p_H^{\frac{1}{2}} - m_g \cdot C \cdot \Delta p_H^{\frac{3}{2}} \quad (6.6)$$

$V_{\text{Öff}}(\Delta p_H) \approx$ Leckstrom Teilfunktion 1 + Leckstrom Teilfunktion 2

$$C = \sqrt{\frac{2}{z \cdot r_F}} \quad (6.7)$$

mit: C : Konstante

Bild 6.10 und Bild 6.11 zeigen von den zwei Teilfunktionen den Verlauf der Leckströme.

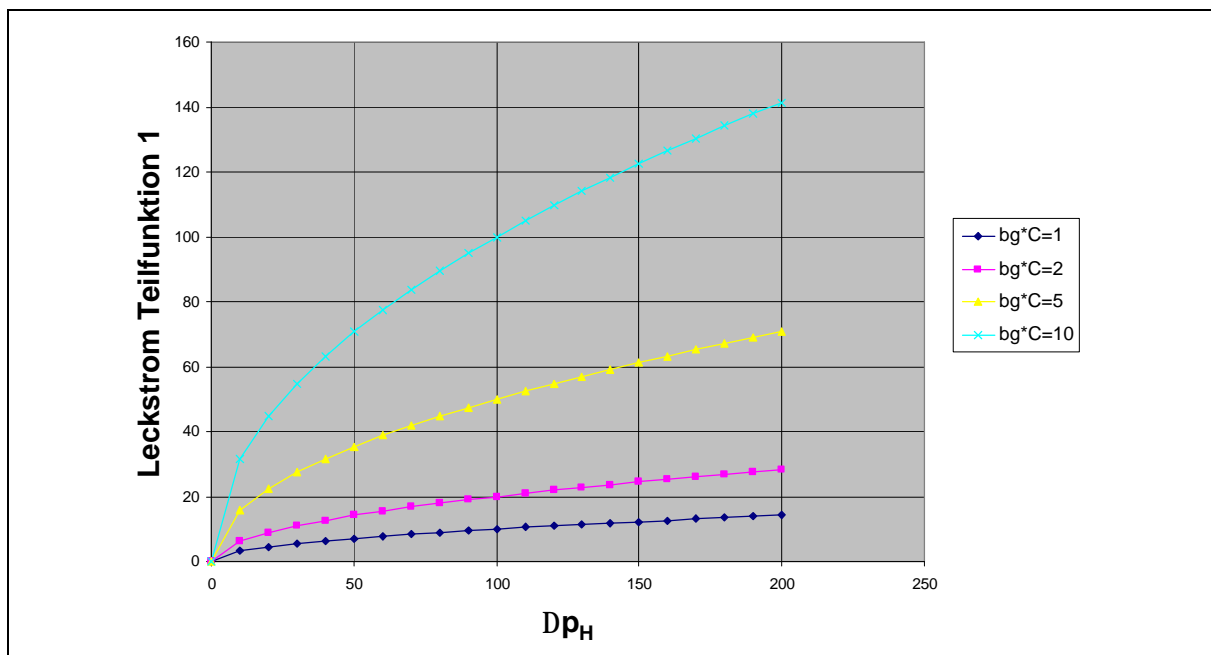


Bild 6.10: Leckstrom der Teilfunktion 1

6. Experimentelle Versuche

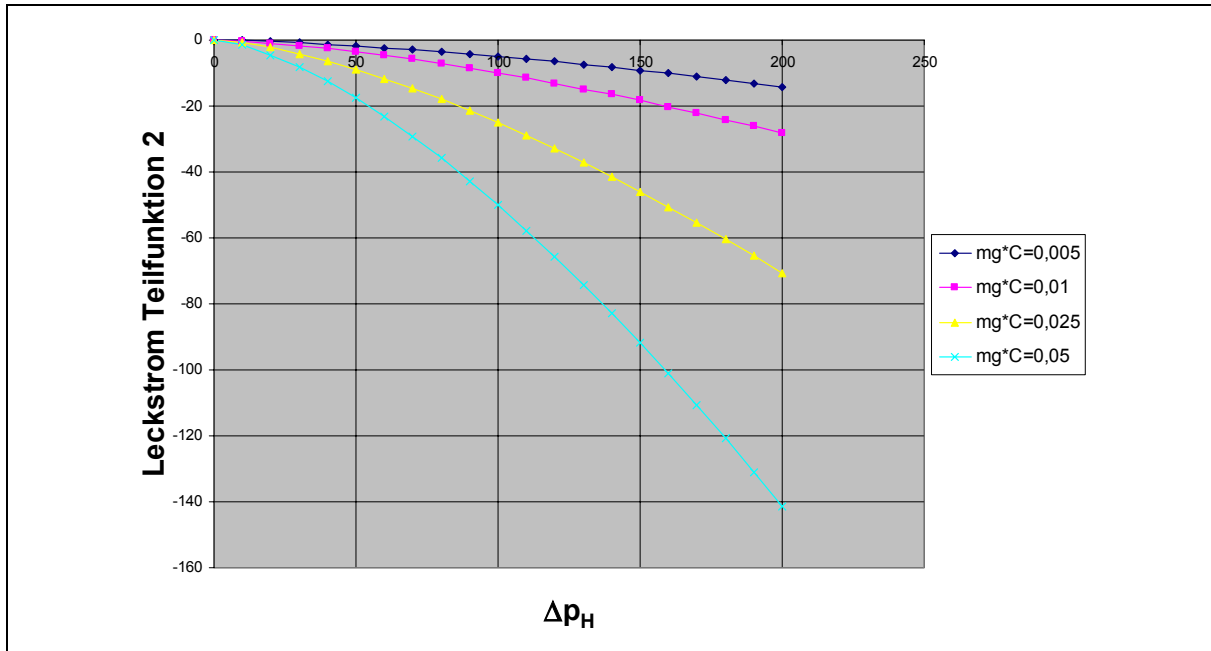


Bild 6.11: Leckstrom der Teilfunktion 2

Durch Addition der Graphen der beiden Leckstrom-Teilfunktionen entstehen Kurven, wie in Bild 6.12 gezeigt.

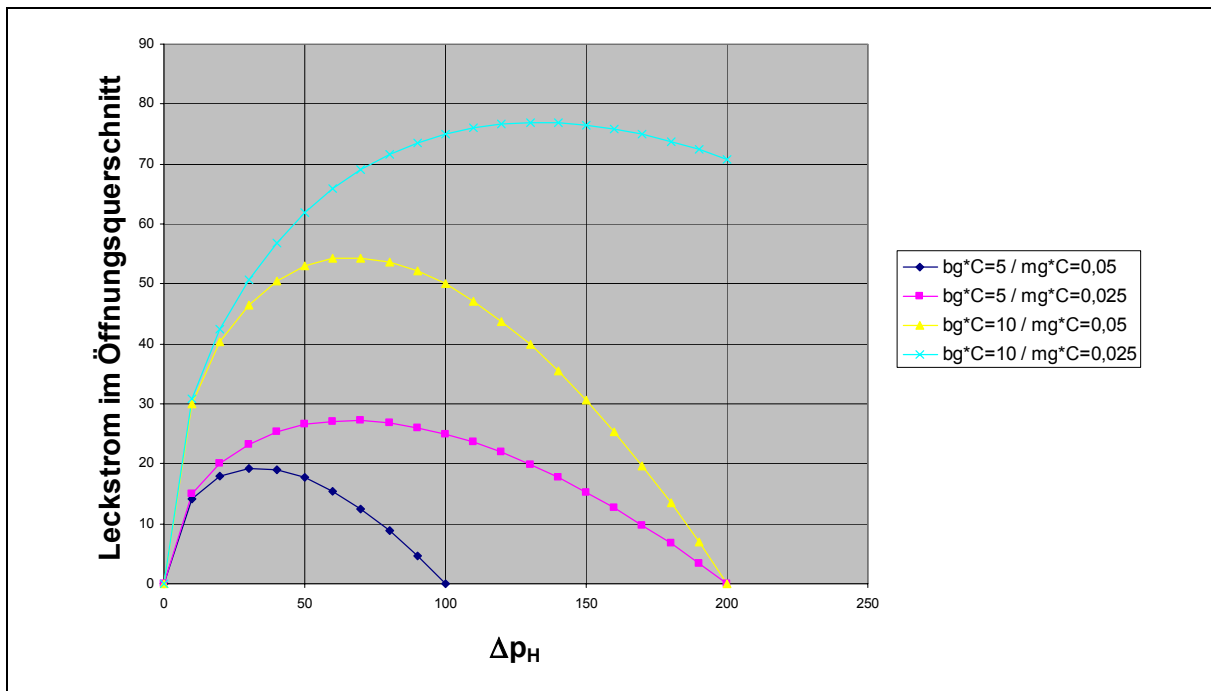


Bild 6.12: Näherungsfunktion für den Leckstrom im Öffnungsquerschnitt

Bei der Funktion ist in der Realität zu beachten, dass das Minimum der Öffnung Null ist, weil es keine negative Öffnung gibt. Der Rand unter dem Messbecher kann, wie das Bild 6.13 zeigt, in zwei Bereiche eingeteilt werden.

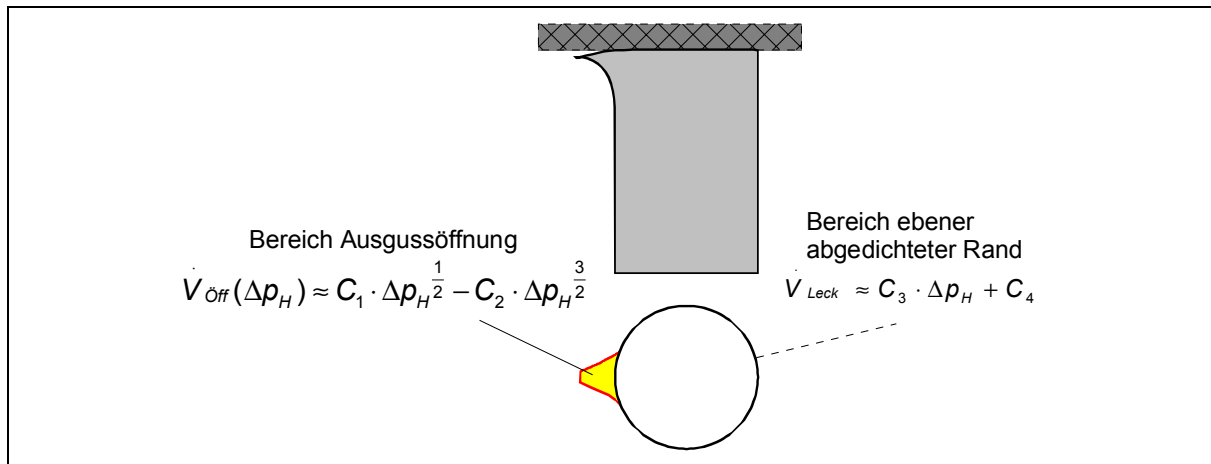


Bild 6.13: Bereiche am Messbecher

Der Bereich am Ausguss wird näherungsweise durch die Formel $V_{\text{öff}}(\Delta p_H) \approx C_1 \cdot \Delta p_H^{\frac{1}{2}} - C_2 \cdot \Delta p_H^{\frac{3}{2}}$ und der Bereich am ebenen abgedichteten Rand näherungsweise durch eine Geradengleichung beschrieben. Voraussetzung für die Näherung des Leckstromes am ebenen Rand als Geradengleichung ist, dass der Unterdruck wesentlich größer als der Grenzdruck ist. Der gesamte Volumenstrom setzt sich dabei additiv aus beiden Anteilen zusammen. Durch diese Herleitung kann die Form des Verlaufes für die Flachdichtungen 3, 4, und 5 erklärt werden. Aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse kann der Kurvenverlauf der Leckstromkurven qualitativ, wie in Bild 6.14 dargestellt, ergänzt werden.

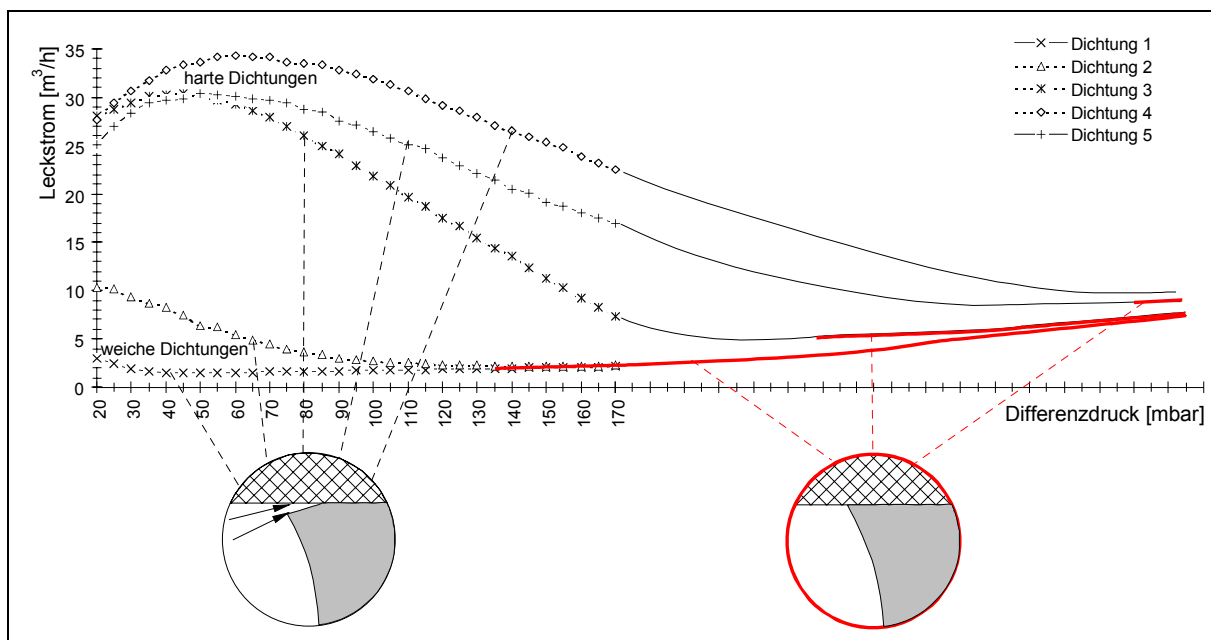


Bild 6.14: Erweiterter Kurvenverlauf

Als Ergebnis für die Hohlkörperdimensionierung kann festgehalten werden, dass Hohlkörper mit Randunebenheiten durch weichere Flachdichtungen besser abgedichtet werden.

6.1.2 Messreihe statischer Grenzdruck

Im Rahmen dieser an den Versuchsständen I und II durchgeführten Messungen wird von zwei unterschiedlichen Greifvorgängen ausgegangen:

- Zum Einen wird der Versuchskörper manuell zum Greifer bewegt und gegriffen (Versuchsstand I).
- Zum Anderen wird der Greifer - mittels des Roboters am Versuchsstand II - zum Versuchskörper geführt, der hierauf gegriffen sowie angehoben wird.

Beiden Ausführungen ist gemein, dass sie zunächst mit einem höheren Druck erfolgen. Zur Feststellung des Grenzdruckes wird hierbei der Druck im Hohlraum des Versuchskörpers sehr langsam verringert. Wie bereits aus Kapitel 4.2.1 bekannt, müssen für ein Halten durch Unterdruckkräfte die Unterdruckkraft, die Gewichtskraft und die Dichtkraft im Gleichgewicht sein (vgl. Bild 4.1). Der Grenzdruck liegt vor, wenn der Versuchskörper soeben noch gehalten wird. Eine weitere Verringerung des Druckes führt zum Lösen des Hohlkörpers (s. Text und Bild 4.2 auf der Seite 28). Im Grenzfall wird das Minimum der Dichtkraft erreicht. Bei Kenntnis des Grenzdruckes kann durch Umstellen der Formel (4.4) unmittelbar auf die minimale Dichtkraft geschlossen werden:

$$F_{DichtStatGrenz}(\Delta p_{StatGrenz}) = \Delta p_{StatGrenz} \cdot A_{Wirk} - m_H \cdot g \quad (6.8)$$

mit $F_{DichtStatGrenz}(\Delta p_{StatGrenz})$: Minimale Dichtkraft im statischen Grenzfall,
abhängig vom Grenzdruck

$\Delta p_{StatGrenz}$: Druckdifferenz im statischen Grenzfall [Pa]

A_{Wirk} : Wirkfläche der Unterdruckkraft [m²]

m_H : Masse Hohlkörper [kg]

g : Erdbeschleunigung [m/s²]

Diese Größe ist von besonderem Interesse, da die Haltekraft am Greifer gleich der Unterdruckkraft minus der minimalen Dichtkraft ist. Somit sind von der minimalen Dichtkraft die Haltekräfte abhängig, auf die im Kapitel 6.1.3 „Messreihe erzielbarer Normalkäfte“ näher eingegangen wird.

Für die Messreihen zum statischen Grenzdruck wurde am Versuchsstand I ein Seitenkanalverdichter als Unterdruckerzeuger eingesetzt, der mittels eines Unterdruckschlauches der Nennweite 50 angeschlossen wurde. Ejektor und Vakuumpumpe dienen bei Versuchsstand II als Unterdruckerzeuger, deren Anschluss über einen Unterdruckschlauch der Nennweite 13 erfolgte. Das effektive Saugvermögen (s. Kap. Anhang 10.1 Begriffsdefinition „effektives Saugvermögen“) der drei verschiedenen Unterdruckerzeuger kann folgendermaßen charakterisiert werden:

- Seitenkanalverdichter : großes effektives Saugvermögen
- Vakuumpumpe : mittleres effektives Saugvermögen
- Ejektor : geringes effektives Saugvermögen

Des Weiteren wurden bei beiden Versuchsständen Greifer mit verschiedenen Flachdichtungen eingesetzt. Beim Greifer des Versuchsstandes I sind dies fünf Wechselplatten, beim Versuchsstand II fünf Greifer. Die jeweils verschiedenen Flachdichtungen sind aber bei beiden Versuchsständen - bezogen auf Material und Dicke - identisch. In der Größe der Fläche und der Saugöffnung unterscheiden sie sich. Die Saugöffnung des Greifers des Versuchsstandes I ist wesentlich größer als die des Versuchsstandes II. Somit kann der Einfluss des effektiven Saugvermögens auf den Grenzdruck getestet werden.

Zunächst werden die ermittelten Grenzdrücke beim Versuchsstand I mit dem Seitenkanalverdichter analysiert:

Bei der Auswertung werden nur die Versuchskörper mit einem Öffnungsdurchmesser von 72 mm (VK4, VK5 und VK6) und 95 mm (VK7, VK8 und VK9) betrachtet. Die Versuchskörper mit 48 mm Öffnungsdurchmesser weisen teilweise Grenzdrücke auf, die größer sind als die mit dem Seitenkanalverdichter erreichbaren Druckdifferenzen.

Das Bild 6.15 zeigt graphisch, wie aus den Leckstromkurven auf die Grenzdruckkurven der einzelnen Versuchskörper geschlossen werden kann. Die Grenzdruckkurven verbinden die Grenzdrücke von einem Versuchskörper.

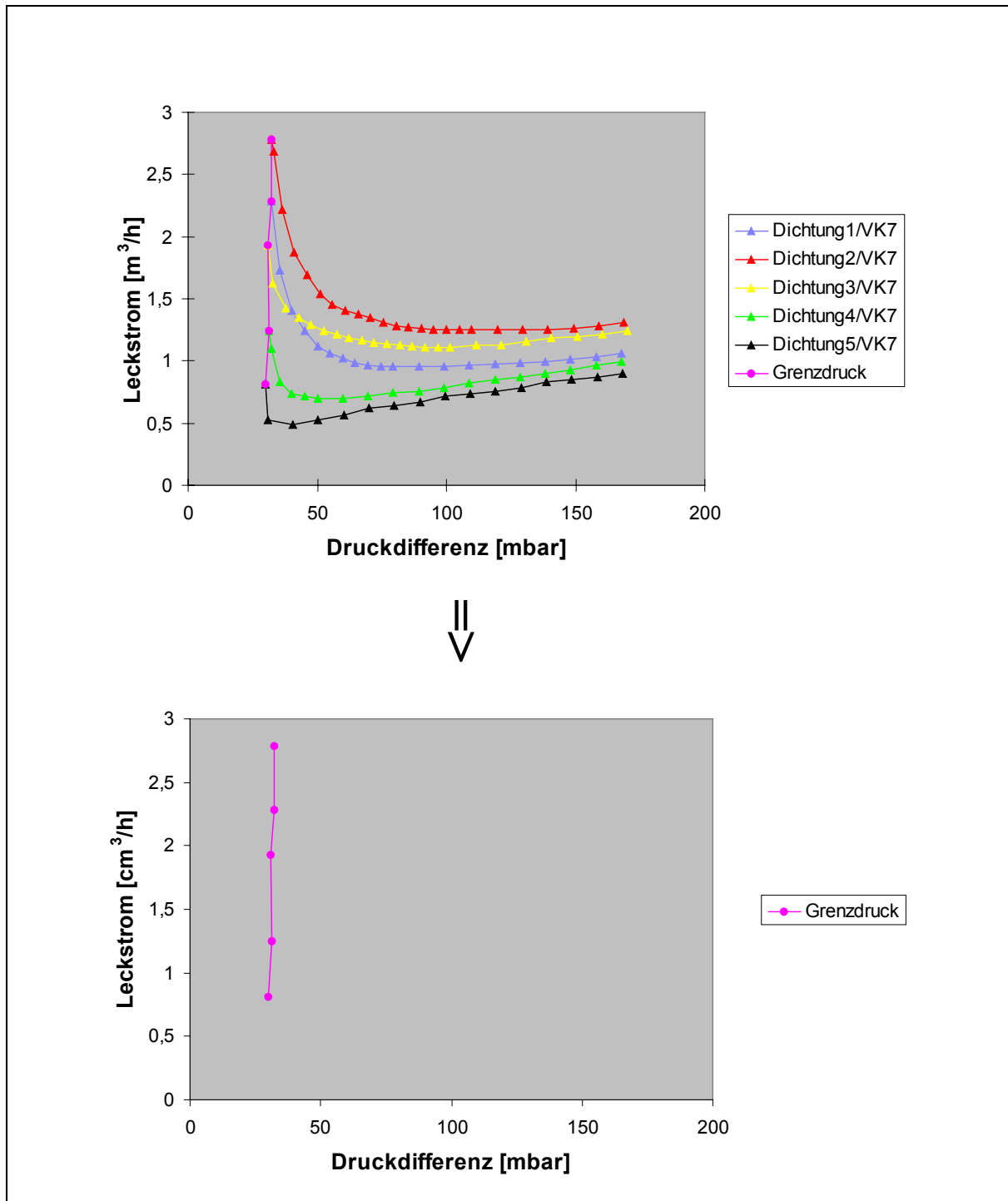


Bild 6.15: Grenzdruckkurve entwickelt aus Leckstromkurven

6. Experimentelle Versuche

Das Bild 6.16 und das Bild 6.17 zeigen die Grenzdrücke für die Versuchskörper 4 bis 9.

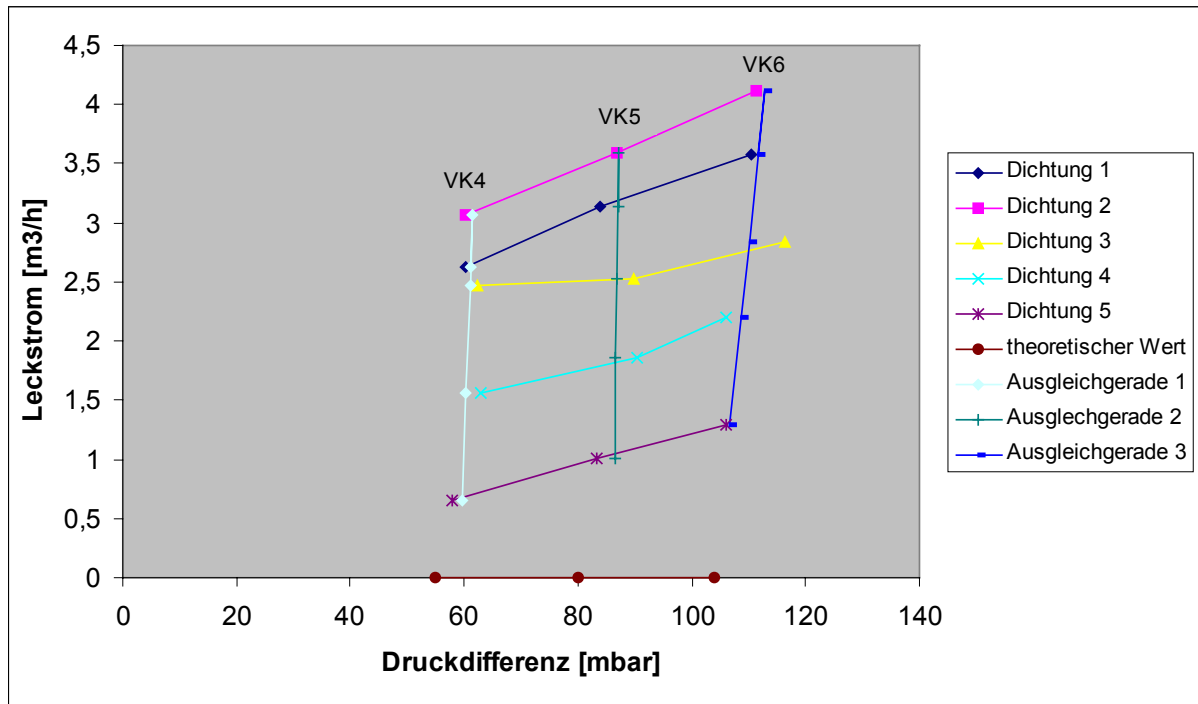


Bild 6.16: Grenzdrücke bei $\varnothing 72$ mm (VK4, VK5 und VK6) mit Seitenkanalverdichter

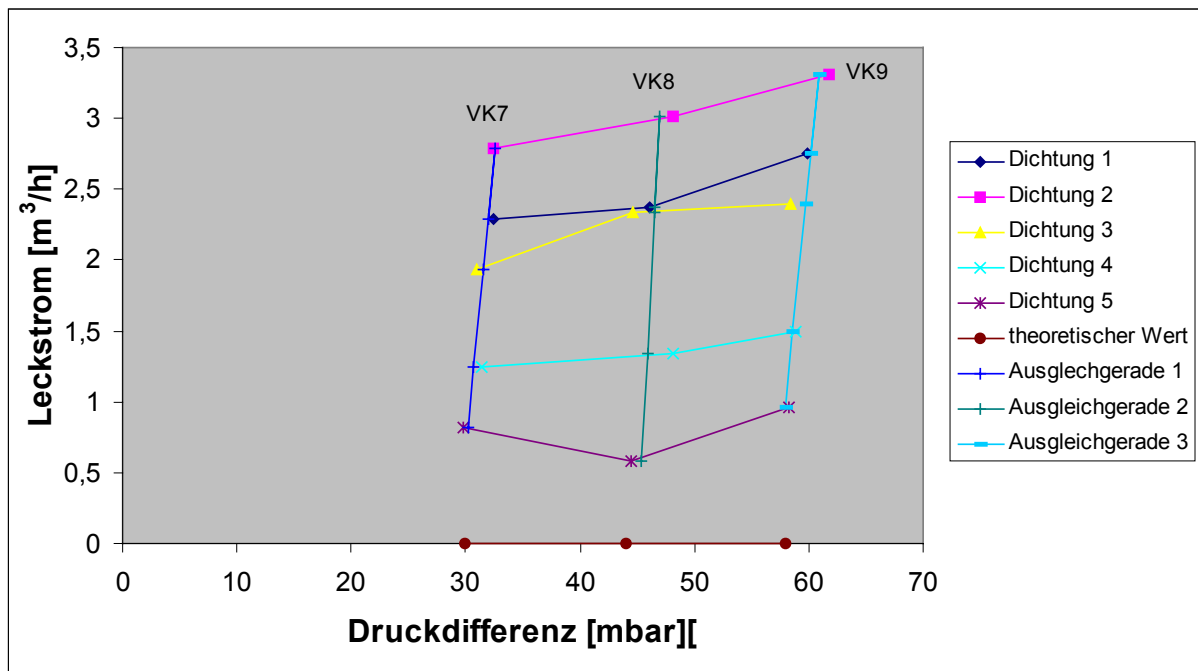


Bild 6.17: Grenzdrücke bei $\varnothing 95$ mm (VK7, VK8 und VK9) mit Seitenkanalverdichter

Die Grenzdruckkurven sind in den Bildern als Ausgleichgerade dargestellt. Die in dünner Linienstärke gezeichneten Kurven aus zusammengesetzten Geradenstücken verbinden die Grenzdrücke, welche jeweils mit einer Dichtung ermittelt wurden.

Der in dem Bild 6.16 und Bild 6.17 angegebene theoretische Wert wurde wie in der Unterdruckgreiftechnik (s. Kap. 3.2.1 und [Fez], [Fip], [Par], [Sch]) üblich nach folgender Formel berechnet. Dabei wurde die Dichtkraft nicht berücksichtigt.

$$\Delta p_{\text{Grenztheo_oD}} \cdot A_{\text{Wirk}} = m_H \cdot g \quad (6.9)$$

mit $\Delta p_{\text{Grenztheo_oD}}$: theoretischer Grenzdruck ohne Dichtkraft [Pa]

Die Differenz zwischen den gemessenen und theoretischen Werten ist die Dichtkraft.

Es zeigt sich, dass in Bild 6.16 und Bild 6.17 die Differenz zwischen dem theoretischen und gemessenen Wert um so größer wird, je größer der Leckstrom der verschiedenen Dichtungen im Grenzfall ist.

Die Dichtungen 4 und 5 weisen dabei im Grenzfall geringe Leckströme auf und haben daher nur geringe Abweichungen der realen Grenzdrücke von dem theoretischen Grenzdruck. Bei den Dichtungen 1, 2 und 3 ist hingegen der Leckstrom im Grenzfall größer, wodurch auch eine größere Abweichung zwischen Theorie und realem Grenzdruck feststellbar ist. Diese Regel wird nicht zu 100 % von allen Grenzdruckmesswerten erfüllt; es ist eine Tendenz, die abgelesen werden kann.

Ein Grenzdruckmesswert mit abweichender Tendenz ist zum Beispiel in Bild 6.16 bei der Grenzdruckkurve von VK4 für die Dichtung 3.

Um den Einfluss der unterschiedlichen Unterdruckerzeuger auf den Grenzdruck analysieren zu können, wurden zusätzlich Grenzdruckversuche mit Versuchsstand II durchgeführt. Die Tabelle 6.2 auf der Seite 69 zeigt die ermittelten Messdrücke am Versuchsstand I und II für die Unterdruckerzeuger Seitenkanalverdichter, Vakuumpumpe und Ejektor für die Versuchskörper VK 1 bis VK 9.

In der Tabelle wurde für jeden Unterdruckerzeuger aus dem gemessenen Grenzdruck die Abweichung zum theoretischen Grenzdruck, die Dichtkraft, der Berührungsdruck sowie die Flächenpressung mittels folgender Formeln berechnet:

$$\text{Abweichung [\%]} = \frac{\Delta p_{\text{statGrenz_M}}}{\Delta p_{\text{Grenztheo_oD}}} \cdot 100 - 100 \quad (6.10)$$

$$\text{Dichtkraft } F_{\text{DichtstatGrenz}} = \Delta p_{\text{statGrenz_M}} \cdot A_{\text{Wirk}} - m_{\text{VK}} \cdot g \quad (6.11)$$

$$\text{Berührungsdruck } q_{\text{hom}} = \frac{F_{\text{DichtstatGrenz}}}{l_{\text{Rand}}} \quad (6.12)$$

$$l_{\text{RandKreis}} = (d_{\text{Loch}} + s_{\text{Rand}}) \cdot \pi \quad (6.13)$$

$$\text{Flächenpressung } p_{\text{hom}} = \frac{F_{\text{DichtstatGrenz}}}{A_{\text{Rand}}} \quad (6.14)$$

$$A_{\text{Rand}} = \frac{(d_{\text{Loch}} + 2 \cdot s_{\text{Rand}})^2 - d_{\text{Loch}}^2}{4} \cdot \pi \quad (6.15)$$

mit: $\Delta p_{\text{Grenztheo_oD}}$: theoretischer Grenzdruck ohne Dichtkraft [Pa]

$F_{\text{DichtStatGrenz}}$: Minimale Dichtkraft im statischen Grenzfall [N]

q_{hom} : homogener Berührungsdruck [N/m]

- l_{Rand} : mittlere Länge des Randes der Hohlkörperöffnung [m]
 $l_{RandKreis}$: mittlere Länge des Randes bei kreisförmiger Hohlkörperöffnung [m]
 d_{Loch} : Durchmesser der Hohlkörperöffnung [m]
 s_{Rand} : Stärke des Randes der Hohlkörperöffnung [m]
 p_{hom} : homogene Flächenpressung [N/m²]
 A_{Rand} : Anpressfläche des Randes (Dichtfläche) [m²]

Bei den Grenzdruckversuchen mit dem Seitenkanalverdichter (vgl. Bild 6.16) wurde der Einfluss der verschiedenen Flachdichtungen analysiert. Die ermittelten Grenzdrücke der einzelnen Versuchskörper lagen nur näherungsweise auf einer Ausgleichsgeraden. Dieser Zusammenhang wird nochmals anhand von ausgewählten Versuchen mit der Vakuumpumpe überprüft. Bild 6.18 zeigt die berechnete Dichtkraft bei der Vakuumpumpe und den Versuchskörpern VK4, VK5 und VK6 (Hohlkörperlochdurchmesser 72 mm) bei den gemessenen Grenzdrücken.

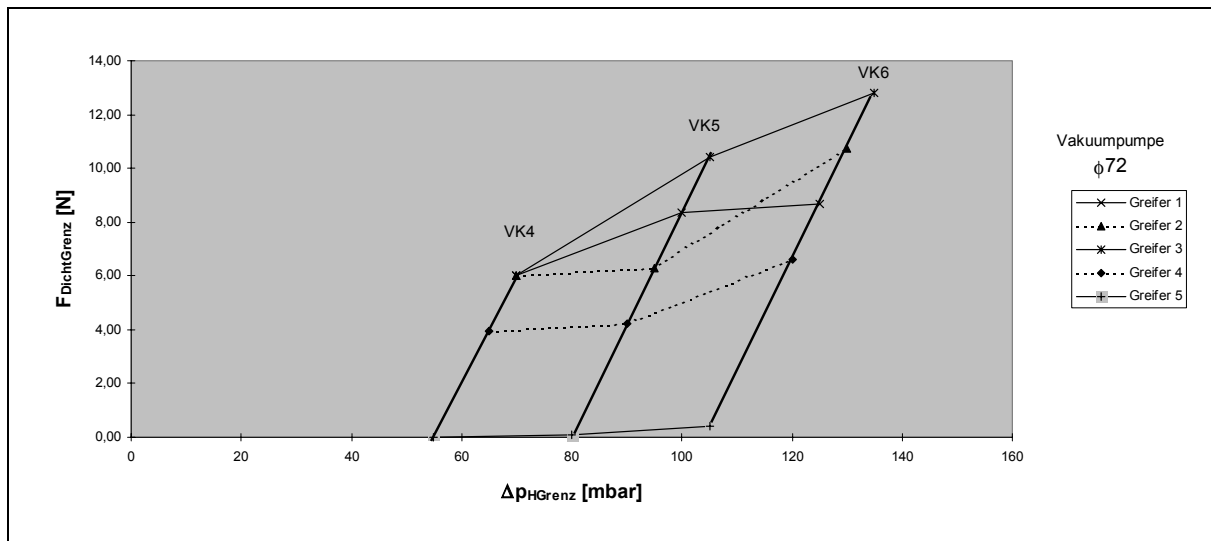


Bild 6.18: Dichtkraft bei Greifer 1 - 5, $\phi 72$ mm und der Vakuumpumpe

Bei der Vakuumpumpe haben die Grenzdruckkurven die Form einer Geraden.

Die mit einem Greifer gemessenen Grenzdrücke mit 0, 1 und 2 Zusatzgewichten sind jeweils durch Geradenstücke mit dünner Linienstärke verbunden. Durch Vergleich dieser Kurven aus Geradenstücken von den fünf verschiedenen Greifern zeigt sich eine starke Abhängigkeit der Dichtkraft von den Eigenschaften des Greifers bzw. der Flachdichtung.

Aus den Messungen des Leckstromes in Kapitel 6.1.1 ist bekannt, dass die Dichtungen 1 und 2 im Verhältnis zur Dichtung 5 größere Leckströme aufweisen und damit schlechter abdichten.

Werden die Schlussfolgerungen der Dichtkraft bei den Unterdruckerzeugern, Seitenkanalverdichter und Vakuumpumpe und den fünf verschiedenen Greifern zusammen betrachtet, zeigt sich eine Verringerung der Dichtkraft bei Verbesserung der Abdichtung oder Vergrößerung des effektiven Saugvermögens des Unterdruckerzeugers. Im Umkehrschluss ist

die Dichtkraft um so größer, je schlechter die Abdichtung und je kleiner das effektive Saugvermögen des Unterdruckerzeugers sind.

In der folgenden Auswertung wird der Einfluss des Unterdruckerzeugers auf den Grenzdruck bzw. die Dichtkraft weiter analysiert. Dazu werden aus den in Tabelle 6.2 enthaltenen Daten lediglich die Versuche mit Dichtung 5 herangezogen, da bei den Messungen mit dem Ejektor nur Messungen mit Dichtung 5 möglich waren, weil bei allen anderen Dichtungen der Ejektor einen zu geringen Volumenstrom erzeugte.

Es zeigt sich, dass die Messwerte bei Verwendung des Seitenkanalverdichters und der Vakuumpumpe so ähnlich sind, dass bei dem nachfolgenden Bild aus Gründen der Übersichtlichkeit die Messwerte für die Vakuumpumpe und den Seitenkanalverdichter jeweils in einer Kurve zusammengefasst sind. Das Bild 6.19 zeigt dabei die berechnete Dichtkraft im Grenzfall $F_{DichtGrenz}$, aufgetragen über dem gemessenen Grenzdruck.

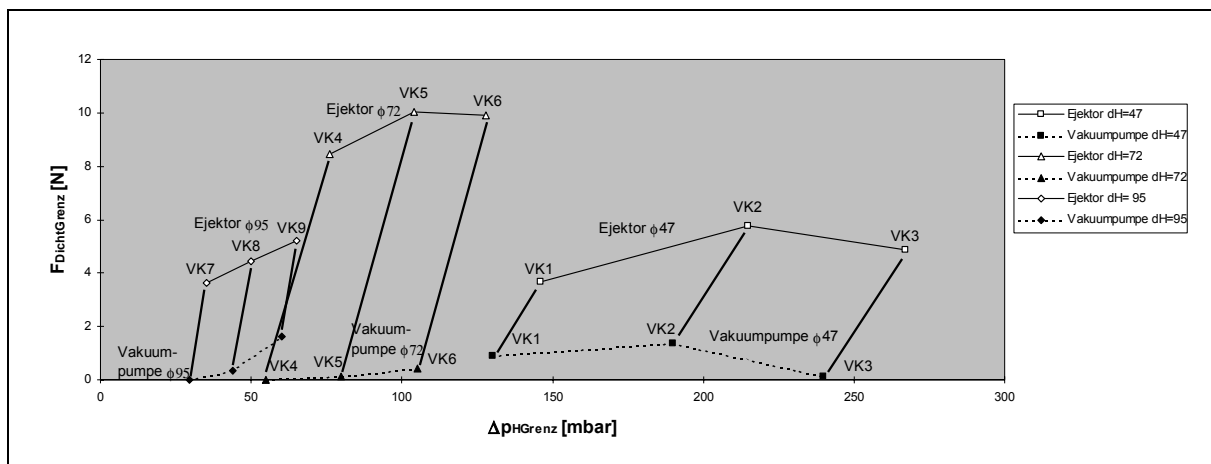


Bild 6.19: Dichtkraft in Abhängigkeit vom Unterdruckerzeuger

Die eingetragenen Werte der Dichtkräfte bei den Messungen mit gleichem Hohlkörper und gleichem Unterdruckerzeuger sind durch Geradenstücke in dünner Linienstärke verbunden. Analog zu dem Bild 6.15 werden die Grenzdruckkurven als Geraden in dicker Linienstärke dargestellt. In dem Bild 6.19 verbinden die Grenzdruckkurven die Grenzdrücke von einem Versuchskörper in Abhängigkeit von dem verwendeten Unterdruckerzeuger.

Durch Vergleich der dem Ejektor und der Vakuumpumpe bzw. Seitenkanalverdichter zuzuordnenden Kurven, die zu dem Hohlkörper mit jeweils gleichem Durchmesser gehören, zeigt sich, dass die benötigten Dichtkräfte im Grenzfall beim Ejektor im Gegensatz zur Vakuumpumpe bzw. Seitenkanalverdichter wesentlich größer sind. Daraus resultiert, dass die Grenzdrücke beim Ejektor aufgrund der höheren minimalen Dichtkraft größer sind als bei der Vakuumpumpe bzw. dem Seitenkanalverdichter.

Zur Überprüfung dieses Zusammenhanges werden in der Tabelle 6.3 für Greifer 5 die Minimal- und Maximalwerte von der Grenzdruckabweichung (Messwert zum theoretischen Wert) und der Dichtkraft bei den Versuchen zusammengestellt.

Da bei den Versuchen - abgesehen von den drei verschiedenen Unterdruckerzeugern - ansonsten gleiche Randbedingungen vorlagen, muss die größere benötigte minimale Dichtkraft von den Eigenschaften des Unterdruckerzeugers abhängen. *Der wesentliche Unterschied der Unterdruckerzeuger in Bezug auf diese Versuche ist das Saugvermögen.* Auf diesen Zusammenhang wird später im Kapitel 7 detailliert eingegangen.

Greifer 5 VK1 - VK 9	Δp_{HGrenz} -Abweichung (Meßwert zu theor. Wert) [%]	Dicht- kraft [N]
Mittelwerte Seitenkanalverdichter	0,6	0,2
Maximumwerte Seitenkanalverdichter	3,1	1,3
Mittelwerte Vakuumpumpe	2,0	0,7
Maximumwerte Vakuumpumpe	4,3	1,6
Mittelwerte Ejektor	20,1	6,2
Maximumwerte Ejektor	37,0	10,0

Tabelle 6.3: Mittel- und Maximalwerte

Der Vergleich der Kurven aus den dünnen Geradenstücken von Bild 6.18 und Bild 6.19 zeigt, dass im Bild 6.18 alle Kurven steigen. Jede dieser Kurven gilt für einen Hohlkörper mit einem Lochdurchmesser und bei einer Flachdichtung. Variiert wird das Gewicht. In Bild 6.18 nimmt mit steigendem Gewicht die Dichtkraft zu. Diese Tendenz ist im Bild 6.19 nur teilweise gegeben. Es gibt dort Kurven, die im kompletten Verlauf steigen, aber auch solche, die zunächst steigen und dann fallen. Die Kurven, die zunächst steigen und dann fallen, existieren bei Messungen mit dem Ejektor bei Durchmessern von 47 mm und 72 mm sowie mit der Vakuumpumpe bei einem Durchmesser von 47 mm. Der Verlauf der Kurven scheint somit von dem Grenzdruck abhängig zu sein. Der Versuchskörper (VK1 bis VK3) mit Durchmesser 47 mm und 0 bis 2 Zusatzgewichten weist infolge seines Verhältnisses „Wirkfläche zur Masse“ die größten Grenzdrücke auf. Gleichzeitig ist bei den Kurven dieses Versuchskörpers nach einem anfänglichen Steigen ein ausgeprägtes Fallen gegeben. Die Kurven der Dichtkraft besitzen bei diesen Versuchskörpern ein Maximum.

Weiteren Aufschluss zur Dichtkraft werden die Versuche mit der Abreißkraft ergeben, da bei diesen Versuchen bei verschiedenen Drücken die Kräfte gemessen werden. Aus der Abreißkraft kann direkt die Dichtkraft berechnet werden. Dadurch können die Kurven weiter vervollständigt werden.

In der Tabelle 6.2 ist bei den Versuchen mit dem Ejektor und den Greifern 1 bis 4 die Anmerkung „instabiles Verhalten mit langer Zeitkonstante“ eingetragen. Der Grenzdruck wurde in diesen Fällen nicht ermittelt. Eine Erklärung dieses Verhaltens wird in Kapitel 7.3 auf der Seite 136 gegeben.

6.1.3 Messreihe erzielbarer Normalkäfte

Die Ermittlung der Kräfte erfolgte wegen der benötigten Technik zur Kräftermessung ausschließlich mit Versuchsstand II. An der Handachse des „ROMEO“-Roboters ist ein Kraft- und Momentensensor der Firma Schunk montiert, der Kräfte und Momente in allen drei kartesischen Koordinaten messen kann. Mittels dieses Sensors wurden in Verbindung mit der PCI-Messtechnik (vgl. Anhang Kap. 10.4) die Kräfte beim Abreißen der Greifer bei unterschiedlichen Drücken von den Hohlkörpern gemessen. Als Versuchskörper werden die VK1 bis VK9 mit den drei Hohlkörpern mit den Lochdurchmessern 47 mm, 72 mm und 95 mm verwendet.

Damit eine freie Ausrichtung der Hohlkörperöffnung in Bezug auf die Greiffläche gewährleistet ist, wurde der Grundkörper beweglich unterhalb des Zentrums der Hohlkörperöffnung befestigt (Bild 6.20).

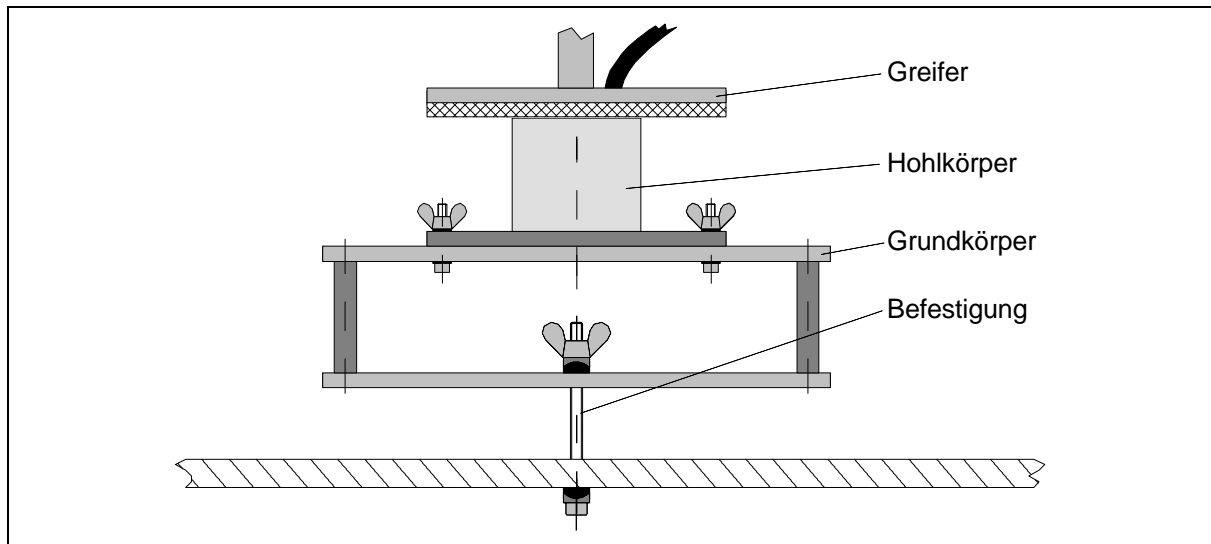


Bild 6.20: Halten des Grundkörpers mittels Gelenkstange

Durch Wechsel des Greifers wurden die fünf verschiedenen Flachdichtungsqualitäten, die bereits bei den Leckstrom- und Grenzdruckversuchen eingesetzt wurden, verwendbar. Der Druck bei den Kraftmessversuchen wurde in Abhängigkeit von der Größe der Hohlkörperöffnung so gewählt, dass die Kräfte für die eingesetzte Messtechnik in einem gut messbaren Bereich lagen.

Die Ergebnisse der gemessenen Abreißkräfte sind für den jeweiligen Hohlkörper (Durchmesser 47 mm, 72 mm, 95 mm) und Unterdruckerzeuger (Ejektor / Vakuumpumpe) in Bild 6.21 bis Bild 6.26 aufgeführt. In jedem dieser Diagramme sind die Kraftmesspunkte, die mit einem der fünf verschiedenen Greifern bzw. Flachdichtungen aufgenommen worden sind, durch Geradenstücke verbunden. Zur Berechnung der theoretischen Abreißkraftkurve - im Diagramm als F_{AB_theo} bezeichnet - wurde folgende Formel zugrunde gelegt:

$$F_{AB_theo} = A_{Wirk} \cdot \Delta p_H \quad (6.16)$$

mit: F_{AB_theo} : theoretische Abreißkraft [N]

Dabei wurde die benötigte minimale Dichtkraft vernachlässigt. Die Abweichung zwischen der gemessenen und der theoretischen Abreißkraft kann somit auf die nicht berücksichtigte Dichtkraft und auf systematische und statistische Messfehler zurückgeführt werden.

Anhand der Diagramme ist zu sehen, dass die Abweichung vom theoretischen Wert bei den gut dichtenden Dichtungen (z.B. Nr. 4 und 5) wesentlich geringer ist als bei den schlecht dichtenden Dichtungen (z.B. Nr. 2 und 3). Ebenso zeigt sich - bei sonst gleichen Randbedingungen - eine starke Abweichung bei den Messungen mit dem Ejektor im Verhältnis zur Vakuumpumpe. Die Abreißkräfte sind bei der Vakuumpumpe größer als beim Einsatz des Ejektors. Die bereits bei den Grenzdruckmessungen (s. Kap. 6.1.2) festgestellten Tendenzen sind somit auch hier festzustellen. Die übertragbare Kraft hängt außer von der Wirkfläche und dem Unterdruck im Hohlkörper zusätzlich noch vom Abdichtungsverhalten an der Schnittstelle zwischen Greifer und Hohlkörper, sowie dem effektiven Saugvermögen des Unterdruckerzeugers ab. Werden die systematischen und statistischen Messfehler vernachlässigt, ist die Differenz zwischen der theoretischen und der gemessenen Abreißkraft die Dichtkraft.

6. Experimentelle Versuche

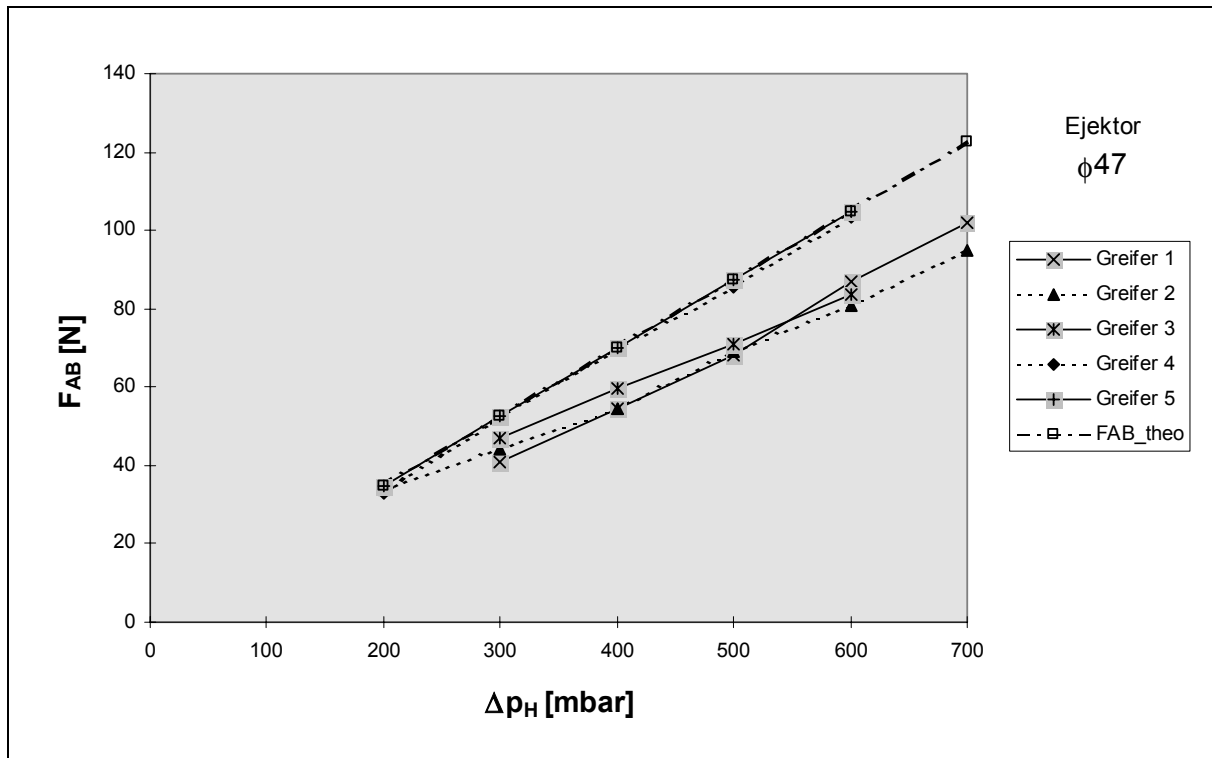


Bild 6.21: Abreißkräfte bei Hohlkörperöffnung mit dem Durchmesser 47 mm und Ejektor

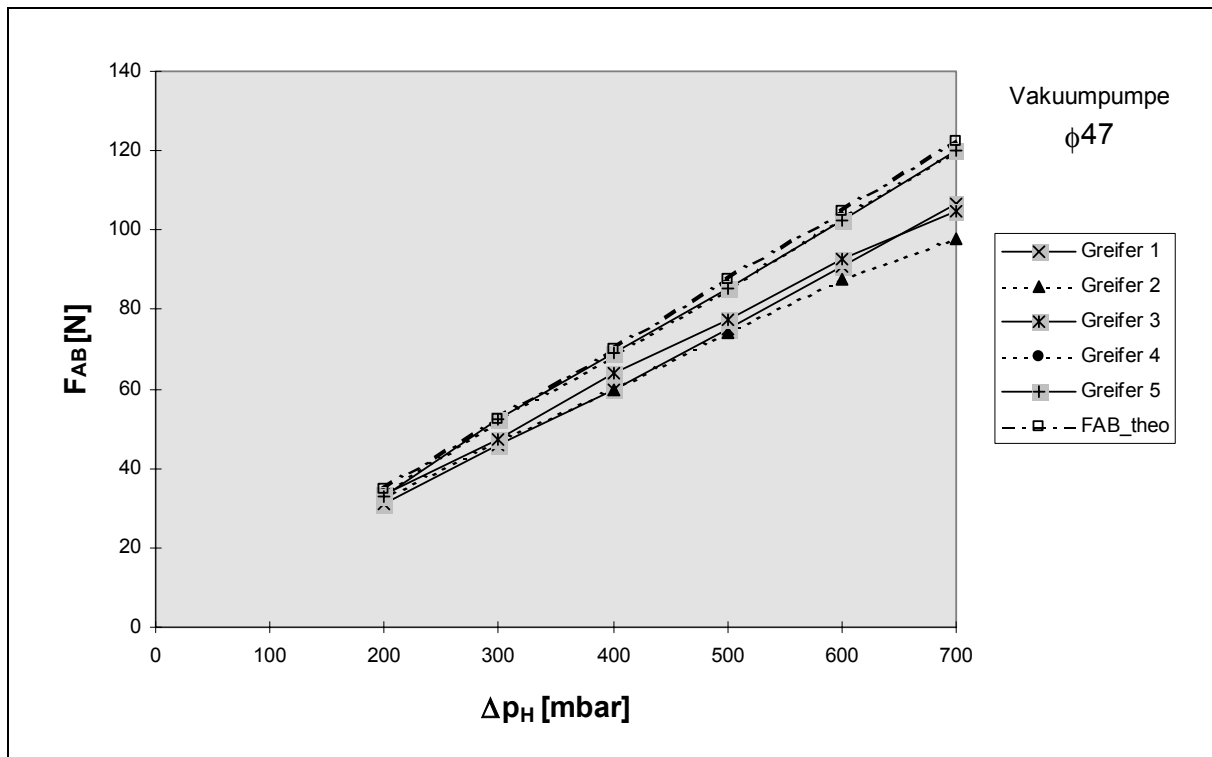


Bild 6.22: Abreißkräfte bei Hohlkörperöffnung mit dem Durchmesser 47 mm und Vakuumpumpe

6. Experimentelle Versuche

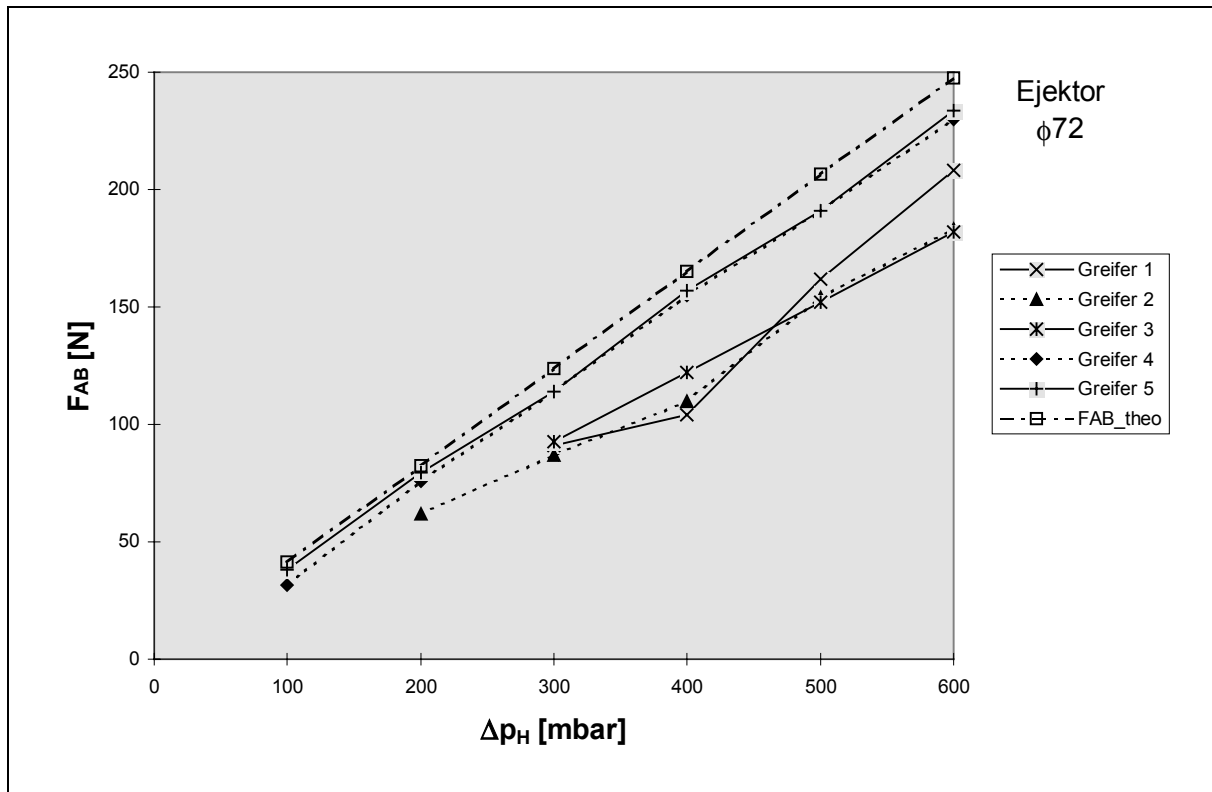


Bild 6.23: Abreißkräfte bei Hohlkörperöffnung mit dem Durchmesser 72 mm und Ejektor

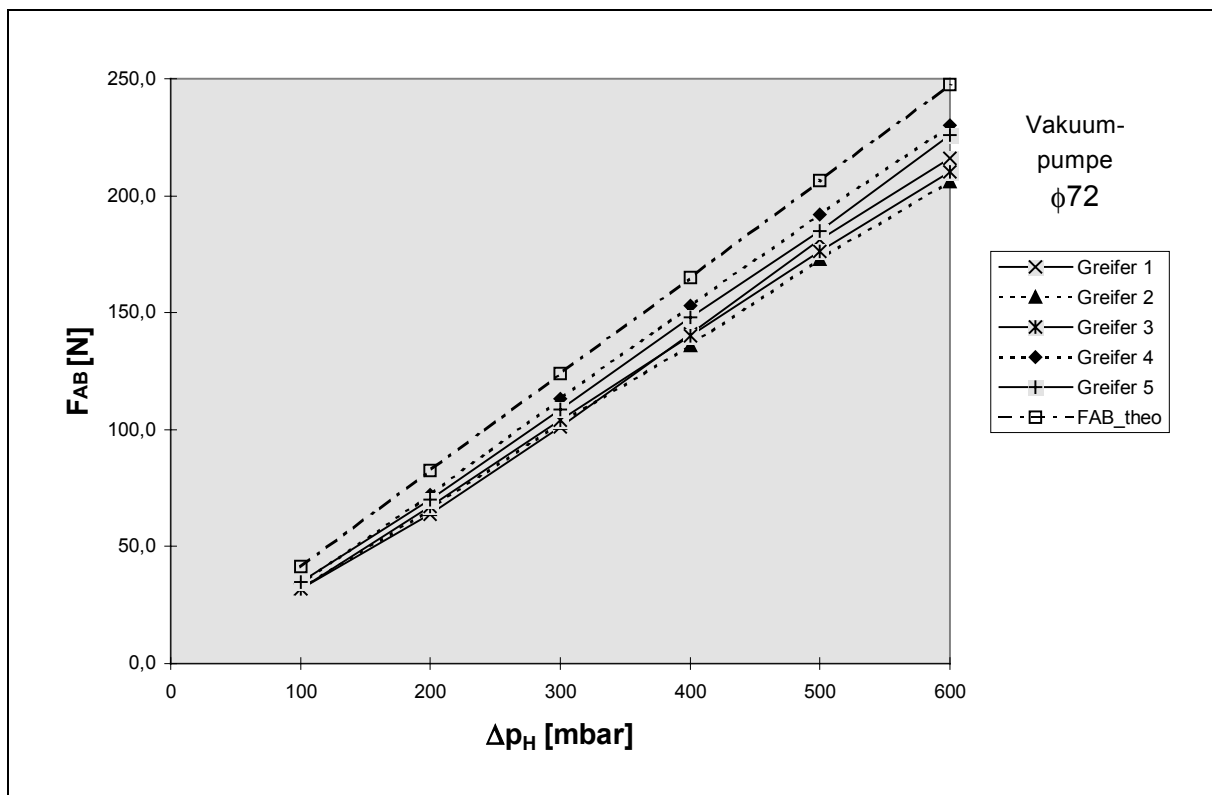


Bild 6.24: Abreißkräfte bei Hohlkörperöffnung mit dem Durchmesser 72 und Vakuumpumpe

6. Experimentelle Versuche

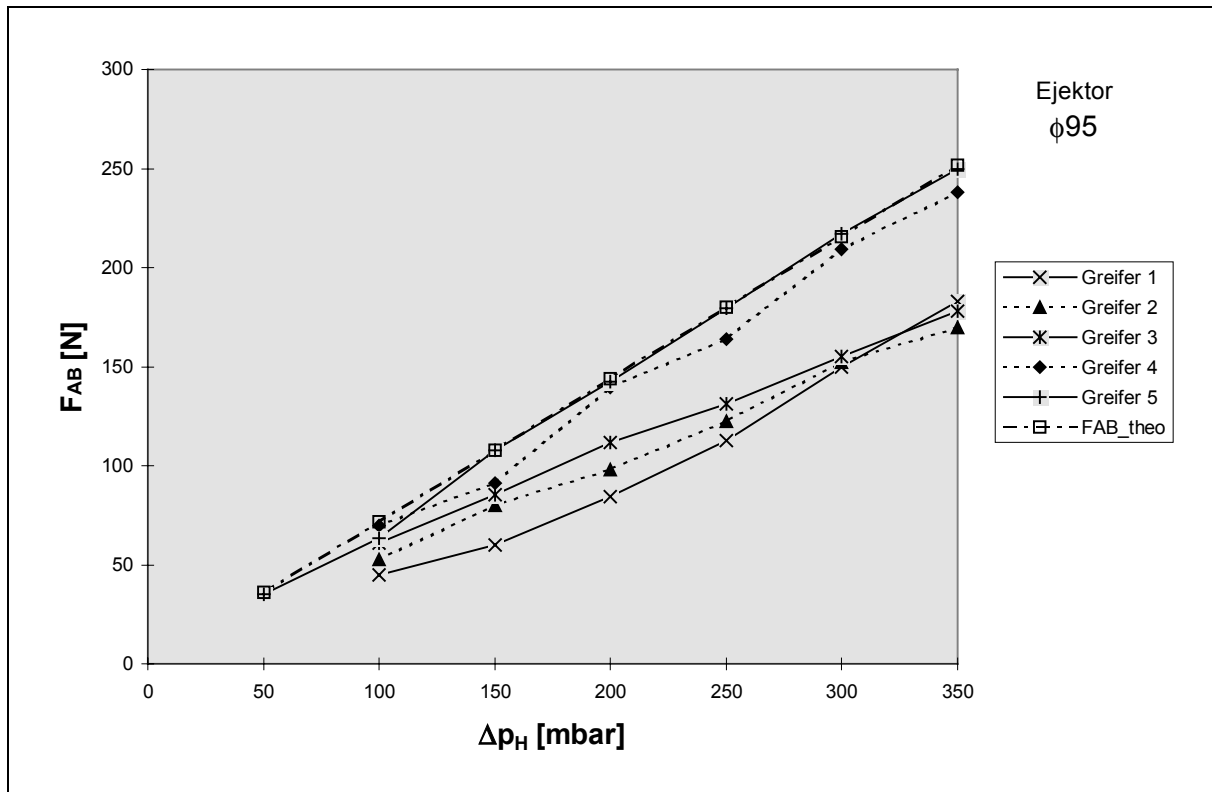


Bild 6.25: Abreißkräfte bei Hohlkörperöffnung mit dem Durchmesser 95 mm und Ejektor

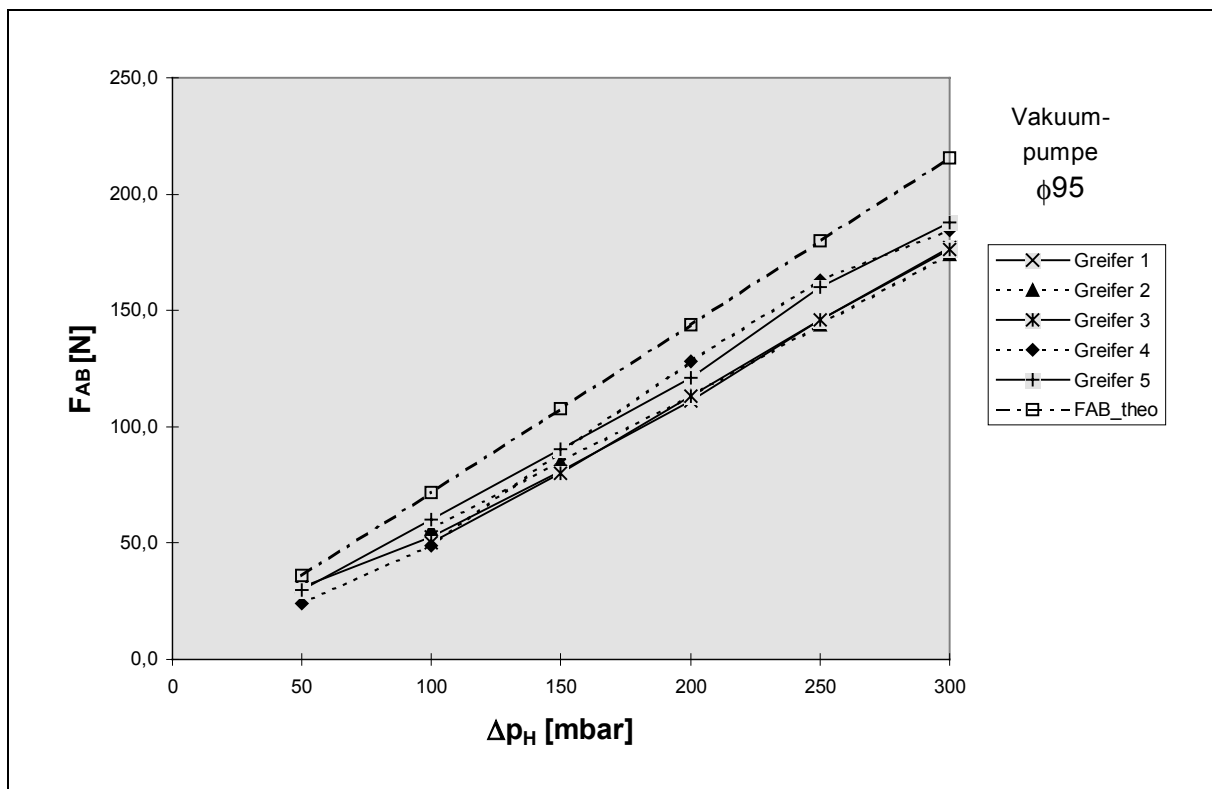


Bild 6.26: Abreißkräfte bei Hohlkörperöffnung mit dem Durchmesser 95 mm und Vakuumpumpe

$$F_{Dicht} = F_{AB_theo} - F_{Ab} \quad (6.17)$$

6. Experimentelle Versuche

mit: F_{Dicht} : Dichtkraft [N]
 F_{AB_theo} : theoretische Abreißkraft [N]
 F_{AB} : gemessene Abreißkraft [N]

So kann aus der gemessenen und theoretischen Abreißkraft die Dichtkraft bestimmt werden. Bild 6.27 bis Bild 6.29 zeigen am Beispiel der Versuche mit der Vakuumpumpe die berechnete Dichtkraft über den Druck im Hohlkörper.

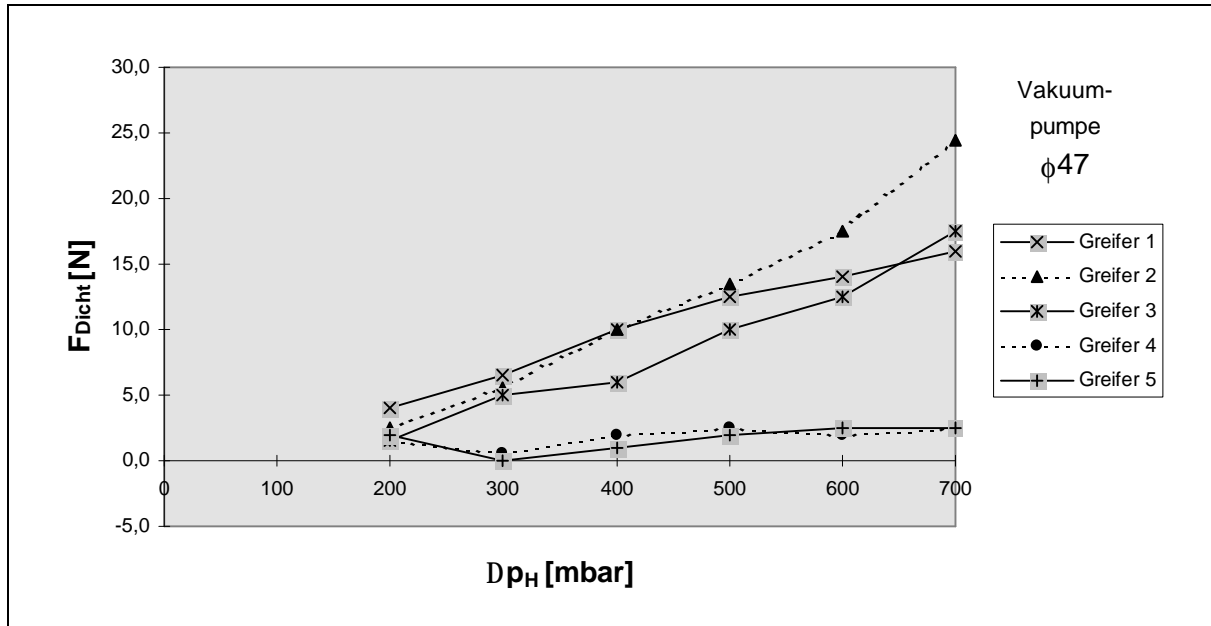


Bild 6.27: Dichtkräfte bei Hohlkörperöffnung mit dem Durchmesser 47 mm und Vakuumpumpe

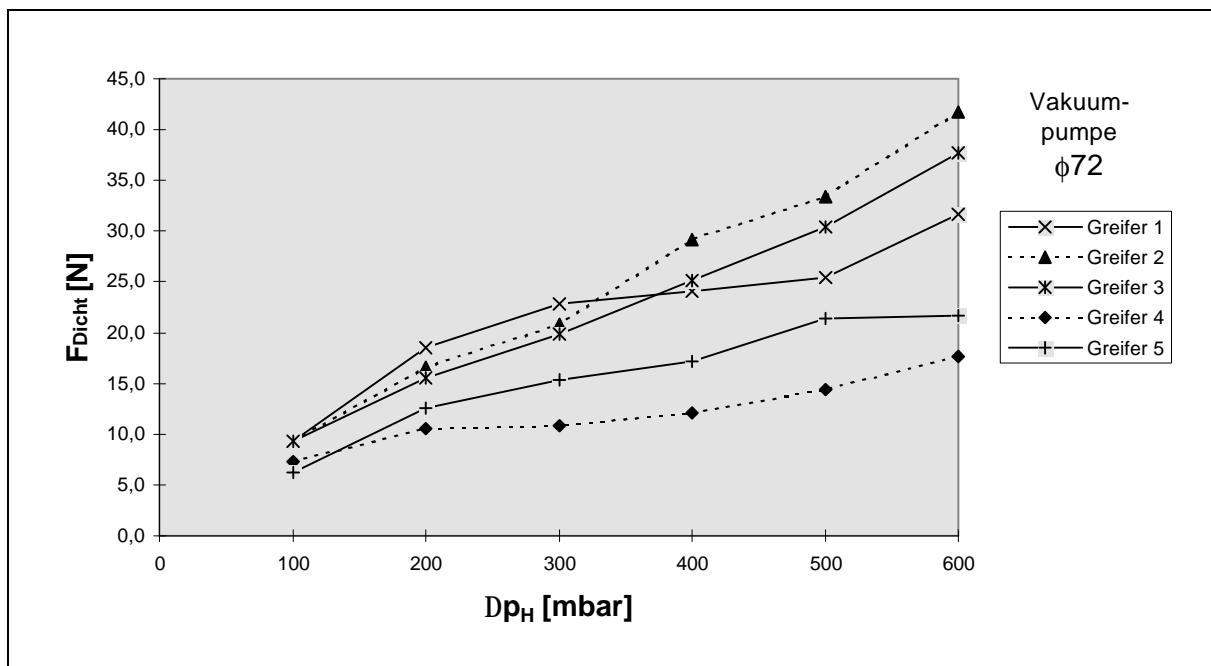


Bild 6.28: Dichtkräfte bei Hohlkörperöffnung mit dem Durchmesser 72 mm und Vakuumpumpe

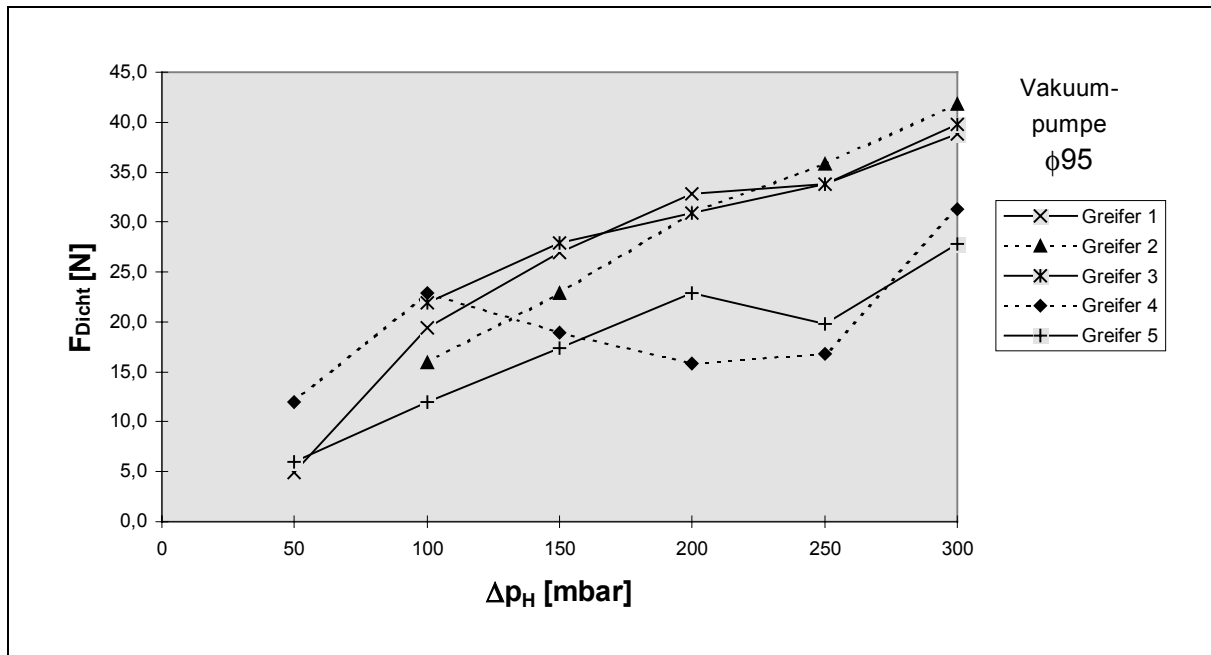


Bild 6.29: Dichtkräfte bei Hohlkörperöffnung mit dem Durchmesser 95 mm und Vakuumpumpe

Grundsätzlich kann als Tendenz aus den Kurven der Dichtkraft abgelesen werden, dass die Dichtkraft mit zunehmendem Unterdruck steigt. Für die Kurven bei Durchmessern von 72 mm und 95 mm beim Einsatz der Vakuumpumpe gibt es auch Kurven, die zwischendurch schon mal eine fallende Tendenz haben, bevor sie wieder steigen - also ein relatives Minimum aufweisen. Extrem ausgeprägt ist dies bei dem Durchmesser 95 mm und Greifer 4.

Für die Auslegung von Hohlkörpergreifsystemen ist von Interesse, wie groß die Abweichung der gemessenen Abreißkraft zur theoretischen Abreißkraft ohne Berücksichtigung der Dichtkraft ist. Die in Bild 6.30 dargestellten Tabellen enthalten die maximalen prozentualen Abweichungen in Abhängigkeit von Greifern und Unterdruckerzeugern. Dabei ist zu beachten, dass die Druckbereiche bei den verschiedenen Hohlkörpern, bei denen Messungen stattfanden, nicht identisch sind. Bei großen Durchmessern wurde - aufgrund der vorhandenen Messtechnik - nur bei geringen Drücken gemessen.

Die prozentuale Abweichung der Dichtkraft wird nach der folgenden Formel bestimmt:

$$F_{AB_Abweichung} = 100 - \frac{F_{AB}}{F_{AB_theo}} \cdot 100 \quad (6.18)$$

mit: $F_{AB_Abweichung}$: Abweichung der Abreißkraft [%]

In den Tabellen in Bild 6.30 ist die Tendenz zu erkennen, dass bei besser dichtenden Greifern (z.B. 4 und 5) und dem Unterdruckerzeuger mit dem größeren effektiven Saugvermögen (Vakuumpumpe) die Abweichungen, gering sowie bei schlecht dichtenden Greifern (z.B. 1 und 2) und einem Unterdruckerzeuger mit kleinerem Saugvermögen (Ejektor) die Abweichungen größer sind. Die Abweichungen beruhen auf der nicht berücksichtigten Dichtkraft bei der Berechnung der theoretischen Abreißkraft und entsprechen somit der real vorliegenden Dichtkraft.

Durchmesser 48 [mm]		
	Vakuumpumpe	Ejektor
Greifer 1	14,3	22,3
Greifer 2	20,0	22,8
Greifer 3	14,3	20,5
Greifer 4	4,3	5,7
Greifer 5	5,7	2,8

Durchmesser 72 [mm]		
	Vakuumpumpe	Ejektor
Greifer 1	22,5	37,0
Greifer 2	18,6	33,4
Greifer 3	16,4	26,5
Greifer 4	6	20,1
Greifer 5	9,2	9,2

Durchmesser 48+72 [mm]		
	Vakuumpumpe	Ejektor
Greifer 1	22,5	37,0
Greifer 2	20,0	33,4
Greifer 3	16,4	26,5
Greifer 4	6	20,1
Greifer 5	9,2	9,2

Bild 6.30: Maximale prozentuale Abweichung der Dichtkraft

Die bisher geschilderten Kraftmessversuche wurden so durchgeführt, dass der Roboter „ROMEO“ mit 1 % Beschleunigung in z-Richtung bewegt wurde und dadurch zum Abriss führte. Dieser Vorgang ist aber sehr langsam und es stellt sich die Frage, inwiefern sich die Kraftübertragung bei schnell ausgeführtem Abriss ändert. Daher wurde die Kraftübertragung bei drei verschiedenen Roboterbeschleunigungen in der z-Achse bei sonst gleichen Randbedingungen aufgezeichnet. Die Randbedingungen sind Greifer 5, ein Hohlkörper mit 72 mm Lochdurchmesser und der Einsatz des Ejektors bei sechs verschiedenen Unterdrücken. Die drei verschiedenen Roboterbeschleunigungen sind:

- 1 % → $0,01 \frac{m}{s^2}$
- 10 % → $0,12 \frac{m}{s^2}$
- 100 % → $1,2 \frac{m}{s^2}$ (s. [Jün97])

Bei der Auswertung der Ergebnisse ist zu beachten, dass durch mehrfach durchgeführte gleiche Versuche eine Streuung der Messwerte von etwa 1 N festgestellt wurde. Bild 6.31 auf der Seite 80 zeigt die aufgezeichneten Ergebnisse.

Die Abreißkräfte werden mit zunehmender Beschleunigung etwas größer. Diese Zunahme ist wohl darin begründet, dass der Kraftsensor die Trägheitskräfte von Greifer, Ejektor und einem Teil der Kraftmessdose zusätzlich zur eigentlichen Abreißkraft mit misst. Wenn sich ferner noch die Kraftübertragung bei Variation der Schnelligkeit des Abrisses ändert, so fällt dies nicht signifikant auf.

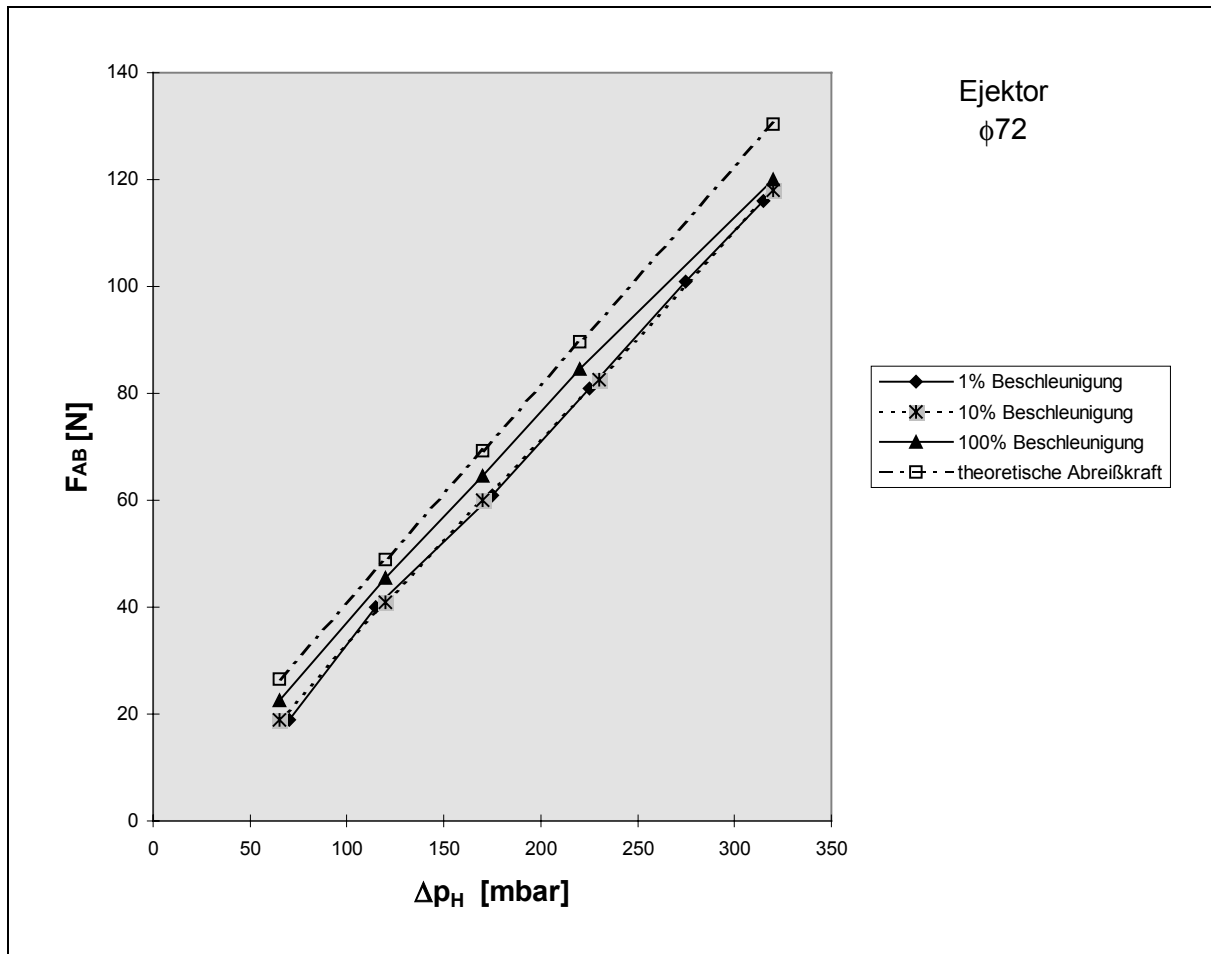


Bild 6.31: Abreißkraft in Abhängigkeit von der Schnelligkeit des Abrisses

6.1.4 Betrachtungen zu Grenzdruck und erzielbare Normalkraft

Dieses Unterkapitel analysiert die in den drei vorangegangenen Unterkapiteln (Leckstrom, Grenzdruck und Abreißkraft) gewonnenen Ergebnisse sowie Erkenntnisse.

Bei den Messungen des Grenzdruckes und der Abreißkraft ergeben sich dieselben Tendenzen:

- F_{Dicht} ist um so kleiner, je besser die Greifer den Hohlkörper abdichten (bei ebenem Hohlkörper, z.B. Greifer 4 und 5) und je größer das effektive Saugvermögen des Unterdruckerzeugers ist (z.B. Seitenkanalverdichter oder Vakuumpumpe).
- Im Umkehrschluss gilt, dass die Dichtkraft um so größer ist, je schlechter die Abdichtung (z.B. Greifer 2 und 3) und je kleiner das effektive Saugvermögen des Unterdruckerzeugers ist (z.B. Ejektor).

Dass die gewonnenen Tendenzen bei den Grenzdrücken und Abreißkräften gleich sein müssen, leitet sich aus dem Kräftemodell (vgl. Kap. 4.2) ab.

Die Versuche zur Bestimmung des Grenzdruckes und der Abreißkräfte sind letztlich derselbe Vorgang:

- Bei den Grenzdruckversuchen ist die Abreißkraft die Gewichtskraft infolge des Eigengewichtes. Die Unterdruckkraft wird durch Reduktion des Druckes im Hohlkörper solange verringert, bis ein Ungleichgewicht entsteht und der Hohlkörper abreißt.

- Bei den Abreißversuchen wird die Abreißkraft solange erhöht, bis ein Ungleichgewicht entsteht und der Hohlkörper abreißt.

Dieser Zusammenhang wird deutlich beim Betrachten der Formeln zur Berechnung der Dichtkraft aus den Grenzdruck- und den Abreißkraftversuchen.

Grenzdruckversuche:

$$F_{DichtGrenz} = (\Delta p_{HGrenz} - \Delta p_{HGrenz_theo}) \cdot A_{Wirk} \quad (6.19)$$

$$\Delta p_{HGrenz_theo} = \frac{m \cdot g}{A_{Wirk}} \quad (6.20)$$

- mit:
- $F_{DichtGrenz}$: Minimale Dichtkraft im Grenzfall [N]
 - Δp_{HGrenz} : Druckdifferenz Innenraum des Hk./Atm. im Grenzfall [Pa]
 - Δp_{HGrenz_theo} : theoretische Druckdifferenz im Grenzfall [Pa]
 - A_{Wirk} : Wirkfläche der Unterdruckkraft [m²]

Abreißkraftversuche:

$$F_{DichtGrenz} = F_{AB_theo} - F_{AB} \quad (6.21)$$

- mit:
- F_{AB_theo} : theoretische Abreißkraft [N]
 - F_{AB} : gemessene Abreißkraft [N]

Somit können die ermittelten Dichtkräfte in Abhängigkeit vom Unterdruck - bei sonst gleichen Randbedingungen wie Lochdurchmesser und Unterdruckerzeuger - in jeweils einem Diagramm zusammengefasst werden. Die Gleichmäßigkeit der Kurvenform, die sich aus beiden Messungen (Grenzdrücke, Abreißkräfte) zusammensetzt, ist prinzipiell ein Maß dafür, dass einerseits die aufgestellten Formeln stimmen und andererseits die Messtechnik sowie Versuchsbedingungen korrekt sind.

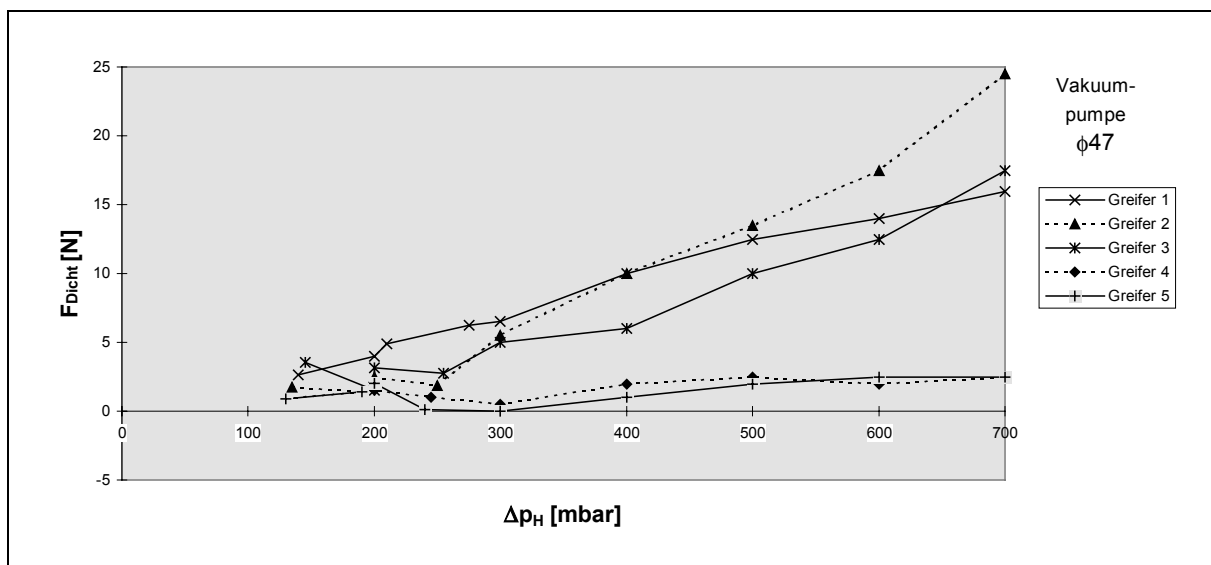


Bild 6.32: Zusammengesetzte Kurven bei der Hohlkörperöffnung mit dem Durchmesser 47 mm und der Vakuumpumpe

Im Versagensfall ist die Dichtkraft minimal und wird daher als minimale Dichtkraft bezeichnet. Dieselbe minimale Dichtkraft kann bei einem großen Saugvermögen und einem relativ schlecht abdichtenden Greifer genauso vorliegen wie bei einem geringen Saugvermögen und einem relativ gut abdichtenden Greifer. Dieses Verhalten zeigt, dass es einen Wirkzusammenhang zur Dichtkraft gibt, bei dem die Abdichtung des Greifers und das effektive Saugvermögen des Unterdruckerzeugers Einflussfaktoren sind. Diese Fragestellung wird im Kapitel 7 näher untersucht.

6.1.5 Messreihe Grenzdruck bei außermittigem Zusatzgewicht

In den vorherigen Kapiteln sind die Messungen der Leckströme, Grenzdrücke und Abreißkräfte beschrieben worden. Bei diesen Versuchen waren die resultierende Unterdruckkraft, die resultierende Dichtkraft und die resultierende Gewichtskraft auf einer Wirklinie. Dies führt zu einer homogenen Dichtkraftverteilung des Hohlkörperrandes auf der Flachdichtung.

In diesem Unterkapitel werden Grenzdruckversuche mit außermittigem Zusatzgewicht beschrieben. Die aus dem außermittigen Zusatz- und dem zentrischen Versuchskörpergewicht resultierende Gewichtskraft weist bezüglich der Wirklinie einen Versatz zur Wirklinie der resultierenden Unterdruckkraft auf. Dadurch entsteht ein Drehmoment, das durch eine resultierende Dichtkraft ausgeglichen wird, die in Bezug auf die resultierende Unterdruckkraft ebenfalls einen Versatz aufweist. Die Resultierenden der drei Kräfte Unterdruckkraft, Gewichtskraft und Dichtkraft liegen hinsichtlich der Wirklinien in einer Ebene. Wäre diese Bedingung nicht erfüllt, wäre kein Gleichgewicht denkbar. Bild 6.33 verdeutlicht die Lage und Wirklinien der Resultierenden der Kräfte.

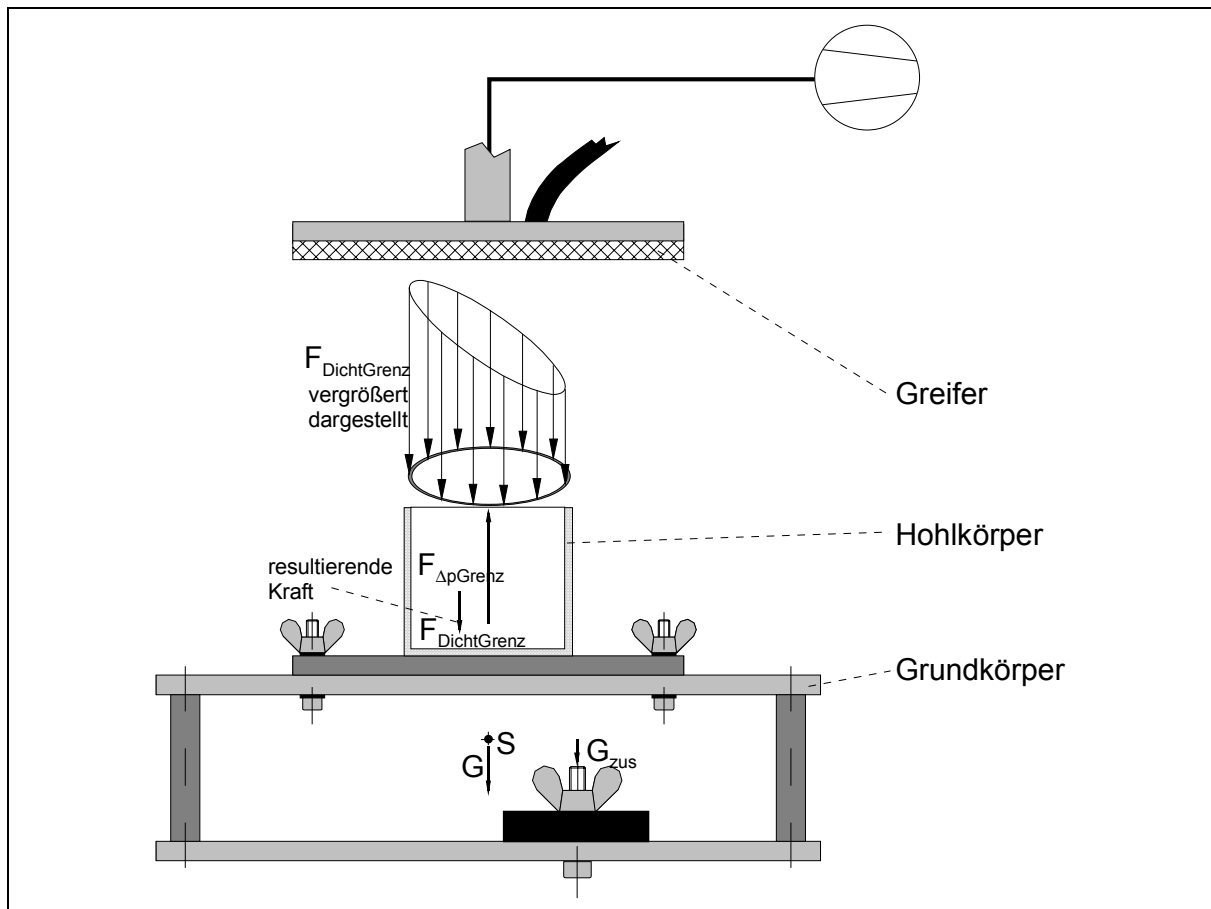


Bild 6.33: Resultierende Kräfte bei außermittigem Zusatzgewicht

Die Versuche werden am Versuchsstand II mit dem Kombiversuchskörper und der Vakuumpumpe oder dem Ejektor als Unterdruckerzeuger durchgeführt.

Das Bild 6.34 zeigt den Kombiversuchskörper mit zwei mittigen Zusatzgewichten von jeweils 1020 g und dem aufgeschraubten Hohlkörper mit einem Durchmesser von 95 mm.



Bild 6.34: Versuchskörper mit Zusatzgewichten

Es gibt vier Positionen, an denen die Zusatzgewichte auf dem Grundkörper befestigt werden können, wie Bild 6.35 auf der Seite 84 zeigt.

Aus diesen vier Positionen in Kombination mit den zwei Zusatzgewichten ergeben sich die in Tabelle 6.4 dargestellten Möglichkeiten:

Möglichkeit	Position der Zusatzgewichte	Anzahl der Zusatzgewichte	Drehmoment [Nm]
1	0	0	0
2	0	1	0
3	0	2	0
4	1	1	0,4
5	1	2	0,8
6	2	1	0,8
7	2	2	1,6
8	3	1	1,2
9	3	2	2,4

Tabelle 6.4: Gewählte Möglichkeiten der Position und Anzahl an Zusatzgewichten

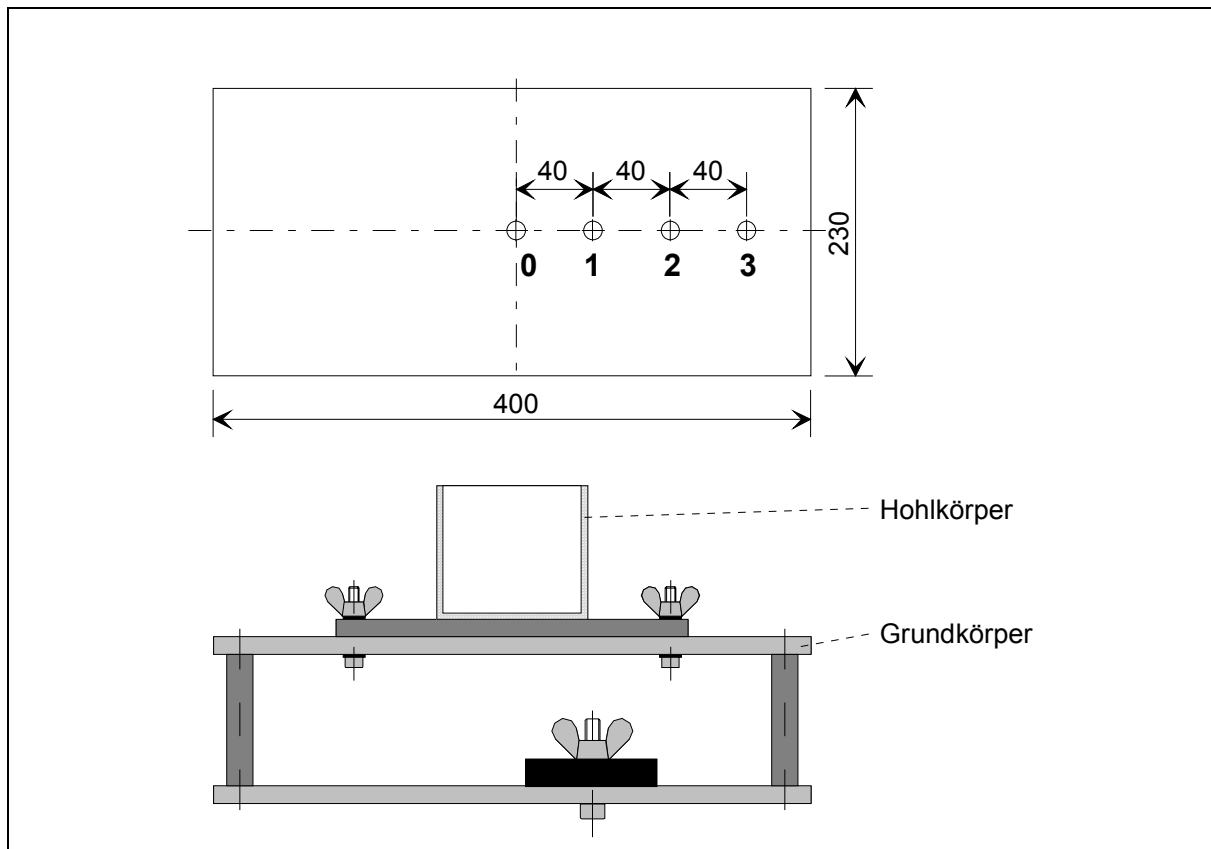


Bild 6.35: Positionen für Zusatzgewichte auf dem Grundkörper

Die Möglichkeiten 1 bis 3 bewirken infolge der zentrischen Lage der Zusatzgewichte nur eine homogene Dichtstreckenlast; es wird dabei durch die Zusatzgewichte kein Moment erzeugt. Anders ist dies bei den Möglichkeiten 4 bis 9. Die Zusatzgewichte erzeugen ein Moment, woraus eine inhomogene Dichtstreckenlast resultiert.

Mit der Vakuumpumpe wurden bei den Versuchskörpern mit den Durchmessern 47 mm, 72 mm und 95 mm für die fünf verschiedenen Flachdichtungen alle Möglichkeiten wie in Tabelle 6.4 durchgeführt. Dabei stellte sich heraus, dass bei dem Durchmesser 95 mm und den Dichtungen 4 und 5 infolge des geringen Druckes jeweils zwei Messwerte an der Vakuumpumpe nicht einstellbar waren. Bei den Messungen mit dem Ejektor konnte aufgrund des geringen Saugvermögens *nur* bei den Dichtungen 4 und 5 gemessen werden. Zudem war bei der Dichtung 4 die Anzahl an Messwerten so gering, dass diese nicht aufgeführt wurden. Auch bei der Dichtung 5 waren einige Messwerte oberhalb von 0,27 bar nicht messbar, da ein höherer Unterdruck bei Einsatz des Präzisionsdruckminderers von SMC nicht erzielbar ist.²⁹

Die Versuche wurden folgendermaßen durchgeführt: Zunächst wurde ein hoher Unterdruck am Unterdruckerzeuger eingestellt. Dann wurde der Greifer mittels des Roboters auf den Versuchskörper gefahren und gegriffen. Nach Abschluss des Greifvorganges wurde der Versuchskörper ca. 100 mm angehoben. Nun wurde der Unterdruck am Unterdruckerzeuger ganz langsam manuell verringert, bis der Hohlkörper nicht mehr am Greifer gehalten wurde. Der Unterdruck, bei dem der Hohlkörper gerade noch gehalten wird, ist der Grenzdruck.

²⁹ Bei den Kraftmessversuchen in Kapitel 6.1.3 wurde ein anderer Druckminderer zur Versorgung des Ejektors mit Druckluft eingesetzt, der wesentlich höhere Unterdrücke ermöglichte.

Diese Versuchsdurchführung ist analog zu derjenigen bei den Grenzdruckversuchen im Kapitel 6.1.2. Die Unterdruckmesswerte werden dabei sowohl von dem angeschlossenen PCI Messsystem als auch parallel dazu manuell am U-Rohrmanometer ermittelt.

Die Tabelle 10.4 im Anhang Kapitel 10.8.1 zeigt eine Auflistung der durchgeführten Versuche, aus der folgende Tendenzen abgelesen werden können:

- Der Grenzdruck hängt sowohl bei den Versuchen mit homogener als auch bei inhomogener Dichtkraft stark von der Wirkfläche ab. Bei kleinem Durchmesser des Hohlkörperloches wird ein großer Grenzdruck benötigt, während bei großem Durchmesser nur ein verhältnismäßig kleiner Grenzdruck nötig wird.
- Der benötigte Grenzdruck nimmt mit steigendem Drehmoment zu. Bei dem Wert des Drehmoments von 0,8 Nm ist zu beachten, dass dies durch zwei Kombinationen erreicht wird: bei Position 1 und zwei Zusatzgewichten sowie bei Position 2 und einem Zusatzgewicht.
- Es existiert eine Abhängigkeit des Grenzdruckes von der eingesetzten Dichtung. Bei den Versuchen mit homogener Dichtkraft gilt, wie bereits in Kapitel 6.1.2 bei den Grenzdruckversuchen mit zentrischem Gewicht festgestellt, dass bei den Dichtungen mit der größeren Härte (z.B. Dichtungen 4 oder 5) die Grenzdrücke kleiner sind als bei den weicheren Dichtungen (z.B. Dichtungen 1 oder 2). Bei den Versuchen mit inhomogener Dichtkraft ist dies umgekehrt. Dieses Verhalten ist zunächst erstaunlich und wird an einer späteren Stelle in diesem Unterkapitel erklärt.

Die in diesem Unterkapitel durchgeführten Versuche und gewonnenen Messergebnisse werden dazu herangezogen, die in Kapitel 4.2 entwickelten Formeln bei außermittiger Belastung zu verifizieren. Um die Messwerte mit den theoretischen Werten vergleichen zu können, müssen Letztere zunächst jedoch bestimmt werden. Dabei wird auf die Formel (4.29) zurückgegriffen (vgl. Kap. 4.2.4):

$$\Delta p_{HGrenz_theo} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + m_{zus} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus_theo}}\right) + m_H \cdot g}{A_{Wirk}} \quad (6.22)$$

- mit:
- Δp_{HGrenz_theo} : theoretische Druckdifferenz im Grenzfall [Pa]
 - $F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz})$: Dichtkraft im Grenzfall abhängig von Δp_{HGrenz} [N]
 - m_{zus} : Masse des außermittigen Zusatzgewichtes [kg]
 - m_H : Masse Hohlkörper (Schwerpunkt zentrisch unter Hk.-Loch) [kg]
 - g : Erdbeschleunigung [m/s²]
 - Δl_{Gzus} : Abstand von G_{zus} zum Zentrum des Hk.-Loches [m]
 - $\Delta l_{Dichtzus_theo}$: theoretischer Abstand von $F_{Dichtzus}$ zum Zentrum des Hk.-Loches [m]
 - A_{Wirk} : Wirkfläche der Unterdruckkraft [m²]

In der Formel wird die Abhängigkeit des Grenzdruckes von der eingesetzten Dichtung durch die dichtungsabhängige minimale Dichtkraft $F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz})$ berücksichtigt.

Zunächst erfolgt die Bestimmung der theoretischen Grenzdrücke - wie in Tabelle 10.5 im Anhang Kapitel 10.8.1 aufgeführt - für den Versuchskörper mit Lochdurchmesser 72 mm bei Einsatz der Vakuumpumpe. Der Durchmesser 72 mm wurde gewählt, weil er der mittlere Durchmesser von den Versuchskörpern ist. Zur Erhöhung der Übersichtlichkeit werden nur die Dichtungen 1 und 5 berücksichtigt.

Bei der Berechnung des theoretischen Grenzdruckes Δp_{HGrenz_theo} ist dabei zu beachten, dass für die minimale Dichtkraft der Wert eingesetzt wird, der bei homogener Dichtstreckenlast ohne mittige oder außermittige Zusatzgewichte gemessen worden ist. Diese Vereinfachung ist eine Näherung, die bei Verwendung der Vakuumpumpe zulässig ist, da sich die homogene Dichtkraft bei Veränderung der Masse nur geringfügig ändert.

Wird die Formel (4.4) aus Kapitel 4.2.1 in die Formel (6.22) eingefügt, ergibt sich:

$$\Delta p_{HGrenz_theo} \approx \Delta p_{StatGrenz} + \frac{m_{zus} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus_theo}}\right)}{A_{Wirk}} \quad (6.23)$$

Mittels der Formel (6.24) erfolgt die Berechnung des Momentes:

$$M = m_{zus} \cdot g \cdot \Delta l_{Gzus} \quad (6.24)$$

mit: M : Drehmoment [Nm]

Die Bestimmung der Strecke $\Delta l_{Dichtzus_theo}$ erfolgt analog zu Kapitel 4 nach der Formel:

$$\Delta l_{Dichtzus_theo} = (d_{Loch} + s_{Rand}) / 4 = r_{Rand} / 2 \quad (6.25)$$

mit: d_{Loch} : Durchmesser der Hohlkörperöffnung [m]

s_{Rand} : Stärke des Randes der Hohlkörperöffnung [m]

r_{Rand} : mittlerer Radius des Randes des Hohlkörperloches [m]

Zur Interpretation werden die gemessenen Unterdruckwerte (Tabelle 10.4; Seite 187) und die theoretischen Unterdruckwerte (Tabelle 10.5, Seite 188) - aufgetragen über dem Moment - in Bild 6.36 auf der Seite 87 graphisch dargestellt. Dabei gibt es nur eine theoretische Kurve für die Dichtungen 1 und 5, da die Grenzdruckwerte bei Einsatz der Vakuumpumpe nur geringe Unterschiede aufweisen.

Aus der Abbildung lassen sich folgende Tendenzen ablesen:

- Die einzelnen Messwerte können jeweils durch Geraden verbunden werden, so dass Kurven der
 1. theoretischen Werte
 2. gemessenen Werte für die Dichtung 1
 3. gemessenen Werte für die Dichtung 5
 entstehen.

Diese weisen ein sehr ähnliches Aussehen auf. Dies spricht in Verbindung mit der ähnlichen Kurvenform bei den theoretischen und gemessenen Werten für eine qualitative Richtigkeit des theoretischen Modells, das in Kapitel 4 zur Herleitung der Formel (4.29) führte.

- Die theoretischen Werte der Grenzdrücke sind größer als die gemessenen Werte, obwohl keine Sicherheitsfaktoren oder Ähnliches verwendet wurden. Bei allen zuvor durchgeführten Versuche waren die gemessenen Grenzdrücke bzw. die Normalkräfte größer als die berechneten theoretischen Werte (vgl. Kap. 6.1.2 und Kap. 6.1.3).
- Die Dichtung 1 ist im direkten Vergleich mit Dichtung 5 für statische außermittige Belastung besser geeignet, weil ihre Grenzdrücke unter gleichen Randbedingungen geringer sind.

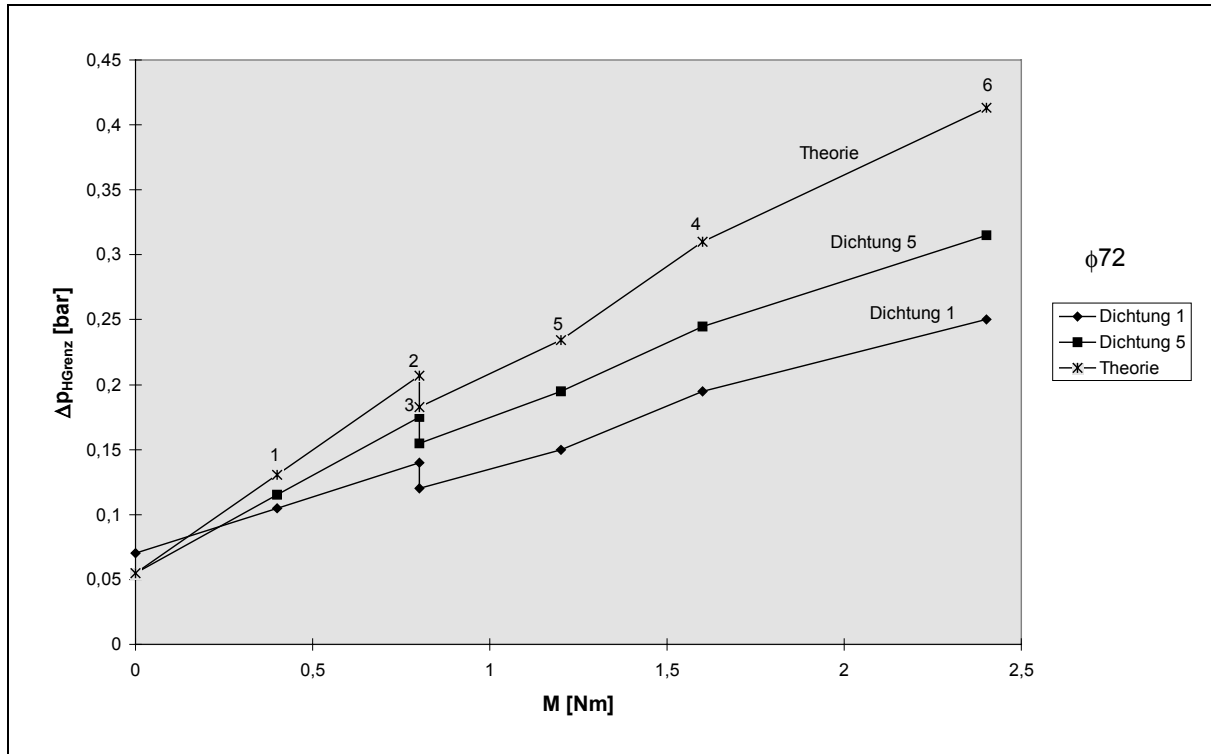


Bild 6.36: Gemessene und theoretische Grenzdrücke für den Versuchskörper mit $\varnothing 72$ mm

Da festgestellt wurde, dass auch bei den theoretischen Werten an der Stelle 0,8 Nm bzw. bei beiden Kombinationen, die dieses Moment ergeben, eine Differenz vorliegt und somit ein Sprung, muss die Erklärung für dieses Verhalten anhand des theoretischen Modells bzw. der Formel (6.22) nachvollziehbar sein.

Hierzu werden in dieser alle konstanten Terme als solche gekennzeichnet:

$$\Delta p_{HGrenz_theo} = \frac{C_1 + m_{zus} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{C_2}\right)}{C_3} \quad (6.26)$$

Wird die Formel (6.24) eingesetzt, ergibt sich:

$$\Delta p_{HGrenz_theo} = \frac{C_1 + \frac{M}{\Delta l_{Gzus}} + \frac{M}{C_2}}{C_3} \quad (6.27)$$

Es zeigt sich, dass bei den vorliegenden konstanten Randbedingungen der Grenzdruck vom Moment M und der Strecke Δl_{Gzus} abhängt. Es gilt:

$$\Delta p_{HGrenz_theo} = f(M; \Delta l_{Gzus}) \quad (6.28)$$

Der „Sprung“ ist also auf ein unterschiedliches Δl_{Gzus} bei den beiden Kombinationen zurückzuführen, die zu einem Moment von 0,8 Nm führen. Da bei den Möglichkeiten 4 bis 9 in der Tabelle 6.4 für je zwei Möglichkeiten Δl_{Gzus} bei gleicher Position der Zusatzgewichte konstant ist, ist von Interesse, wie die Kurve für ein konstantes Δl_{Gzus} aussieht. Dazu wird die Formel weiter umgeformt. Für Δl_{Gzus} wird die Konstante C_4 eingesetzt:

$$\Delta p_{HGrenz_theo} = \frac{C_1 + \frac{M}{C_4} + \frac{M}{C_2}}{C_3} \quad (6.29)$$

$$\Delta p_{HGrenz_theo} = \frac{C_1 + \frac{C_2 + C_4}{C_4 \cdot C_2} \cdot M}{C_3} \quad (6.30)$$

$$\Delta p_{HGrenz_theo} = C_5 + C_6 \cdot M = m_g \cdot x + b_g \quad (6.31)$$

Bei konstantem Δl_{Gzus} lässt sich die Gleichung für den Grenzdruck in Abhängigkeit von dem Drehmoment in eine Geradengleichung umformen. Die theoretischen Werte liegen auf einer Geraden, welche die y-Achse beim Wert der Konstanten C_5 schneidet.

$$C_5 = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + m_H \cdot g}{A_{Wirk}} \approx \Delta p_{StatGrenz} \quad (6.32)$$

Aus den sechs Möglichkeiten in der Tabelle 6.4 (s. Seite 83) lassen sich somit drei Geraden bilden, weil eine Gerade im Raum durch zwei Punkte festgelegt wird. Da außerdem für diese Geraden die Konstante C_5 gleich ist, schneiden sich diese drei Geraden der theoretischen Werte in einem Punkt auf der y-Achse beim Wert der Konstanten C_5 (Bild 6.37).

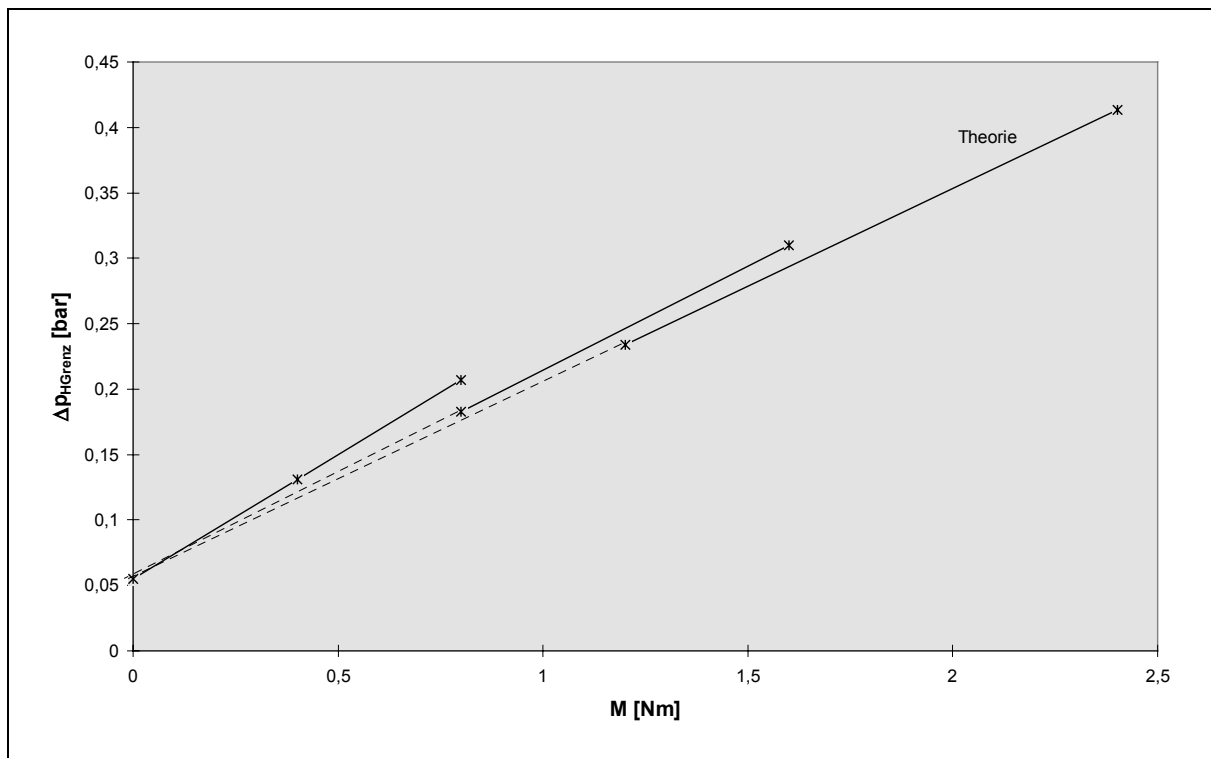


Bild 6.37: Schnittpunkte der drei theoretischen Geraden bei VK mit $\varnothing 72$ mm

Wenn in einer Theorie sich drei Geraden in einem Punkt schneiden, so kann die Theorie überprüft werden, indem bei den gemessenen Versuchswerten ermittelt wird, ob dieses Verhalten auch - oder zumindest näherungsweise - vorliegt. Das Bild 6.38 zeigt die Schnittpunkte der Geraden, beruhend auf theoretischen und gemessenen Werten.

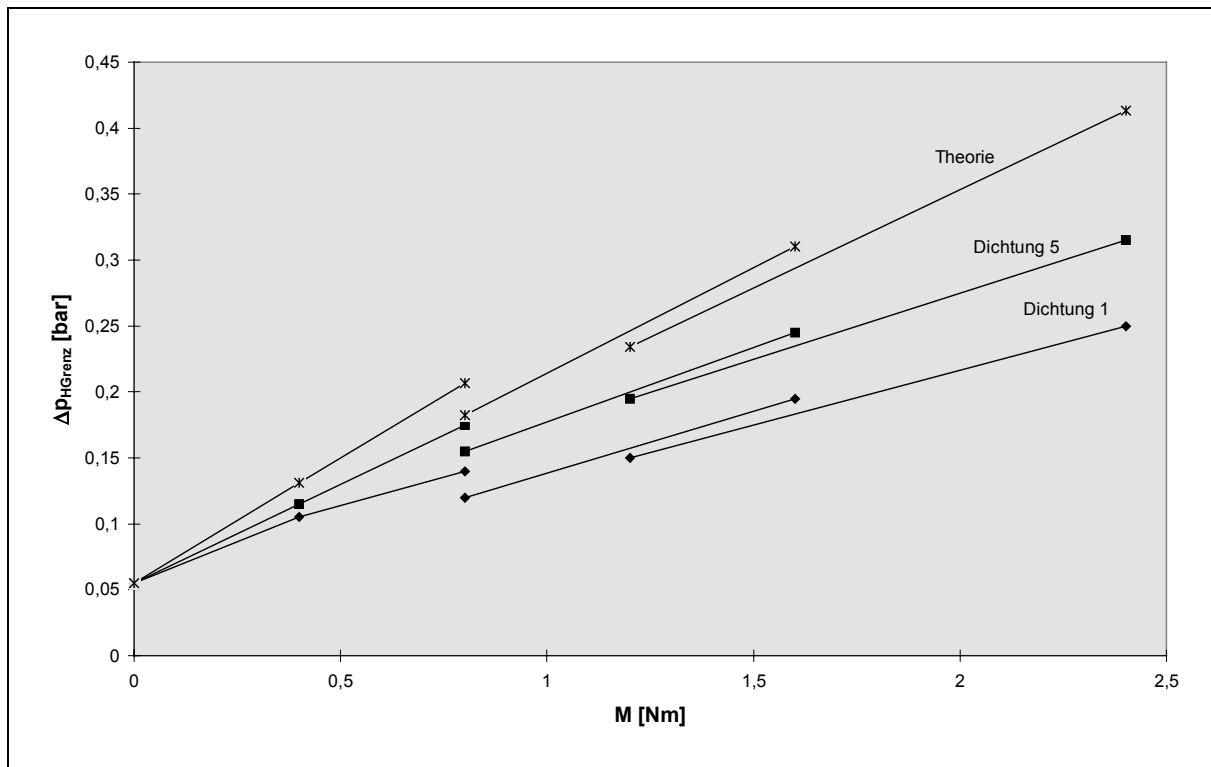


Bild 6.38: Schnittpunkte aller Geraden bei VK mit $\varnothing 72$ mm

Alle Geraden schneiden sich näherungsweise in einem Punkt, da für alle Geraden die Konstante C_5 eine ähnliche Größenordnung besitzt, wie aus Tabelle 10.5 entnommen werden kann. $\Delta p_{StatGrenz}$ liegt dabei im Bereich von 0,055 bar bis 0,07 bar.

Zur Überprüfung der Qualität der Messwerte wird dieses Verfahren für alle Messwerte des Versuchskörpers mit Durchmesser 47 mm angewandt (s. Bild 6.39 auf der Seite 90). Die Tabelle 10.8 zeigt die Ermittlung der theoretisch berechneten Grenzdrücke.

Die Qualität, mit welcher Exaktheit bei den gemessenen Werten der Schnittpunkt eingehalten wird, spricht für sich. Es ist somit von Interesse, ob die gemessenen Werte bei Verwendung des Ejektors eine ebenso gute Qualität des Schnittpunktes bringt wie die bisherigen gemessenen Werte, die auf der Verwendung der Vakuumpumpe beruhen. Um dies beurteilen zu können, werden die theoretischen und die gemessenen Werte der Dichtung 5 bei Verwendung des Ejektors verglichen. Hierzu demonstriert die Tabelle 10.9 die Berechnung des theoretischen Grenzdruckes, während das Bild 6.40 auf der Seite 90 die Schnittpunkte der Geraden zeigt.

Auch die Geraden der Ejektorwerte schneiden sich näherungsweise in einem Punkt. Allerdings ist dies nicht der gleiche Schnittpunkt wie bei den Vakuumpumpenwerten, da die Werte von $\Delta p_{StatGrenz}$ in beiden Fällen leicht unterschiedlich sind.

6. Experimentelle Versuche

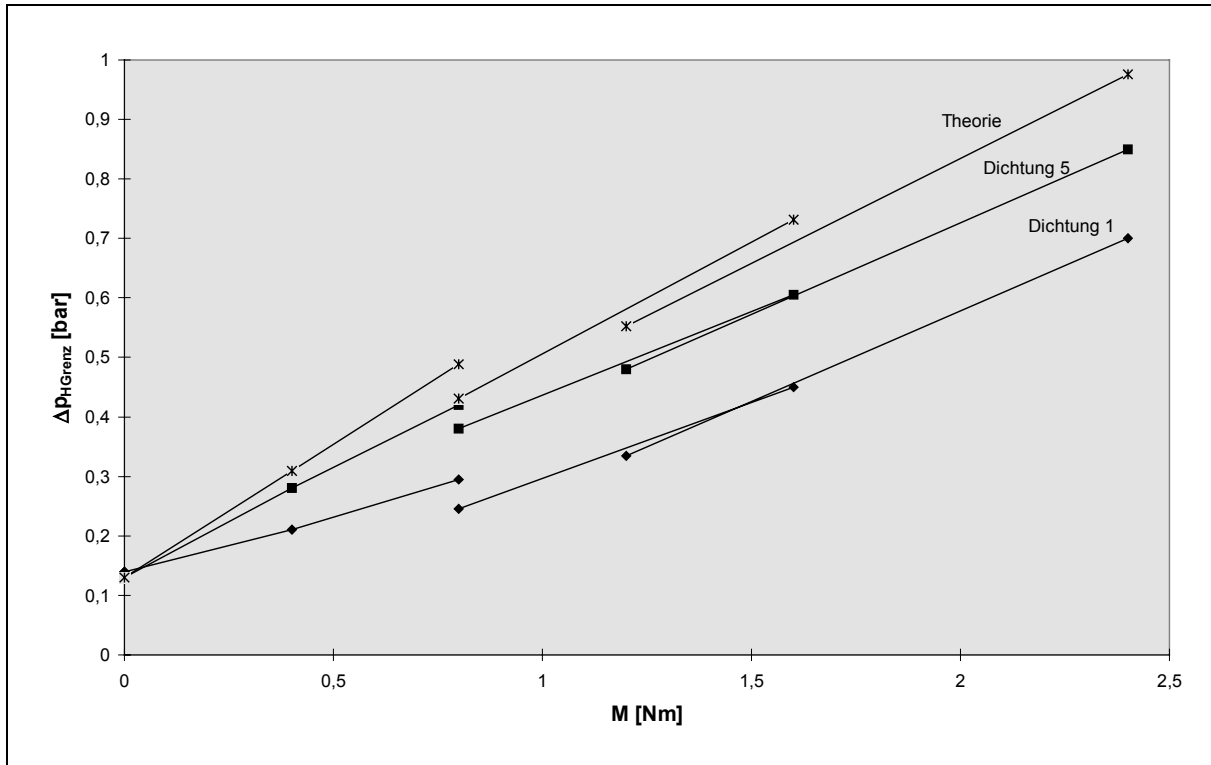


Bild 6.39: Schnittpunkt aller Geraden bei VK mit $\varnothing 47$ mm

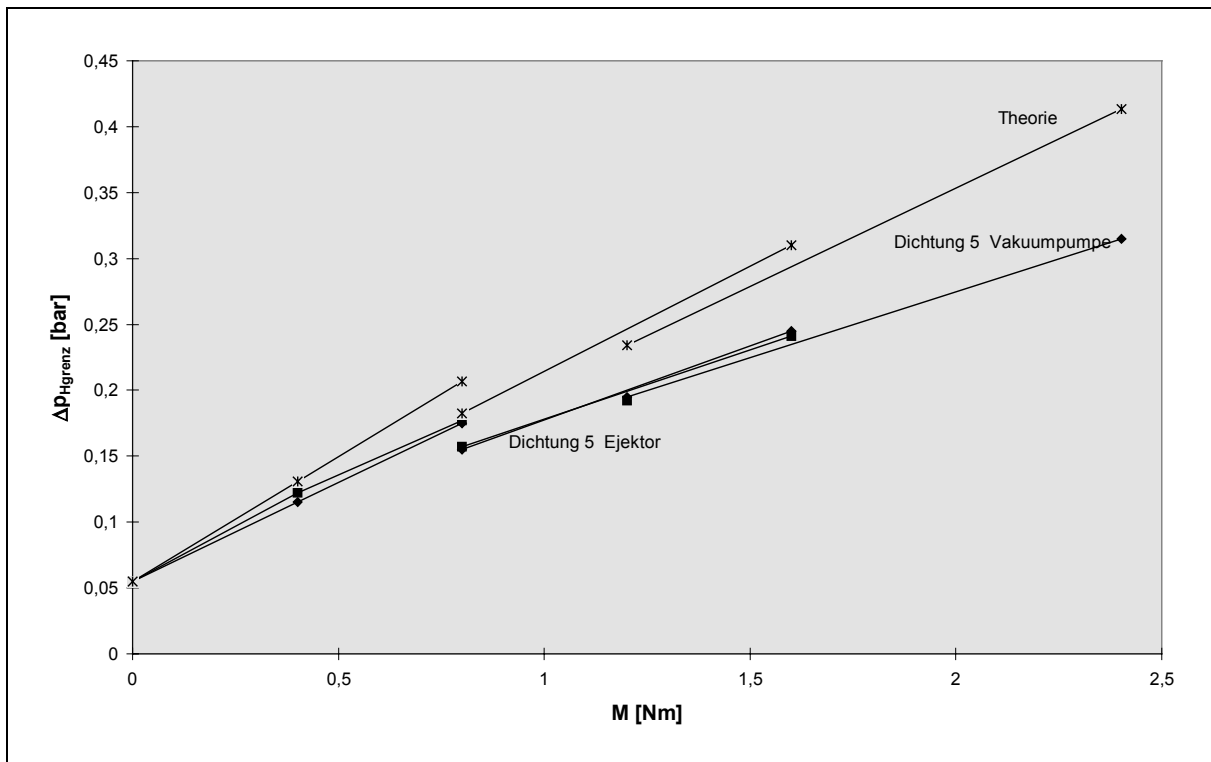


Bild 6.40: Schnittpunkte aller Geraden für Dichtung 5

Das Kräftemodell wurde qualitativ durch die erfolgte Auswertung bestätigt. Es fehlt jedoch noch die Ursache, warum die theoretischen Werte höhere Grenzdrücke ergeben und damit „schlechter“ sind als die gemessenen Werte.

Die Geraden der theoretischen Werte weisen eine größere Steigerung auf als die Geraden der gemessenen Werte. In der Gleichung (6.31) auf der Seite 88 entspricht die Konstante C_6 der Geradensteigung m_g . In dieser Konstanten sind die Strecken Δl_{Gzus} und $\Delta l_{Dichtzus}$ enthalten. Da Δl_{Gzus} eine rein geometrische Größe am Versuchskörper ist, liegt die Ursache für die Abweichungen zwischen Theorie und Messung wohl in der Berechnung der Strecke $\Delta l_{Dichtzus}$ begründet. Die theoretische Herleitung der Berechnung der Strecke $\Delta l_{Dichtzus}$ erfolgte im Kapitel 4. Dabei wurden die Überlegungen der Mathematiker Kaulins und Kaulinja verwendet. Um jedoch den Zusammenhang mit der Strecke $\Delta l_{Dichtzus}$ besser analysieren zu können, wird zunächst aus den gemessenen Werten auf die vorliegende Strecke $\Delta l_{Dichtzus}$ bei den Messwerten gefolgert. Da die Formel (6.23) auf der Seite 86 aufgrund vorheriger Überlegungen sowie durchgeführter Analysen im Ansatz mit hoher Wahrscheinlichkeit korrekt ist, wird diese Formel für die Berechnung von $\Delta l_{Dichtzus}$ der Messwerte eingesetzt. Die Formel wird dazu wie folgt umgeformt:

$$\Delta p_{HGrenz} \approx \Delta p_{StatGrenz} + \frac{m_{zus} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}\right)}{A_{Wirk}} \quad (6.33)$$

$$\frac{(\Delta p_{HGrenz} - \Delta p_{StatGrenz}) \cdot A_{Wirk}}{m_{zus} \cdot g} \approx \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}\right) \quad (6.34)$$

$$\Delta l_{Dichtzus} \approx \frac{\Delta l_{Gzus}}{\frac{(\Delta p_{HGrenz} - \Delta p_{StatGrenz}) \cdot A_{Wirk}}{m_{zus} \cdot g} - 1} \quad (6.35)$$

Die prinzipielle Berechnung von $\Delta l_{Dichtzus}$ aus den gemessenen Werten zeigt exemplarisch die Tabelle 10.8 (s. Seite 190) im Anhang. Die Zusammenstellung aller berechneten Werte enthält die Tabelle 10.9 (s. Seite 191).

Aus letztgenannter Tabelle kann entnommen werden, dass bei der Dichtung 1 (weiche Dichtung) der theoretische Wert für $\Delta l_{Dichtzus}$ extrem stark von den berechneten Werten aus den Messwerten abweicht, während sich bei der Dichtung 5 (harte Dichtung) die Werte annähern. Im Folgenden wird eine Erklärung für dieses Verhalten der Grenzdrücke, in Abhängigkeit von den Eigenschaften der Flachdichtung, gesucht.

Bild 6.41 auf der Seite 92 zeigt den theoretischen Zusammenhang der zusammengesetzten Linienlast und der Lage der Strecke $\Delta l_{Dichtzus}$ (s. Kapitel 4.2.4).

Die Strecke $\Delta l_{Dichtzus}$ ist der Abstand der Resultierenden der inhomogenen Dichtkraft zum Schwerpunkt S (der zentrische Schwerpunkt). Die Dichtkräfte entstehen an der Dichtfläche des Hohlkörpers zur Flachdichtung. Daraus kann gefolgert werden, dass die resultierende Kraft der inhomogenen Dichtkräfte innerhalb des Hohlkörperes oder des Hohlkörperloches liegen muss. Bild 6.42 zeigt diesen Zusammenhang.

Die Strecke $\Delta l_{Dichtzus}$ kann folglich nicht größer sein als r_{Rand} - auch wenn die schlechtesten Voraussetzungen angenommen werden. Die extrem großen berechneten $\Delta l_{Dichtzus}$ Werte bei Dichtung 1 in der Tabelle 10.9 sind so nicht erklärbar. Die starke Abweichung der gemessenen Werte von den theoretischen Werten muss eine andere Ursache haben. In der weiteren Analyse wird die Strecke Δl_{Gzus} betrachtet. Wie das Bild 6.41 zeigt, ist Δl_{Gzus} die Strecke von der Wirklinie der Gewichtskraft des Zusatzgewichtes bis zum Zentrum des

6. Experimentelle Versuche

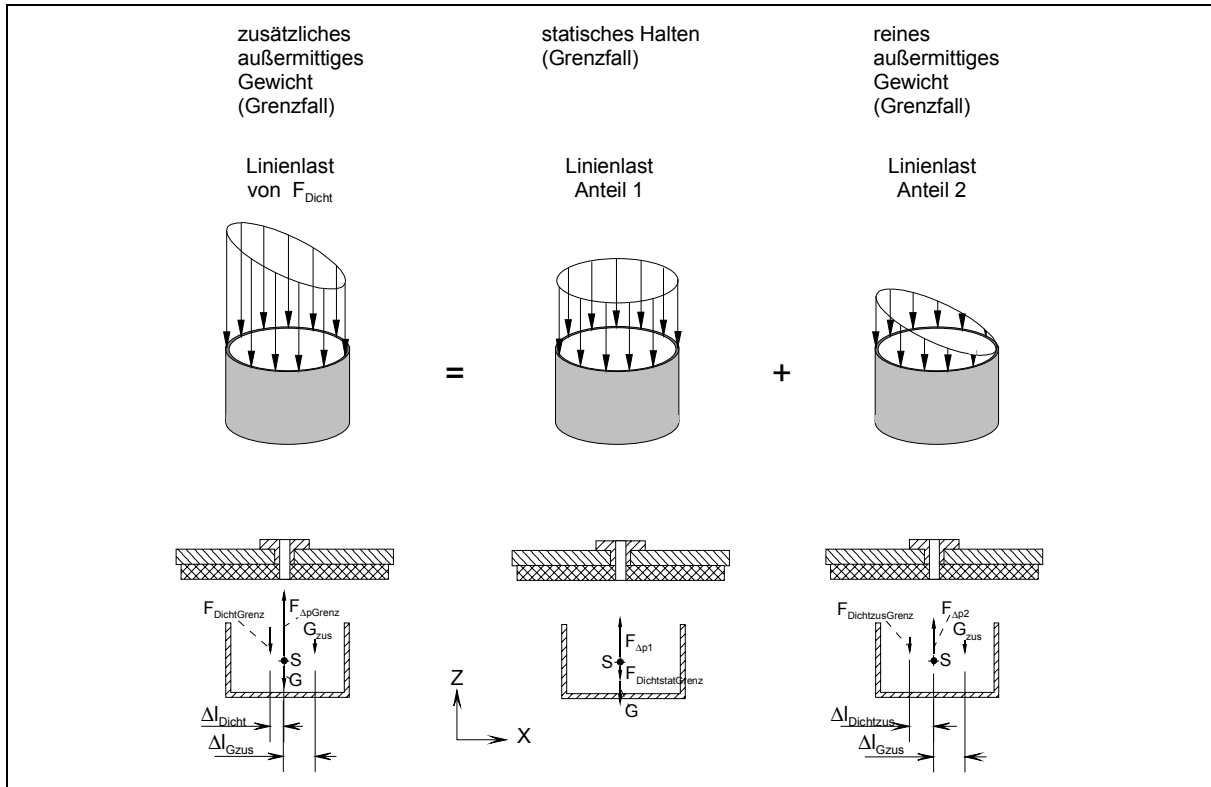


Bild 6.41: Lage der Strecke $\Delta l_{Dichtzus}$

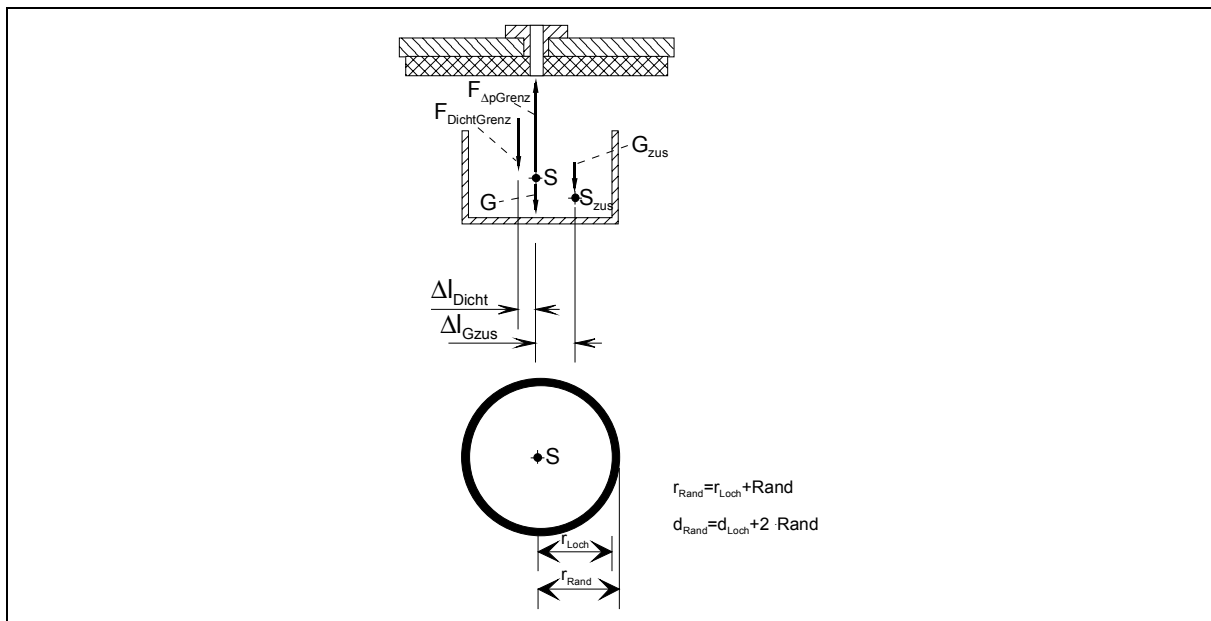


Bild 6.42: Strecke r_{Rand}

Hohlkörperloches. Wie kann dieser Wert sich ändern? Das Bild 6.43 liefert eine Erklärungsmöglichkeit.

Infolge der Elastizität der Flachdichtung in Verbindung mit dem Drehmoment aufgrund der außermittigen Zusatzgewichte kommt es zu einer Schrägstellung des gesamten Versuchskörpers. Die Dichtung gibt dabei infolge der inhomogenen Anpresskraft des Randes auf die Flachdichtung nach.

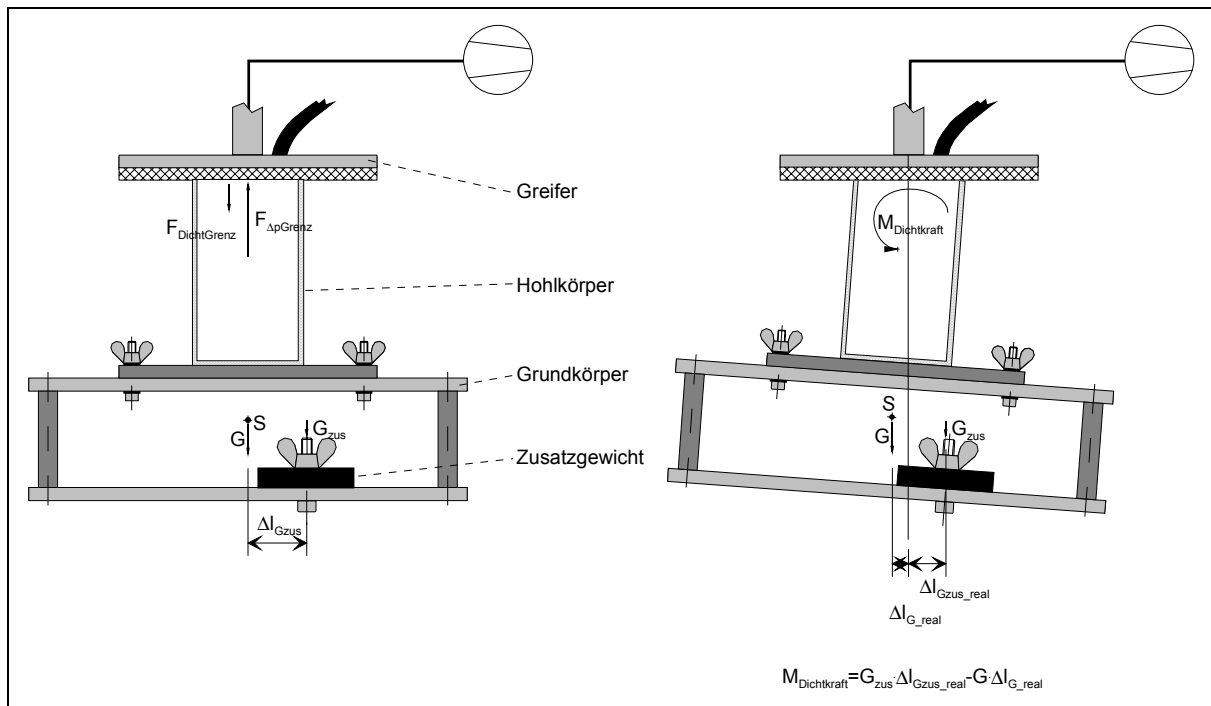


Bild 6.43: Schrägstellung des Versuchskörpers infolge außermittiger Belastung durch Zusatzgewichte

Durch die Verlagerung des zentrischen Schwerpunktes entsteht ein zusätzliches Rückstellmoment, das - ebenso wie das durch die inhomogene Dichtstrecke erzeugte Drehmoment - dem durch das außermittige Zusatzgewicht erzeugten Drehmoment entgegengesetzt ist. Dieses zusätzliche Rückstellmoment wird aber nicht im theoretischen Kräftemodell berücksichtigt. Zusätzlich ist durch die Schrägstellung die Strecke Δl_{Gzus} real wesentlich kleiner als die theoretisch angenommene Strecke. Das aufgestellte Kräftemodell berücksichtigt auch diese realen Eigenschaften nicht.

Somit kann festgehalten werden, dass bei weichen Dichtungen die erreichbare Schrägstellung - bei sonst gleichen Randbedingungen - größer als bei harten Dichtungen ist. Dieser Sachverhalt erklärt qualitativ die Differenz zwischen den theoretischen und den gemessenen Werten, insbesondere die gemessenen geringen Grenzdrücke der weicheren Dichtungen.

Abschließend stellt sich die Frage, wie die Berechnung bei mehreren außermittigen Zusatzgewichten zu erfolgen hat. Das in Kapitel 4 entwickelte Kräftemodell und die in diesem Unterkapitel gewonnenen Versuchsergebnisse zeigen eine Abhängigkeit des Grenzdruckes bei außermittigen Zusatzgewichten vom resultierenden Drehmoment und der Strecke Δl_{Gzus} . Daher muss die Berechnungsformel für den Grenzdruck bei Verwendung von mehreren Zusatzgewichten an unterschiedlichen Positionen wie folgt angepasst werden:

$$\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + m_H \cdot g + \sum_{n=1}^{n=m} m_{zus_n} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus_n}}{\Delta l_{Dichtzus}}\right)}{A_{Wirk}} \quad (6.36)$$

mit: m_{zus_n} : Masse des n-ten außermittigen Zusatzgewichtes [kg]

Δl_{Gzus_n} : Abstand des n-ten G_{zus} zum Zentrum des Hk.-Loches [m]

Die theoretischen Formeln für die Bestimmung des Grenzdruckes bei außermittigem Zusatzgewicht wurden durch die Messergebnisse von der Struktur und den Einflüssen qualitativ bestätigt. Infolge des außermittigen Zusatzgewichtes kommt es in Abhängigkeit von der verwendeten Flachdichtung am Greifer zu einer Schrägstellung des Hohlkörpers. Hierdurch wird das Drehmoment des außermittigen Zusatzgewichtes kleiner.

Die Strecke Δl_{Gzus} ist infolge der Schrägstellung real wesentlich kleiner als die theoretisch angenommene Strecke. Da dieser Sachverhalt von dem theoretischen Kräftemodell nicht berücksichtigt wird, erklärt dies die real gemessenen kleineren Grenzdrücke im Verhältnis zu den theoretischen Werten. Die getroffenen Annahmen des Kräftemodells sind folglich ungünstiger als die Realität, so dass die theoretische Berechnung Ergebnisse liefert, die - bezüglich der Auslegung - auf der „sicheren“ Seite liegen. Eine weitere Verfeinerung der Berechnung mit Berücksichtigung der Schrägstellung ist durch die Anwendung der Methode der Finiten Elemente denkbar.

6.1.6 Messreihe Staupunkt

Diesem Unterkapitel liegen zwei Fragestellungen zugrunde:

1. Wie kann der optimale Ventilhub als Kompromiss, zum Erzielen geringer Druckverluste in Verbindung mit einer kleinen Greiferhöhe, bestimmt werden?
2. Kann durch Messung des Unterdruckes an der Ventilunterseite das ordnungsgemäße Greifen eines Handhabungsobjektes überprüft werden?

Sämtliche Versuchsreihen werden aufgrund seiner messtechnischen Ausstattung am Versuchsstand I durchgeführt.

Die in bereits vorangegangenen Kapiteln gewonnenen Erkenntnisse erweisen sich bei der Dimensionierung der Ansaugöffnung als sehr nützlich. So waren im Kapitel 6.1.1 die Undichtigkeiten an der Schnittstelle „Greifer bzw. Flachdichtung / Hohlkörper“ ermittelt worden. Daher sind die an dieser Schnittstelle auftretenden Leckströme bekannt. Im Kapitel 3.4 wurde gezeigt, wie die Anordnung und Größe der Ansaugöffnungen in Abhängigkeit von dem Setzmuster der Hohlkörper ermittelt werden kann. Charakteristische Größen der Ansaugöffnung sind ihr Durchmesser und die Höhe des Ringspaltes (Bild 6.44). Bei dem Versuchsgreifer I beträgt der Durchmesser der Ansaugöffnung 36 mm.

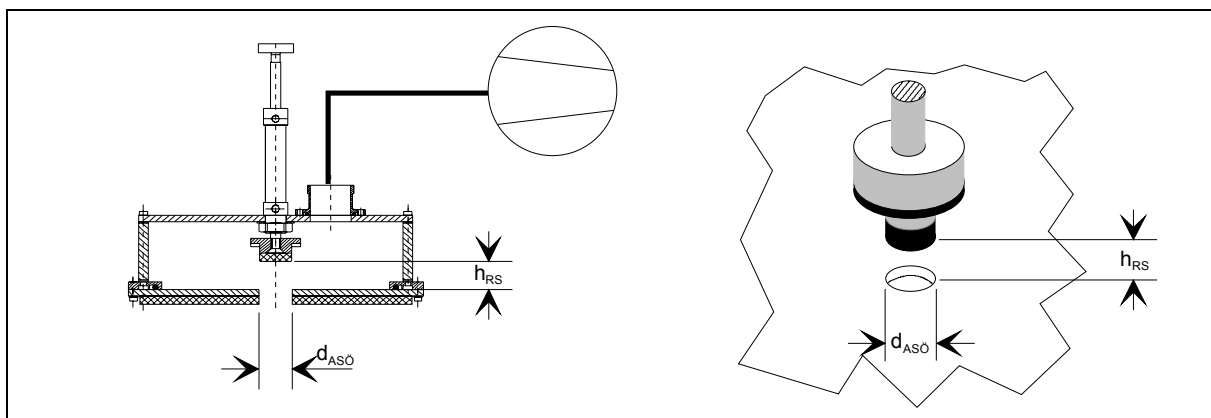


Bild 6.44: Charakteristische Größen des Ringspaltes

mit: h_{RS} : Höhe des Ringspaltes am Saugventil [m]
 d_{AS0} : Durchmesser der Greiferansaugöffnung [m]

Im Folgenden soll der Einfluss der Höhe des Ringspaltes auf den Druckverlust untersucht werden. Die Höhe des Ringspaltes ist konstruktiv vom Ventilhub und der Dicke der Flachdichtung abhängig. An der verschließbaren Ansaugöffnung kann zur Bestimmung der Druckverluste beim Versuchsgreifer I an zwei Messstellen der Druck gemessen werden (s. Bild 6.45).

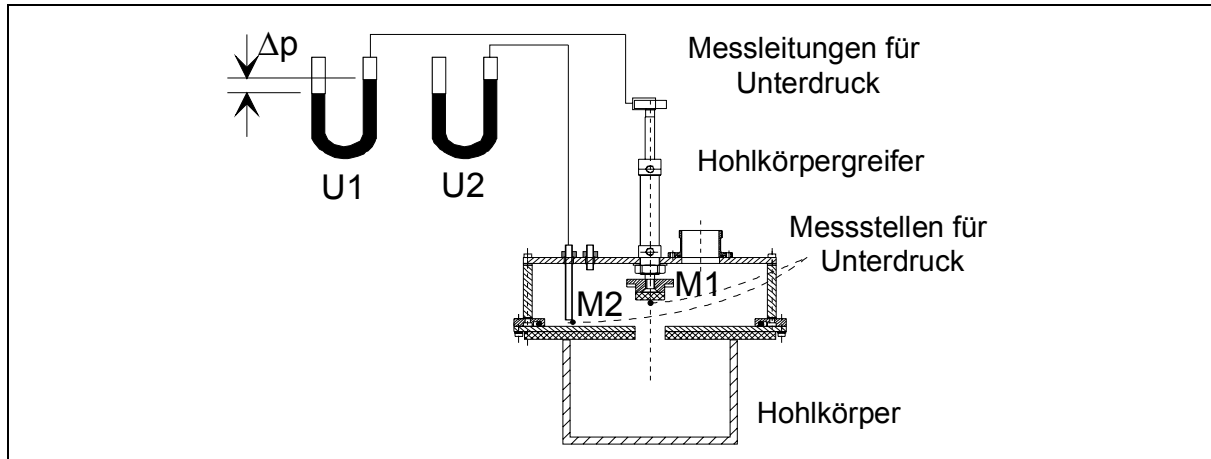


Bild 6.45: Messstellen am Versuchsgreifer des Versuchstandes

Die Messstelle M1 befindet sich zentrisch im Ventilteller. Die Öffnung der Messstelle ist mit der durchgehenden hohlen Kolbenstange des Ventilzylinders verbunden. Durch die Öffnung wird die Druckluft zum Lösen des gegriffenen Hohlkörpers eingeblasen (s. Kapitel 3.2, Seite 18).

Die Messstelle M2 dient zur Messung des Druckes im Greiferinneren. Sie ist bewusst an eine Stelle gelegt, die keine oder nur eine sehr geringe Luftströmung erwarten lässt. Dadurch ist die Luftgeschwindigkeit an der Messstelle Null oder so gering, dass eine vernachlässigbare dynamische Druckkomponente vorliegt und somit der Gesamtdruck gemessen wird. Nach Bernoulli gilt für die reibungsfreie inkompressible Strömung entlang der Stellen auf einer Stromlinie ohne Zu- oder Abfuhr mechanischer Arbeit der folgende Zusammenhang:

$$p_{stat1} + \frac{\rho_F}{2} \cdot w_{m1}^2 + \rho_F \cdot g \cdot z_{g1} = p_{stat2} + \frac{\rho_F}{2} \cdot w_{m2}^2 + \rho_F \cdot g \cdot z_{g2} \quad (6.37)$$

- mit:
- p_{stat} : statischer Druck [Pa]
 - ρ_F : Dichte des Fluids [kg/m³]
 - w_m : mittlere Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
 - z_g : geodätische Höhe [m]
 - g : Erdbeschleunigung [m/s²]

Die Anteile können folgendermaßen interpretiert werden:

- p_{stat} : statischer Druck
- $\frac{\rho_F}{2} \cdot w_m^2$: dynamischer Druck
- $\rho_F \cdot g \cdot z_g$: Druck infolge der Fluidsäule

Bei Gasen kann das Glied mit der geodätischen Höhe bei geringen Höhendifferenzen infolge der geringen Dichte vernachlässigt werden. Es gilt:

$$p_{stat1} + \frac{\rho_F}{2} \cdot w_{m1}^2 = p_{stat2} + \frac{\rho_F}{2} \cdot w_{m2}^2 = p_{stat} + p_d = p_{ges} \quad (6.38)$$

mit: p_d : dynamischer Druck [Pa]

p_{ges} : Gesamtdruck [Pa]

Bild 6.46 zeigt einen umströmten Körper. An der äußeren linken Seite des Körpers bildet sich ein Staupunkt.

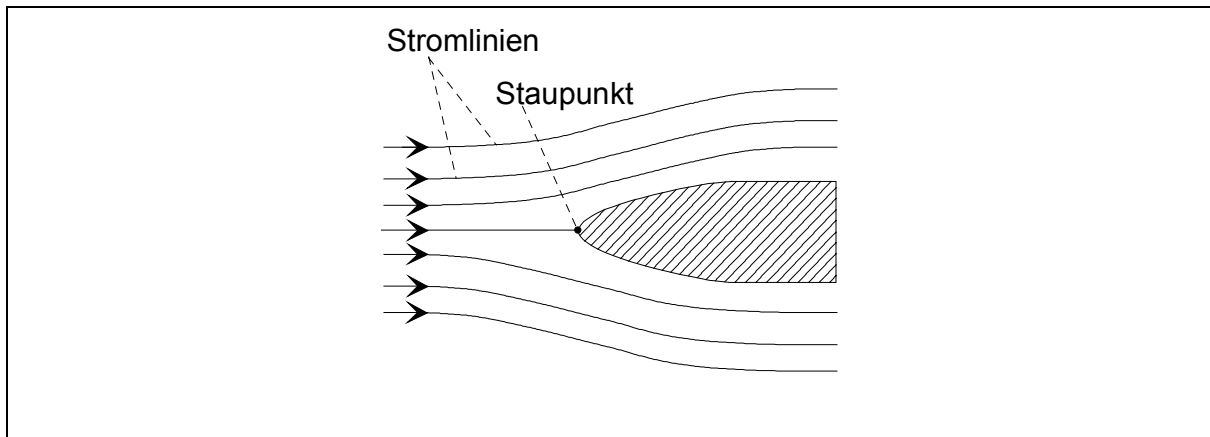


Bild 6.46: Staupunkt (s. [Ger84])

Dieser Punkt weist die Geschwindigkeit gleich Null auf. Daher ist dort der dynamische Druck ebenfalls gleich Null und der statische Druck im Staupunkt entspricht dem Gesamtdruck (s. [Ger84]).

Zur Bestimmung des optimalen Ventilhubes werden an der Ansaugöffnung die Druckverluste am Ventil gemessen. Im ersten Versuch wird der Druck an den Messstellen bei dem Versuchsgreifer ohne Handhabungsobjekt gemessen. Hierfür werden als Parameter der Volumenstrom und die Höhe des Ringspaltes variiert. Die Höhe des Ringspaltes beeinflusst den Druckverlust im Ventil und damit den Widerstand des Ventils in Bezug auf die Strömung.

Die Messungen führten zu folgenden Ergebnissen:

1. An der Messstelle M1 entspricht der gemessene Druck immer dem Atmosphärendruck. An dem entsprechenden U-Rohrmanometer ist keine signifikante Druckdifferenz ablesbar. Die Messstelle M1 muss ein Staupunkt sein.
2. Der Unterdruck im Greifer an der Messstelle M2 ist abhängig von dem Volumenstrom und der Höhe des Ringspaltes. Der Unterdruck ist um so größer, je größer der Volumenstrom und je kleiner die Ringspalthöhe ist.

Das Bild 6.47 zeigt den Unterdruck an der Messstelle M2 in Abhängigkeit von den Parametern, dem Volumenstrom und der Höhe des Ringspaltes.

Zur Erklärung der Versuchsergebnisse an der Messstelle M2 wird im Bild 6.48 die Stromlinie betrachtet, die die Messstelle M2 mit der Umgebung (Atmosphärendruck) verbindet.

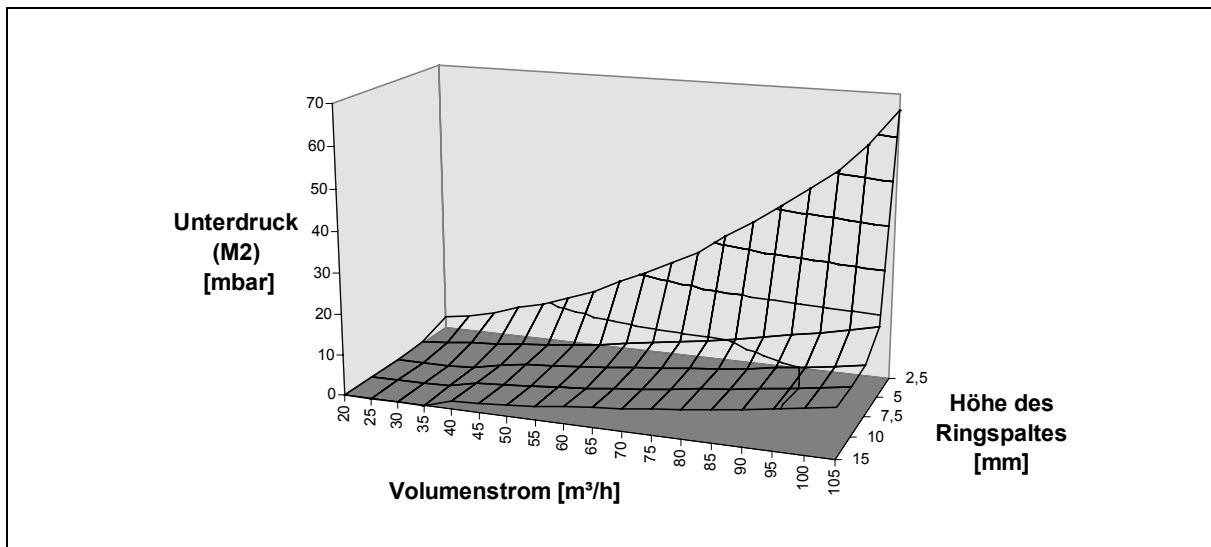


Bild 6.47: Druckdifferenz im Leerlauf ohne Greifobjekt

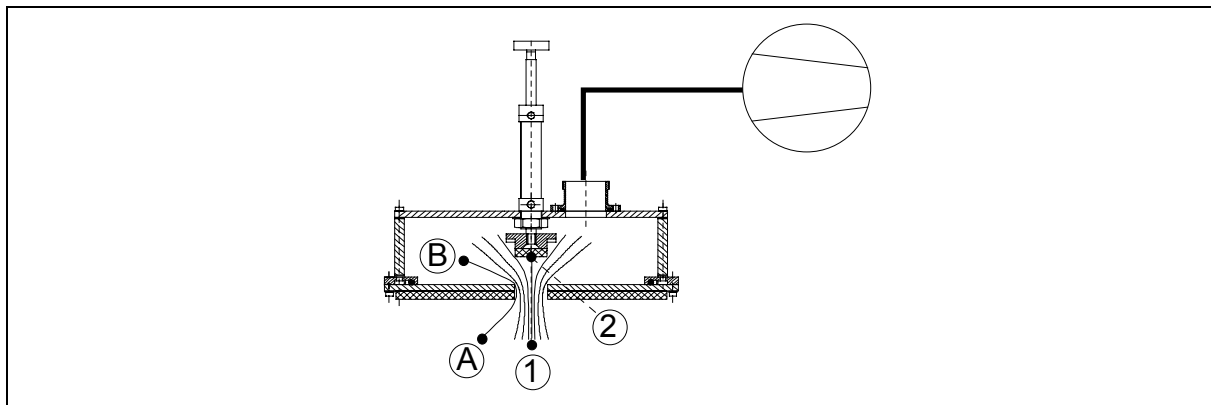


Bild 6.48: Angenommene Stromlinien im Greifer ohne Handhabungsobjekt

Für die eingezeichnete Stromlinie mit den Punkten A und B wird die erweiterte Bernoulli-Gleichung (inkompressible Strömung mit Reibung) aufgestellt:

$$p_{statA} + p_{dA} = p_{statB} + p_{dB} + \zeta_{GAÖ} \cdot \frac{\rho_F}{2} \cdot w_{mGAÖ}^2 \quad (6.39)$$

mit: $\zeta_{GAÖ}$: Widerstandsbeiwert an der Greiferansaugöffnung [-]

$w_{mGAÖ}$: mittlere Strömungsgeschwindigkeit in der GAÖ [m/s]

Bei den geringen Druckdifferenzen gilt die Kontinuitätsgleichung für inkompressible Fluide:

$$\dot{V} = A_{GAÖ} \cdot w_{mGAÖ} \quad (6.40)$$

mit: \dot{V} : Volumenstrom [m³/s]

$A_{GAÖ}$: charakteristische Fläche der Greiferansaugöffnung [m²]

Eingesetzt in die Formel $p_{statA} + p_{dA} = p_{statB} + p_{dB} + \zeta_{GAÖ} \cdot \frac{\rho_F}{2} \cdot w_{mGAÖ}^2$ (6.39) und

umgestellt nach dem Widerstandsbeiwert ergibt:

$$\zeta_{GAÖ} = \frac{p_A - p_{SB}}{\frac{\rho_F}{2} \cdot \left(\frac{V}{A_{GAÖ}} \right)^2} \quad (6.41)$$

mit: p_A : Atmosphärendruck [Pa]

Zusätzlich wurde dabei angenommen, dass die Fluidgeschwindigkeit an der Stelle B gering ist und damit $p_{dB} \approx 0$ und das $p_A = p_{statA} + p_{dA}$.

Bei der Festlegung der charakteristischen Fläche der Ansaugöffnung $A_{GAÖ}$ wird folgender Zusammenhang beachtet: Die Luft strömt bei dem Ventil durch zwei unterschiedliche Querschnitte, wie das Bild 6.49 zeigt.

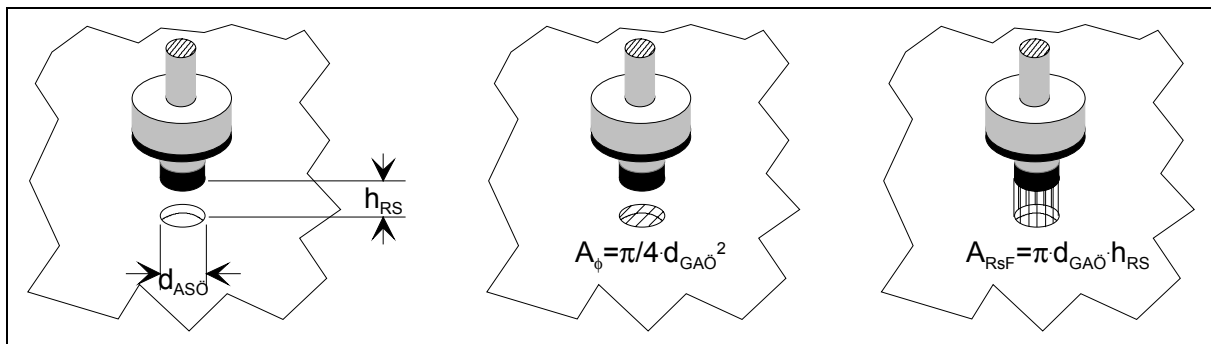


Bild 6.49: Charakteristische Flächen der Ansaugöffnung $A_{GAÖ}$

Als charakteristische Fläche der Ansaugöffnung $A_{GAÖ}$ wird dabei derjenige Querschnitt der beiden Querschnitte gewählt, der - in Abhängigkeit von der Ventilstellung - den kleineren Querschnitt darstellt.

$$A_{RSF} < A_{\phi} \Rightarrow A_{GAÖ} = A_{RSF} \quad (6.42)$$

$$A_{\phi} < A_{RSF} \Rightarrow A_{GAÖ} = A_{\phi} \quad (6.43)$$

mit: A_{RSF} : Ringspaltfläche der Greiferansaugöffnung [m²]

A_{ϕ} : Kreisfläche der Greiferansaugöffnung [m²]

Die Tabelle 6.5 zeigt die berechneten Werte der charakteristischen Fläche.

Höhe der Ventilöffnung [mm]		2,5	5	7,5	10	15
Kreisfläche [mm ²]		1018	1018	1018	1018	1018
Mantelfläche [mm ²]		283	565	848	1131	1696
charakteristische Fläche [mm ²]		283	565	848	1018	1018

Tabelle 6.5: Charakteristische Fläche

Aus der charakteristischen Fläche kann in Verbindung mit der Formel (6.40) die mittlere Geschwindigkeit in der charakteristischen Fläche der Greiferansaugöffnung bestimmt werden (Tabelle 10.10).

Die Geschwindigkeit in der Greiferansaugöffnung hängt vom Volumenstrom und der Größe der charakteristischen Fläche ab. Die Geschwindigkeit ist um so größer, je größer der Volumenstrom und um so kleiner die charakteristische Fläche der Greiferansaugöffnung ist.

Mittels der Formel (6.41) auf der Seite 98 werden die $\zeta_{GAÖ}$ Werte berechnet, die in der Tabelle 10.11 dargelegt sind. Die $\zeta_{GAÖ}$ Werte sind hierbei nahezu konstant und weisen nur eine geringe Abhängigkeit vom Volumenstrom bzw. von der Höhe der Ventilöffnung auf. Aus der Literatur (s. z.B. [Spe]) ist bekannt, dass an Einsaugstellen bei schlecht abgerundeten bzw. scharfkantigen Öffnungen der $\zeta_{GAÖ}$ Wert in der Größenordnung von 1 liegt. Dies stimmt mit den gemessenen Werten recht gut überein.

Die in Bild 6.47 dargestellte gemessene Kurvenschar zeigt nichts anderes als den Druckverlust im Ventil infolge des Widerstandswertes $\zeta_{GAÖ}$ und der mittleren Geschwindigkeit. Das Bild 6.50 verdeutlicht diesen Zusammenhang graphisch.

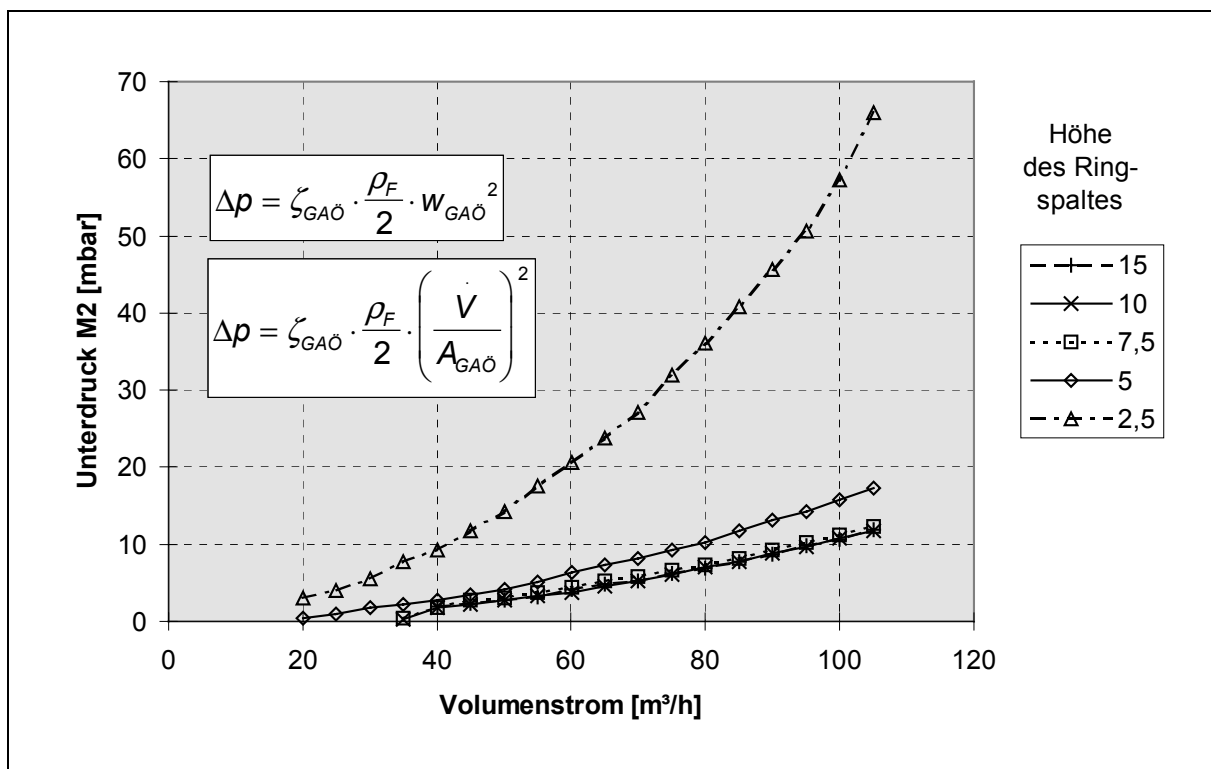


Bild 6.50: Alternative Darstellung der Messwerte aus dem Bild 6.47

Die gewonnenen Versuchsergebnisse können auf die Greifsituationen übertragen werden:

- Beim Halten treten bei Hohlkörpern ohne sekundäre Öffnungen nur sehr geringe Leckverluste auf (s. Kap. 6.1.1). Die gemessenen Leckverluste sind kleiner gleich $5 \frac{m^3}{h}$. Um die Druckverluste im Ventil - bei den vorliegenden Abmessungen der Versuchskörper - gering zu halten, würde eine Ringspalthöhe von h_{RS} gleich 2,5 mm ausreichen.
- Beim Greifen treten kurzzeitig beim Evakuieren des Hohlkörpers höhere Leckströme auf. Um die Druckverluste und damit die Evakuierungszeit gering zu halten, ist es sinnvoll, eine Ringspalthöhe größer 2,5 mm zu wählen. Ab einer Ringspalthöhe von 10 mm ist beim Versuchsgreifer keine signifikante Verringerung der Druckverluste mehr

festzustellen. Bei $h_{RS} = 10$ ist die Ringspaltfläche näherungsweise so groß wie die Durchmesserfläche (vgl. Tabelle 6.5). Die Widerstandsbeiwerte der Strömung durch die Kreis- und Mantelfläche der Ansaugöffnung müssen in einer ähnlichen Größenordnung liegen. Für geringe Druckverluste ist es sinnvoll, die Ringspalthöhe in etwa so zu wählen, dass die Ringspaltfläche und die Durchmesserfläche ähnlich groß sind.

Im Folgenden wird nun der zweiten Fragestellung nachgegangen, ob durch Messung des Unterdruckes an der Ventilunterseite das ordnungsgemäße Greifen eines Handhabungsobjektes überprüft werden kann. Eine ordnungsgemäße Überprüfung ist dann möglich, wenn die Messstelle an der Ventilunterseite (M1) ein Staupunkt ist. In diesem Fall kann es zu keiner Verfälschung des Messergebnisses durch den dynamischen Druck kommen. Um dies zu überprüfen, werden die Kombiversuchskörper VK1 bis VK 6 jeweils an den Versuchsgreifer manuell gehalten und dann gegriffen. Im gegriffenen Zustand wird überprüft, ob zwischen der Messstelle M1 und der Messstelle M2 eine Druckdifferenz vorliegt. Liegt keine Druckdifferenz vor, ist unter diesen Bedingungen die Messstelle M1 ein Staupunkt. Dann kann auf das ordnungsgemäße Greifen der Hohlkörper durch Unterdruckmessung an dieser Messstelle geschlossen werden - das Versuchsergebnis ist eindeutig. Bei den aufgeführten Versuchskörpern ist insgesamt mit dem am Versuchsstand I erzeugbaren Leckstrombereich auch bei Variation der Höhe des Ringspaltes keine signifikante Druckdifferenz messbar. Die Messstelle M1 ist also ein Staupunkt. Das Bild 6.51 zeigt die Strömung bei einem Greifer mit angesaugtem Versuchskörper.

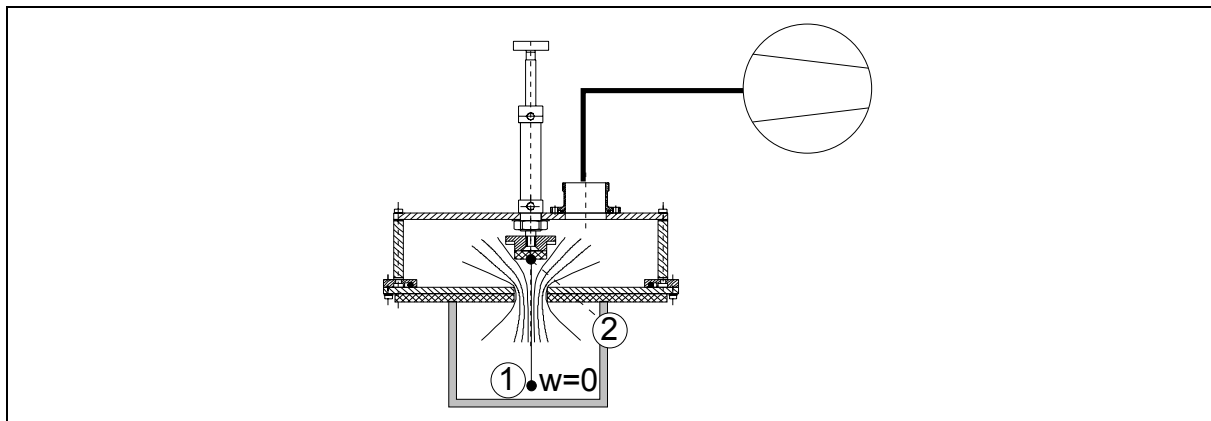


Bild 6.51: Angenommene Stromlinien im Greifer mit Handhabungsobjekt

Für die eingezeichnete Stromlinie mit den Punkten 1 und 2 wird die erweiterte Bernoulli-Gleichung aufgestellt.

$$p_{stat1} = p_{stat2} + p_{d2} + \zeta_{GAÖ} \cdot \frac{\rho_F}{2} \cdot w_{mGAÖ}^2 \quad (6.44)$$

Da die Leckströme bei angesaugtem ebenrandigen Hohlkörpern ohne sekundäre Öffnungen gering sind, $V < 5 \frac{m^3}{h}$ (vgl. Kap. 6.1.1), kann $\zeta_{GAÖ} \cdot \frac{\rho_F}{2} \cdot w_{mGAÖ}^2$ vernachlässigt werden. Es gilt:

$$p_{stat1} = p_{stat2} + p_{d2} \quad (6.45)$$

Der gemessene Unterdruck an der Ventilunterseite ist theoretisch also näherungsweise der Unterdruck im Hohlkörper.

Zur Überprüfung wurde der Unterdruck direkt im Hohlkörper an der Messstelle M3 gemessen. Dazu wurde ein Schlauch durch die offene Ansaugöffnung in den Hohlkörper gelegt. Bild 6.52 zeigt die Lage der Messstelle M3. Weitere Informationen können dem Kapitel 5.1.2 auf der Seite 44 entnommen werden.

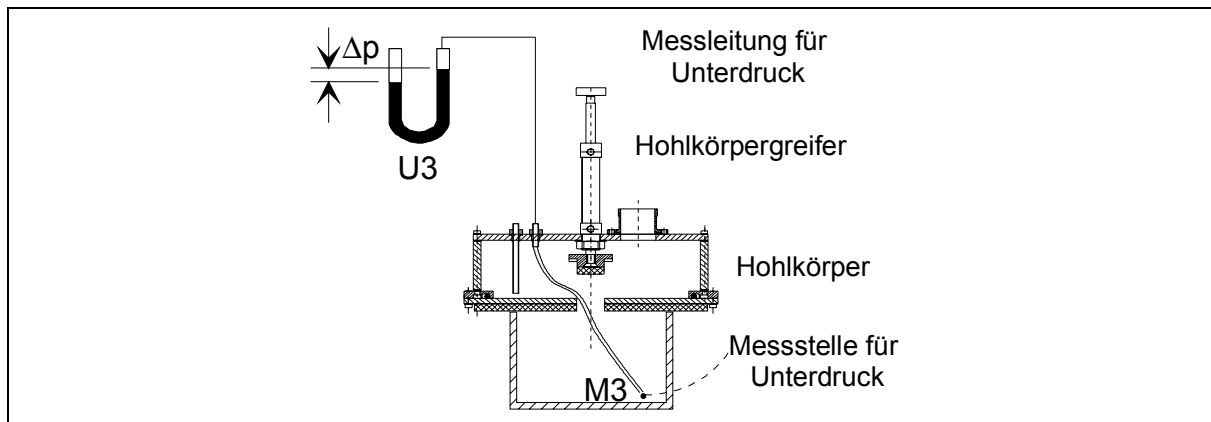


Bild 6.52: Messstelle M3 im Hohlkörper

Der Versuch bestätigte die Annahme, dass zwischen den Messstellen M1 und M3 - bei den gewählten Kombiversuchskörpern - keine signifikanten Druckdifferenzen festzustellen sind.

Es ist von Interesse, ob in Abhängigkeit von den Randbedingungen oder Hohlkörpereigenschaften eine Strömung im Ventil der Ansaugöffnung entstehen kann, so dass die Messstelle M1 kein Staupunkt ist und dadurch die Unterdruckmessung verfälscht wird. Die bislang verwendeten Hohlkörper erzeugten aufgrund eines ebenen Randes eine symmetrische Strömung im Ventil.

Wegen der Eigenschaften eines Staupunktes liegt die Vermutung nahe, dass ein Staupunkt nur dann an der Messstelle M1 entsteht, wenn die Strömung symmetrisch den Ventilteller umströmt. Um diese Vermutung zu überprüfen, wird am Ventilteller eine unsymmetrische Strömung erzeugt und dann an den Messstellen M1 und M2 überprüft, ob eine Druckdifferenz vorliegt. Eine unsymmetrische Strömung ist durch folgende Randbedingungen vorstellbar:

- unsymmetrische Randunebenheiten
- teilweises Abdecken der Ansaugöffnung durch den Hohlkörper

Das Bild 6.53 zeigt einen Hohlkörper mit unsymmetrischer Randunebenheit und einem beispielhaften Verlauf der Stromlinien.

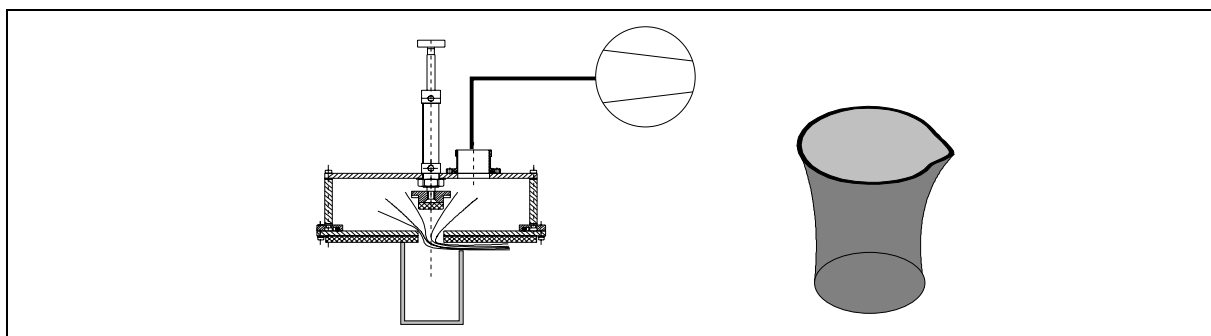


Bild 6.53: Hohlkörper mit unsymmetrischer Randunebenheit

Um diesen Verlauf der Stromlinien mit einem einfachen Versuchskörper reproduzieren zu können, wurde der in Bild 6.54 dargestellte Versuchskörper entwickelt.

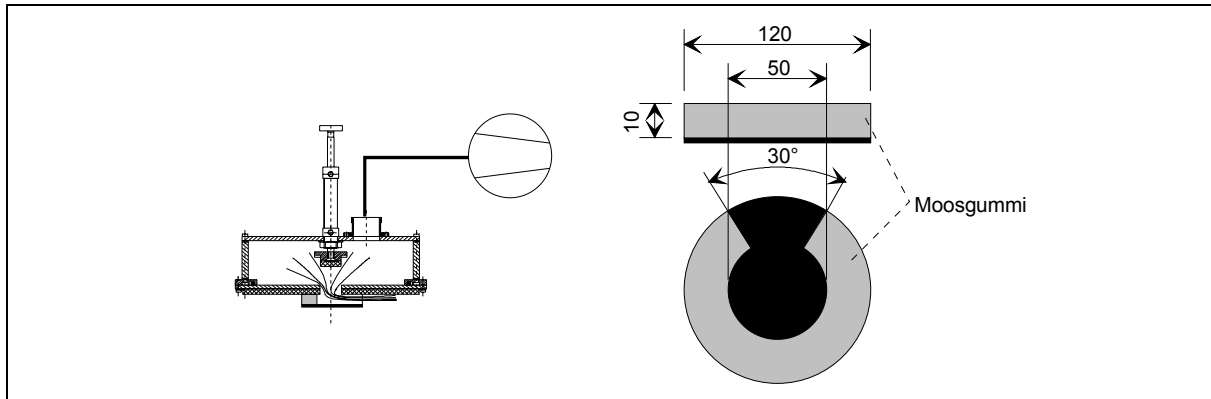


Bild 6.54: Versuchskörper mit asymmetrischer Randunebenheit

Das Bild 6.55 zeigt die im Versuch gemessene Druckdifferenz zwischen Messstelle M2 und M1.

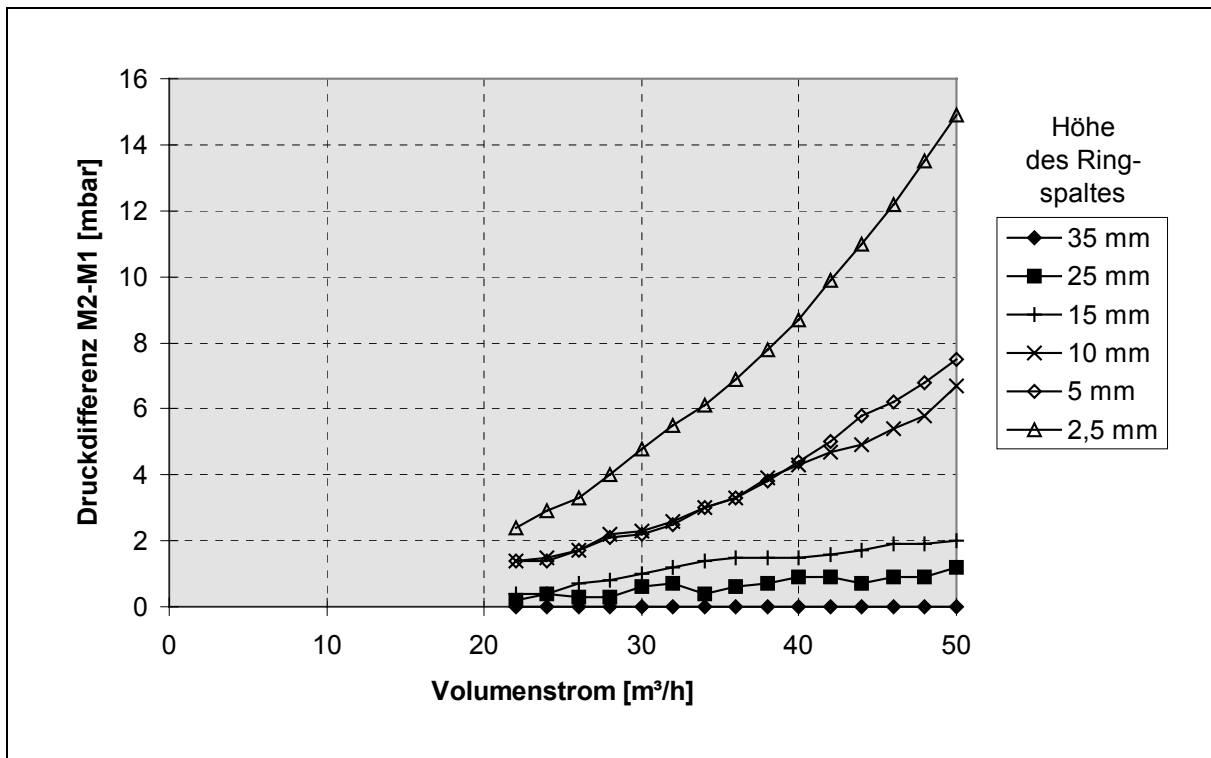


Bild 6.55: Druckdifferenz bei asymmetrischer Randunebenheit

Die Messergebnisse beweisen, dass wegen der asymmetrischen Strömung im Ventil Druckdifferenzen an der Messstelle M1 in Vergleich zu M2 vorliegen und somit an dieser Stelle kein Staupunkt existiert. Die Verfälschung des Messergebnisses ist abhängig von dem dynamischen Druckanteil, welcher durch die Fluidgeschwindigkeit an der Messstelle M1 verursacht wird. Mit steigendem Volumenstrom oder geringerer Ringspalthöhe wird die Verfälschung des Messergebnisses bzw. die Druckdifferenz größer.

Das Bild 6.56 zeigt den angenommenen Strömungsverlauf bei einer Ansaugöffnung, die nur teilweise durch einen Hohlkörper abgedeckt wird.

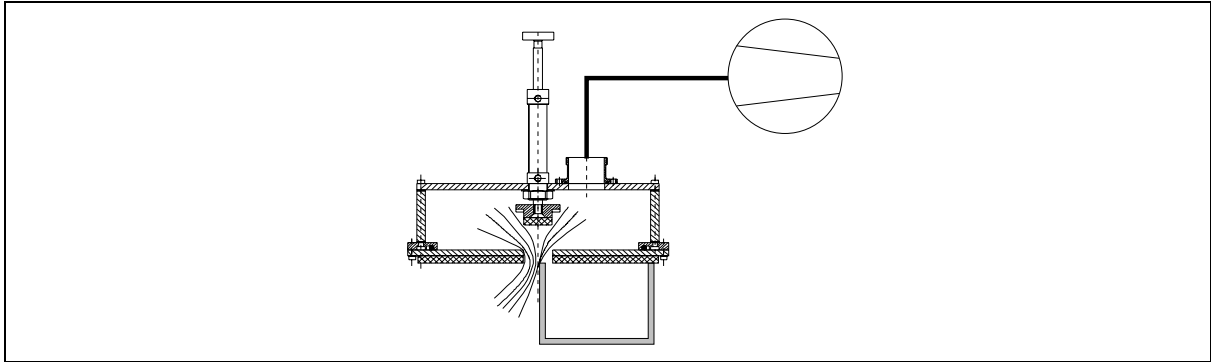


Bild 6.56: Strömungsverlauf bei teilweiser Abdeckung der Ansaugöffnung

Dieser Fall kann z.B. auftreten, wenn der zu greifende Hohlkörper vor dem Greifvorgang an einer falschen Stelle positioniert wurde oder die genaue Position des Handhabungsobjektes beim Greifvorgang nicht bekannt ist. Die Versuchsergebnisse in Bild 6.57 belegen, dass bei einer teilweisen Abdeckung der Ansaugöffnung die Messstelle M1 kein Staupunkt ist.

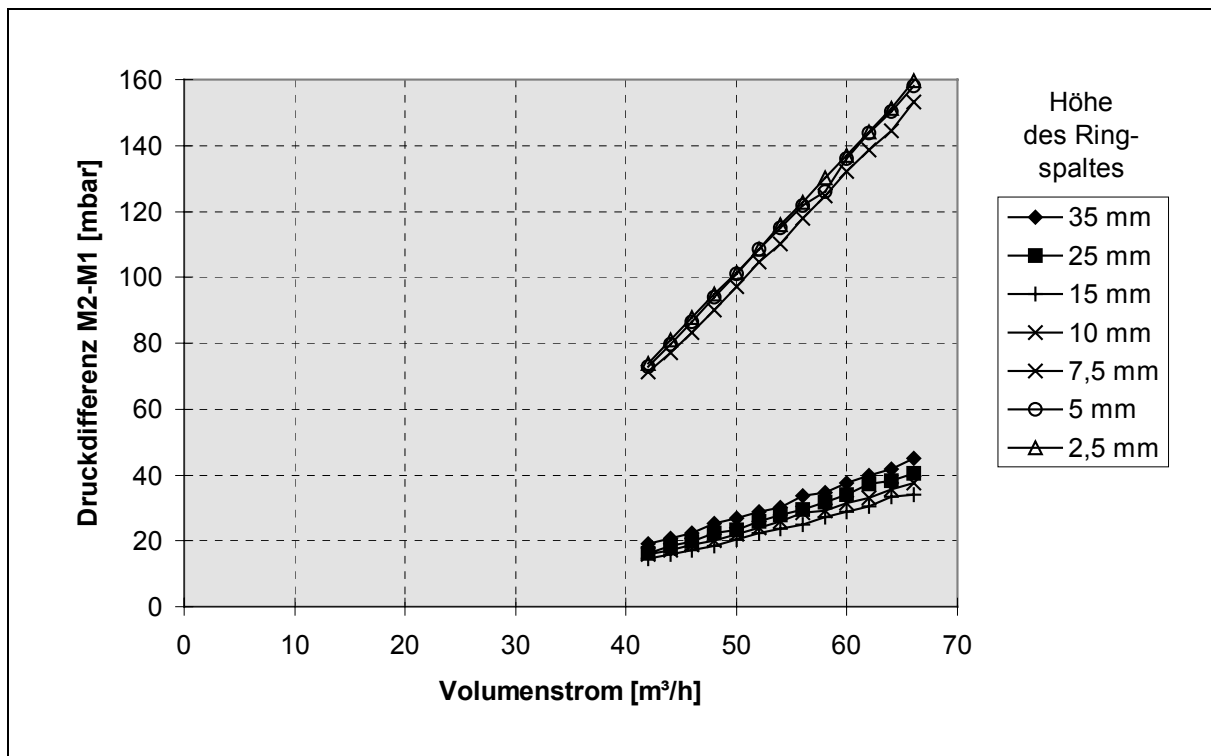


Bild 6.57: Druckdifferenz bei teilweiser Abdeckung

Die Druckdifferenz nimmt mit steigendem Volumenstrom und geringerer Höhe des Ringspaltes im Ventil zu. Diese Tendenzen sind analog zu den Versuchsergebnissen in Bild 6.55.

Die in diesem Unterkapitel durchgeführten Versuche mit den gewonnenen Versuchsergebnissen lassen Rückschlüsse auf die benötigte Druckmesstechnik zur Greifkontrolle für real ausgeführte Greifer zu. Bei den Aussagen muss differenziert werden, ob eine symmetrische oder asymmetrische Strömung im Ventil vorliegt.

Ist die Messstelle M1 aufgrund der vorliegenden Randbedingungen bzw. der Hohlkörpereigenschaften ein Staupunkt, reicht zur Druckmessung ein einstellbarer Drucksensor aus, der beim Erreichen des vorgegebenen Unterdruckes ein binäres Signal gibt. Null-Signal bedeutet

dann beispielsweise, dass kein Hohlkörper gegriffen wurde, während Eins-Signal ein ordnungsgemäßes Greifen zeigt. Anders ist dies bei asymmetrischer Strömung im Ventil. Diese könnte - wie bereits geschildert - dadurch entstehen, dass ein Hohlkörper nicht korrekt unter einer Ansaugöffnung positioniert ist und somit eine Ansaugöffnung nur teilweise abdeckt. Bei Verwendung eines binären Drucksensors würde - je nach eingestelltem Schwellwert, in Verbindung mit dem Grad der Abdeckung der Ansaugöffnung - Null- oder Eins-Signal gegeben. Eine sinnvolle Einstellung ist folglich unter allen Umständen nicht mehr gewährleistet. Um diesen Fall richtig erkennen zu können, wird ein Drucksensor benötigt, der ein Analogsignal des Unterdruckes liefert. Durch Auswertung des Analogsignals kann direkt auf den vorliegenden Unterdruck geschlossen werden. Damit ist die in Bild 6.58 dargestellte Logik der Fallunterscheidung möglich.

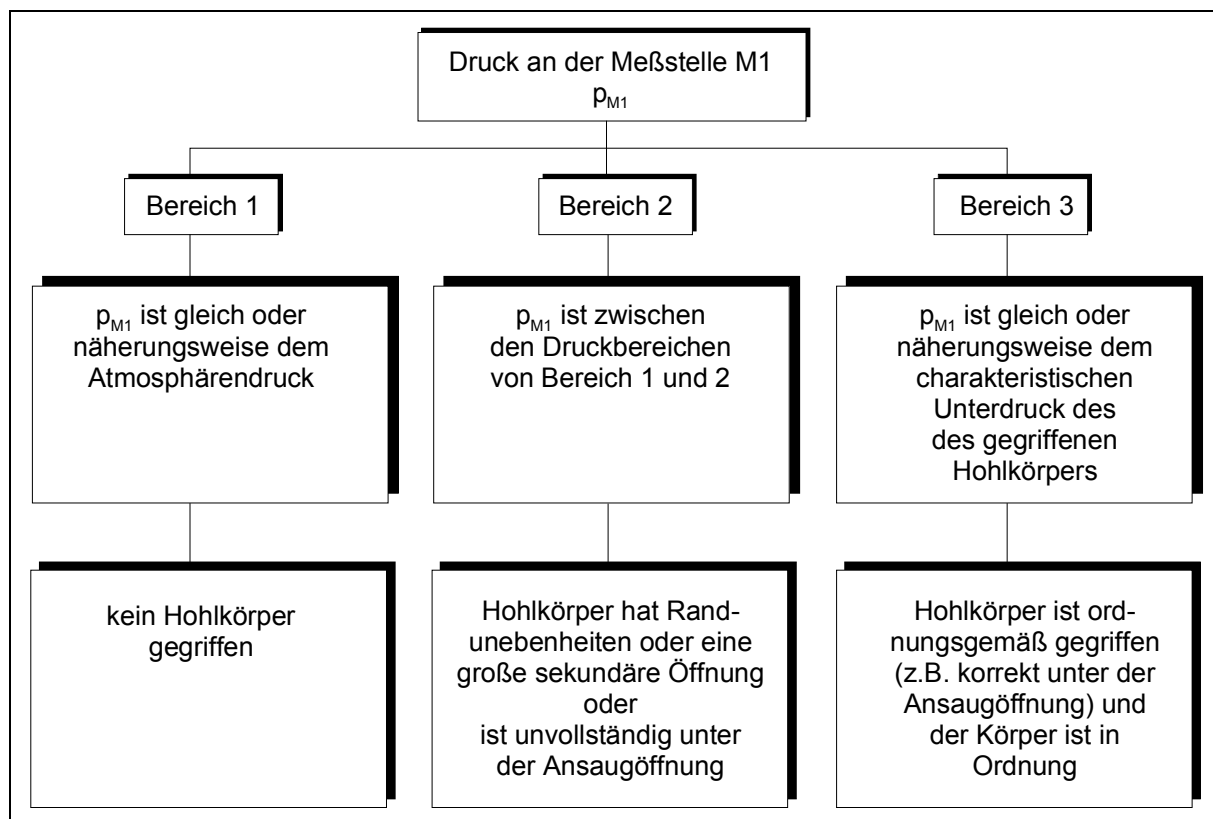


Bild 6.58: Fallunterscheidung mittels analogem Drucksensor³⁰

Der sensortechnische Aufwand ist für die Lösung mit binärem oder analogem Signal als gleichwertig einzustufen, da die handelsüblichen Sensoren meist sowohl ein binäres als auch ein analoges Signal abgeben (s. [Sch]). Der Aufwand für die Steuerung ist bezüglich der Auswertung und der Kosten für die analoge Lösung wesentlich größer als für die binäre Lösung. Bei einem Realisierungsfall muss somit abgewägt werden, ob es aufgrund der vorliegenden Randbedingungen und Hohlkörper nötig ist, eine analoge Auswertung vorzunehmen, oder ob eine binäre Auswertung ausreicht.

Zusammenfassend lässt sich festhalten:

1. Geringe Druckverluste werden am Ventil der Ansaugöffnungen erzielt, wenn der Durchmesser der Öffnung ausreichend groß und die Ringspaltfläche etwa so groß wie die Durchmesserfläche ist.

³⁰ Im Bereich 1 ist p_{M1} gleich dem Atmosphärendruck, wenn der Druckverlust in der Ansaugöffnung vernachlässigbar ist.

2. Das ordnungsgemäße Greifen kann durch eine Unterdruckmessung an der Messstelle M1 überprüft werden.

6.2 Dynamische Experimente

Das Ziel der dynamischen Versuchsreihen ist die Klärung des Einflusses von vertikaler oder horizontaler Beschleunigung auf den Haltevorgang von dem Greifsystem. Die bei der Beschleunigung entstehenden Trägheitskräfte, müssen bei der Berechnung des Grenzdruckes berücksichtigt werden. Die Versuche dienen zur Überprüfung des in Kapitel 4.2 aufgestellten Kräfte Modells bezüglich der Einflüsse durch Beschleunigung.

Für die dynamischen Versuchsreihen wird ausschließlich der Versuchsstand II eingesetzt, da mit dem Roboter der Greifer vertikal oder horizontal beschleunigt werden kann.

6.2.1 Messreihe vertikale Beschleunigung

Bei diesen Messreihen wird der Versuchskörper vertikal beschleunigt und bei den vier Beschleunigungen 0 %, 45 %, 67 % und 90 % der Grenzdruck gemessen. Die Steuerung der Beschleunigung erfolgt durch die Robotersteuerung.

Aus Messungen am „ROMEO“ ist bekannt, dass bis 90 % Beschleunigung der vorgegebene Wert recht gut mit dem real gemessenen Wert übereinstimmt (s. [Jün97]). Bei 100 % vertikaler Beschleunigung würde theoretisch eine Beschleunigung von $1,33 \text{ m/s}^2$ erzielt. Der Beschleunigungswert 0 % entspricht einer statischen Messung ohne irgendwelche Bewegung. 45 % wird als unterer Wert der Beschleunigung gewählt, weil es einerseits die Hälfte von 90 % ist und andererseits damit die Beschleunigung noch so groß ist, dass durch sie eine relativ gut messbare Veränderung erzielt wird. 67 % ist der Mittelwert von 45 % und 90 %. Da eine Gerade durch zwei Punkte definiert ist, kann bei drei Messwerten überprüft werden, ob der Zusammenhang linear ist.

Bei den vertikalen Versuchen wird der Versuchsgreifer aus einer unteren in eine obere Endlage bewegt. Dabei wird am Anfang der Bewegung der Versuchskörper von der „Erde“ weg beschleunigt. Zur Erdbeschleunigung kommt dann eine zusätzliche vertikale Beschleunigung hinzu.

Bei der Versuchsdurchführung wird an der Robotersteuerung die Beschleunigung vorgegeben. Der Unterdruck wird schrittweise reduziert, bis beim Bewegungsablauf des Roboters der Versuchskörper abreißt. Der dynamische Grenzdruck bei den vertikalen Versuchen ist der Grenzdruck, wo der jeweilige Versuchskörper bei der vorgegebenen vertikalen Beschleunigung gerade noch gehalten wird.

Das Bild 6.59 auf der Seite 106 zeigt auf einem Foto die vertikale Bewegung als Doppelbelichtung.

Die Herleitung der Formel für den theoretischen Grenzdruck erfolgte bereits in Kapitel 4.2. Es gilt:

$$\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + m_H \cdot (g + a_z)}{A_{Wirk}} \quad (4.7)$$



Bild 6.59: Vertikale Bewegung

Für den Grenzdruck bei statischer Bewegung gilt:

$$\Delta p_{StatGrenz} = \frac{F_{DichtStatGrenz}(\Delta p_{StatGrenz}) + m_H \cdot g}{A_{Wirk}} \quad (4.4)$$

Die Formeln (4.4) und (4.7) unterscheiden sich nur in der unterschiedlich großen Dichtkraft und dem Term $\frac{m_H \cdot a_z}{A_{Wirk}}$. Bei den vorliegenden Versuchsbedingungen ändert sich die Dichtkraft infolge der vertikalen Beschleunigung nur geringfügig. Es kann daher mit sehr guter Näherung für $F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz})$ in die Formel (4.7) der Term $F_{DichtStatGrenz}(\Delta p_{StatGrenz})$ eingesetzt werden.

$$\Delta p_{HGrenz} \approx \frac{F_{DichtStatGrenz}(\Delta p_{StatGrenz}) + m_H \cdot (g + a_z)}{A_{Wirk}} \quad (6.46)$$

Die Formel (4.4) eingesetzt in Formel (6.46) ergibt:

$$\Delta p_{HGrenz} \approx \Delta p_{StatGrenz} + \frac{m_H \cdot a_z}{A_{Wirk}} \quad (6.47)$$

Mittels dieser Formel erfolgt die Auswertung der vertikalen Versuche.

Das Gewicht des Kombiversuchskörpers kann durch zwei Zusatzgewichte variiert werden. Bei den dynamischen Versuchen werden die Zusatzgewichte immer nur mittig (zentral) in Bezug auf den Hohlkörper befestigt (s. Tabelle 6.6). In diesem Kapitel soll nur der dynamische Einfluss ermittelt werden und nicht, wie in Kapitel 6.1.5, der Einfluss von außermittigen Zusatzgewichten.

Möglichkeit	Anzahl der Zusatzgewichte
1.	0 Zusatzgewichte
2.	1 Zusatzgewicht mittig
3.	2 Zusatzgewichte mittig

Tabelle 6.6: Gewichtskombinationen der Versuchskörper (dynamische Versuche)

Aus den vier Beschleunigungswerten - in Kombination mit den drei Gewichtsvariationen - ergeben sich pro Greifer 12 Messwerte. Bei fünf Greifern und zwei Unterdruckerzeugern (Ejektors und Vakuumpumpe) ergeben sich somit zahlreiche Messwerte. Bei Verwendung des Ejektors wird die Bestimmung des Grenzdruckes auf die Dichtung 5 eingeschränkt, da die Dichtungen 1 bis 4 große Leckströme aufweisen und daraus bei Verwendung des Ejektors ein Verhalten mit langer Zeitkonstante resultiert (s. Kap. 6.1.2, Tabelle 6.2 auf der Seite 69 und Kap. 7.3 auf der Seite 136).

Aufgrund der Tatsache, dass es in diesem Unterkapitel um die Analyse des Einflusses der vertikalen Bewegung und nicht um die Materialeigenschaften der verwendeten Dichtungen geht, reicht - wie die weitere Auswertung zeigt - die gewählte Auswahl einer geringen Anzahl an Messwerten aus. Diese Messwerte sind in Tabelle 10.12 (s. Seite 193) dargestellt.

In dieser Tabelle sind jeweils die 12 Messwerte (Kombinationen aus Beschleunigung und Gewicht) bei Verwendung der Vakuumpumpe und des Hohlkörperdurchmessers 72 mm für Dichtung 1 (Greifer1) und Dichtung 5 (Greifer 5) aufgeführt. Zusätzlich werden 4 Messwerte bei Verwendung des Ejektors, der Dichtung 5 und mit zwei Zusatzgewichten angegeben. Die Ejektormesswerte haben dabei zum Ziel, den Einfluss des Saugvermögens zu dokumentieren.

Das Bild 6.60 zeigt die ersten 12 Messwerte der Tabelle 10.12 für die Variante Vakuumpumpe, Hohlkörperdurchmesser 72 mm und Greifer 1.

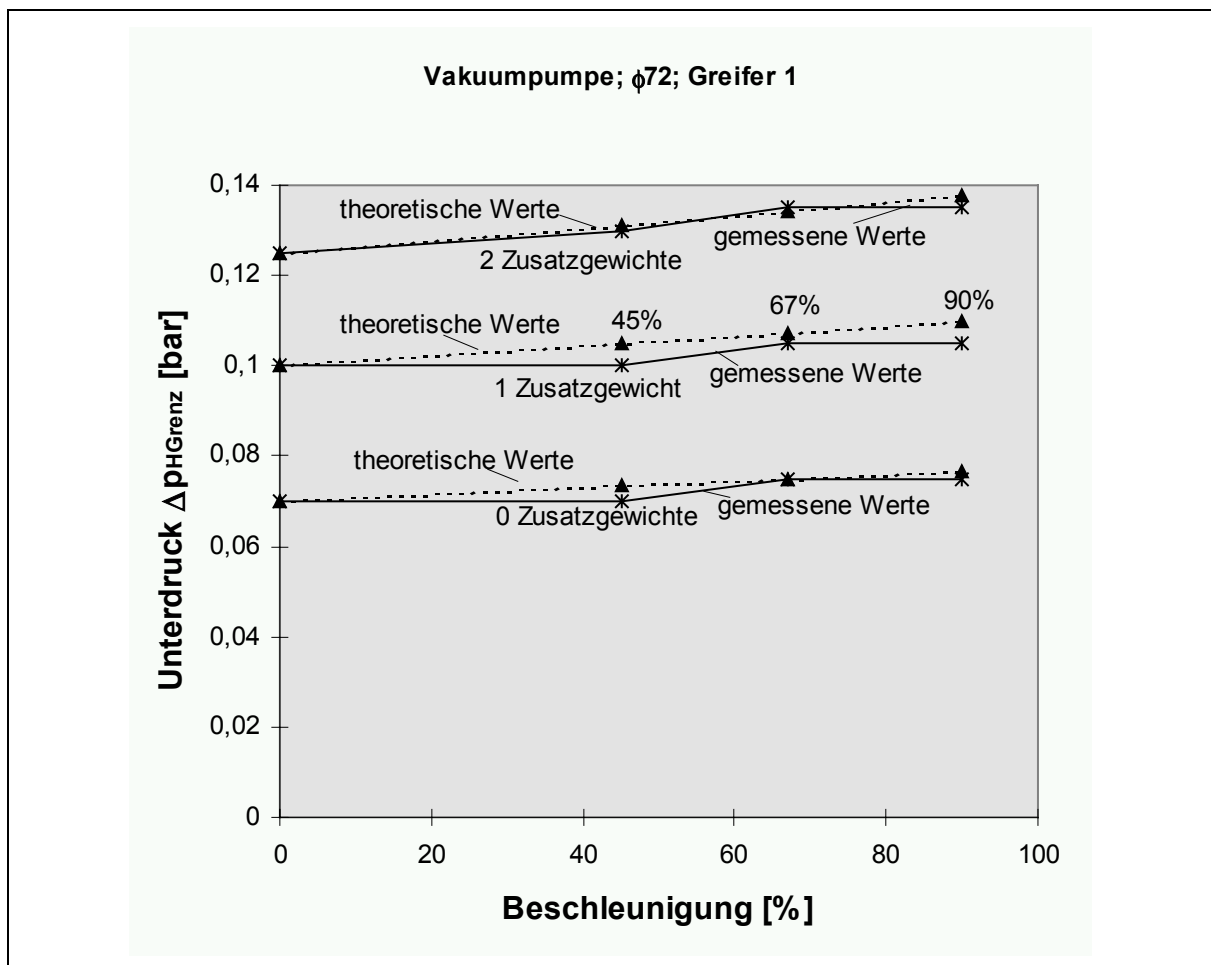


Bild 6.60: Messwerte Variante Vakuumpumpe, Hohlkörperdurchmesser 72 mm und Greifer 1

Eingezeichnet sind jeweils die gemessenen und die theoretisch berechneten Grenzdrücke bei den vier Beschleunigungen (0 %, 45 %, 67 % und 90 %) bei den 3 Versuchskörpergewichten (0, 1 und 2 Zusatzgewichte). Das Bild 6.60 zeigt, dass die Abweichungen zwischen den gemessenen Werten und den theoretisch berechneten Werten gering sind. Diese Abweichungen sind wohl im Wesentlichen auf die Verwendung der minimalen Dichtkraft des statischen Falles in Formel (6.46) – was eine Näherung ist –, Messfehler sowie Beschleunigungsfehler des Roboters zurückzuführen.

Da die Abweichungen zwischen den Messwerten und den theoretisch berechneten Werten gering ist, kann daraus gefolgert werden, dass das Kräftemodell für die vertikale Bewegung qualitativ korrekt ist.

Das Bild 6.61 zeigt die zweiten 12 Messwerte der Tabelle 10.12 für die Variante Vakuumpumpe, Hohlkörperdurchmesser 72 mm und Greifer 5.

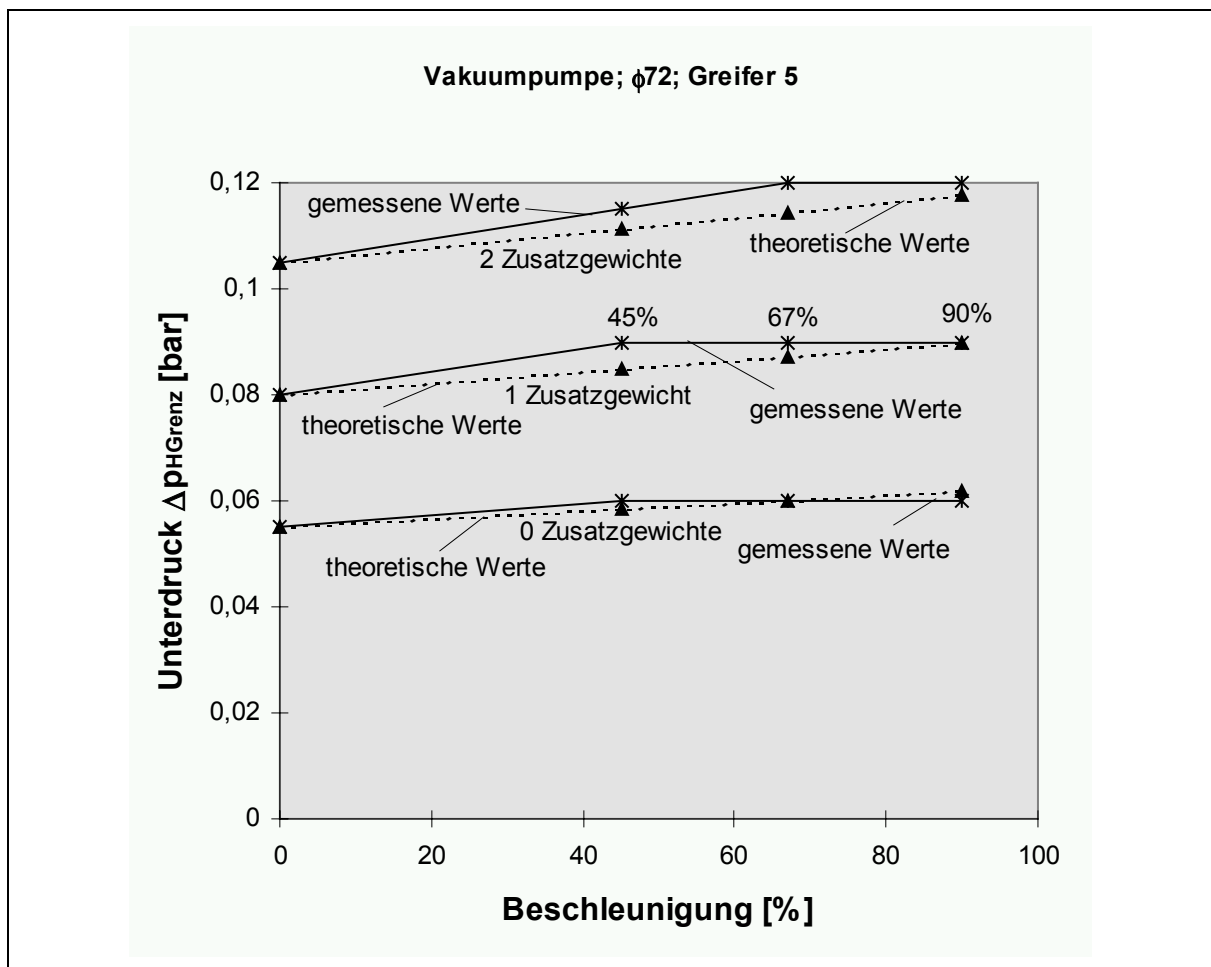


Bild 6.61: Messwerte Variante Vakuumpumpe, Hohlkörperdurchmesser 72 mm und Greifer 5

Auch die Auswertung der graphischen Darstellung dieser Messwerte führt zu Aussagen, die denen im Bild 6.60 analog sind.

Der einzige wesentliche Unterschied sind die geringen statischen Grenzdrücke $\Delta p_{\text{StatGrenz}}$ bei der Dichtung 5 im Verhältnis zur Dichtung 1, was sich in einem Versatz der theoretisch

berechneten Werte, die auf einer Geraden liegen, nach unten in Richtung auf die x-Achse äußert.

Die theoretisch berechneten Werte müssen auf einer Geraden liegen, weil - wie in Formel (6.47) auf der Seite 106 zu sehen ist - der Grenzdruck Δp_{HGrenz} proportional zur Beschleunigung a_z ist.

Da der Einfluss der Werkstoffeigenschaften der Flachdichtung in dem Kapitel 6.1.2 ermittelt worden ist, wird auf die Messwerte der Dichtungen 2 bis 4 an dieser Stelle verzichtet.

Das Bild 6.62 zeigt für die Variante Hohlkörperdurchmesser 72 mm, Greifer 5 und 2 Zusatzgewichte einen Vergleich der gemessenen und theoretisch berechneten Werte bei Einsatz des Ejektors und der Vakuumpumpe.

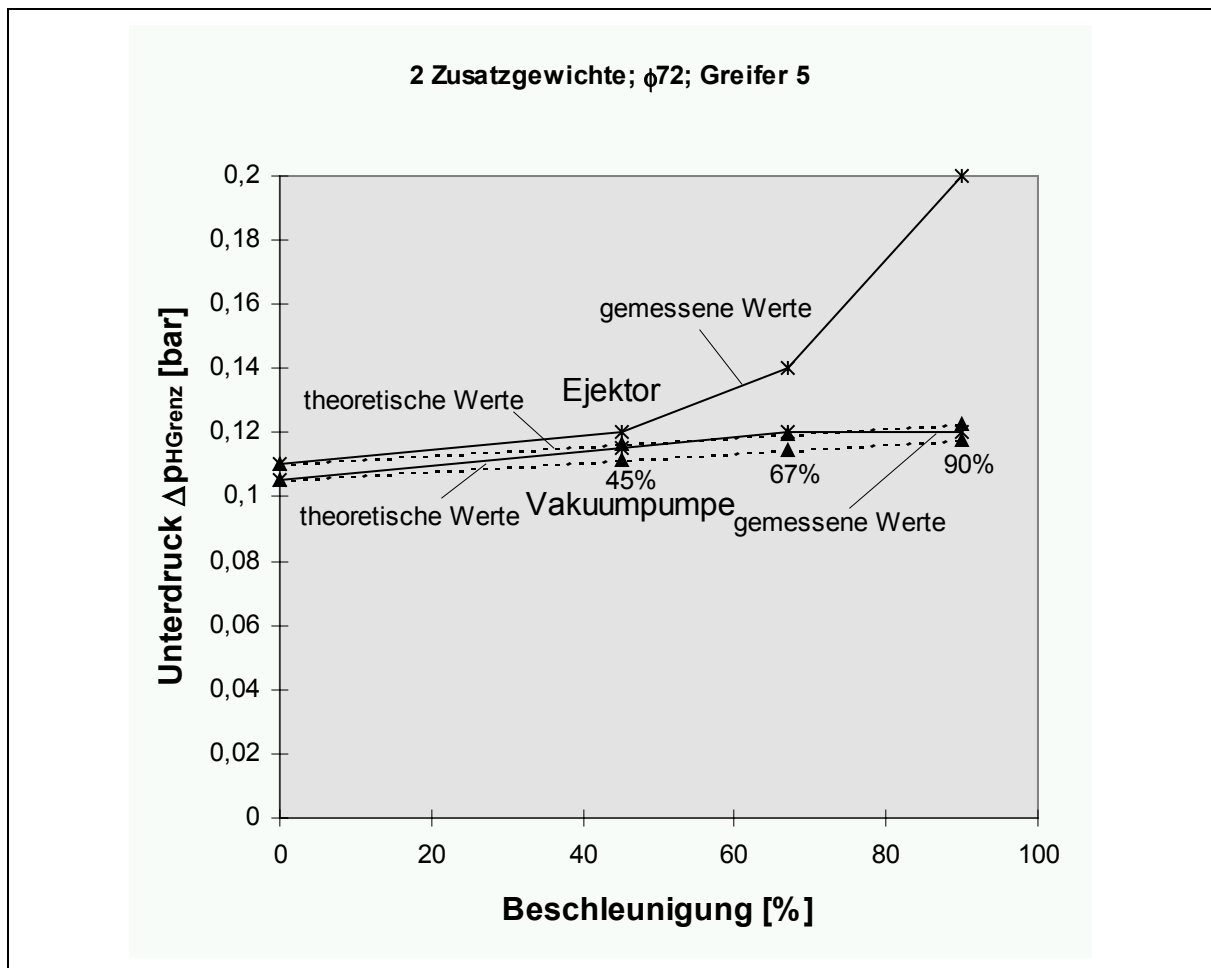


Bild 6.62: Messwerte Variante Vakuumpumpe oder Ejektor, Hohlkörperdurchmesser 72 mm, Greifer 5 und 2 Zusatzgewichte

Während die gemessenen und theoretisch berechneten Werte bei der Vakuumpumpe recht gut übereinstimmen, ist beim Ejektor mit Zunahme der Beschleunigung eine extreme Abweichung zwischen den gemessenen und den theoretisch berechneten Werten festzustellen. Dies muss in den unterschiedlichen Eigenschaften der Unterdruckerzeuger begründet sein. Die Ursachen für diese Abweichung werden in Kapitel 7 analysiert und erklärt.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass durch die vertikalen Messungen für das Kräftemodell mit vertikaler Bewegung eine qualitative Bestätigung erfolgte.

6.2.2 Messreihe horizontale Beschleunigung

Bei den horizontalen Versuchen wird der Einfluss der horizontalen Beschleunigung auf den dynamischen Grenzdruck bestimmt. Am Versuchsstand II wird ein gegriffener Hohlkörper mittels des Roboters „ROMEO“ horizontal verfahren und dabei beschleunigt. Bild 6.63 zeigt als Dreifachbelichtung die horizontale Bewegung.



Bild 6.63: Horizontale Bewegung

Der verwendete Roboter „ROMEO“ ermöglicht eine maximale horizontale Beschleunigung von knapp $3,6 \text{ m/s}^2$. Entscheidend für den Einfluss auf den dynamischen Grenzdruck infolge der horizontalen Beschleunigung ist das erzeugte Drehmoment. Dessen Größe hängt vom Abstand des Schwerpunktes des Handhabungsobjektes in z-Richtung l_{Sz} und der horizontalen Beschleunigung a_x ab. Für das Drehmoment M gilt:

$$M = m_H \cdot a_x \cdot l_{Sz} \quad (6.48)$$

mit: M : Drehmoment [Nm]

m_H : Masse Hohlkörper (Schwerpunkt zentrisch unter Hk.-Loch) [kg]

a_x : horizontale Beschleunigung [m/s^2]

l_{Sz} : Strecke Lochrand / Schwerpunkt des Hohlkörpers [m]

Eine Möglichkeit, den dynamischen Einfluss bei den Versuchen im Verhältnis zu den statischen Einflüssen auf den Grenzdruck zu erhöhen, ist die Verwendung eines Versuchskörpers mit relativ großem l_{Sz} . Der dynamische Einfluss wird zusätzlich vergrößert, wenn der Versuchskörper eine relativ geringe Hohlkörperöffnung aufweist. Dies führt zu einer geringen Stützwirkung des Randes der Hohlkörperöffnung auf die Flachdichtung. Der Abstand $\Delta l_{\text{Dichtzus}}$ wird dadurch geringer. In Kapitel 4.2.3 ist für die horizontale Bewegung die Formel (4.16) hergeleitet worden. Wird anstelle von $r_{\text{Rand}} / 2$ der Abstand $\Delta l_{\text{Dichtzus}}$ eingefügt, ergibt sich:

$$\Delta p_{\text{HGrenz}} = \frac{F_{\text{DichtGrenz}}(\Delta p_{\text{HGrenz}}) + \frac{m_H \cdot a_x \cdot l_{Sz}}{\Delta l_{\text{Dichtzus}}} + m_H \cdot g}{A_{\text{Wirk}}} \quad (6.49)$$

Zur Unterscheidung der Messwerte und der theoretisch berechneten Werte wird für die theoretischen Grenzdrücke - wie im Kapitel 6.1.5 bereits verwendet - Folgendes geschrieben:

$$\Delta p_{HGrenz_theo} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + \frac{m_H \cdot a_x \cdot l_{Sz}}{\Delta l_{Dichtzus_theo}} + m_H \cdot g}{A_{Wirk}} \quad (6.50)$$

Analog zu Kapitel 6.2.1 wird die Formel (4.4) in die obige Formel eingesetzt.

$$\Delta p_{HGrenz_theo} \approx \Delta p_{StatGrenz} + \frac{m_H \cdot a_x \cdot l_{Sz}}{A_{Wirk} \cdot \Delta l_{Dichtzus_theo}} \quad (6.51)$$

Mittels dieser Formel erfolgt die Auswertung der horizontalen Versuche. Der erste Term der Formel (6.51) stellt hierbei den statischen Einfluss dar, während der zweite Term der Formel den dynamischen Einfluss repräsentiert. Der Einfluss von $\Delta l_{Dichtzus_theo}$ im zweiten Term verhält sich dabei umgekehrt proportional in Bezug auf den dynamischen Anteil des Grenzdruckes. Dieser ist um so größer, je geringer $\Delta l_{Dichtzus_theo}$ ist. Das Bild 6.64 verdeutlicht die wichtigsten Größen der Formel (6.51).

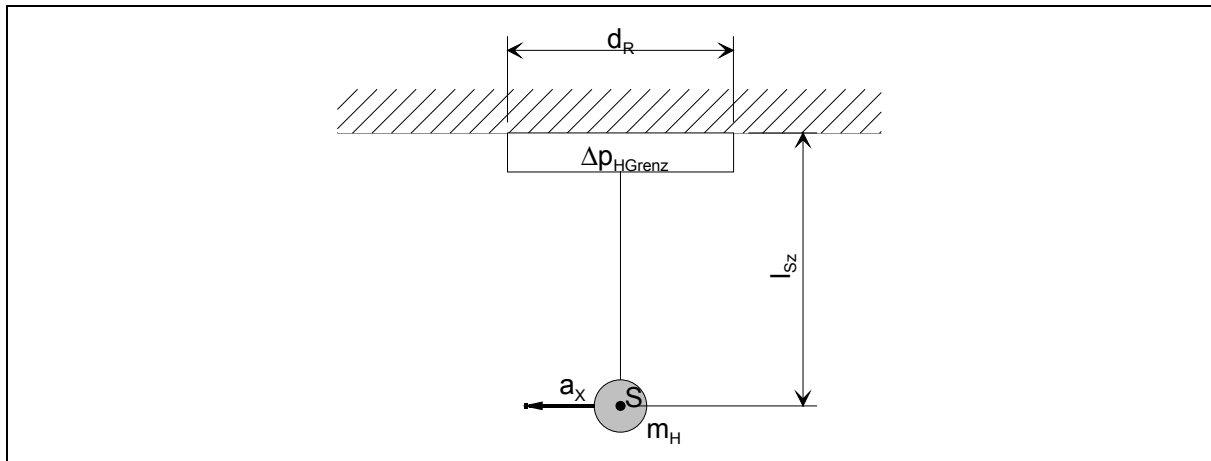


Bild 6.64: Kenngrößen bei der horizontalen Bewegung

Unter diesen Gesichtspunkten werden für die horizontalen Versuche die folgenden Versuchskörper ausgewählt:

- VK1, VK2, VK3
- VK7, VK8, VK9

Die Versuchskörper VK1 bis VK3 weisen mit einem Durchmesser von 47 mm eine relativ geringe Hohlkörperöffnung auf. Zusätzlich ist der Abstand l_{Sz} des Schwerpunktes in z-Richtung zum Hohlkörperperrand mit Werten von 146 bis 160 mm relativ groß. Der dynamische Einfluss auf den Grenzdruck ist daher bei der Verwendung der Versuchskörper VK1, VK2 und VK3 stark ausgeprägt.

Anders ist dies bei den Versuchskörpern VK7, VK8 und VK9. Mit einem Hohlkörperöffnungsdurchmesser von 95 mm und einem l_{Sz} im Bereich von 53 bis 65 mm ist bei VK7 bis VK9 der dynamische Einfluss auf den Grenzdruck wesentlich geringer als bei VK1 bis VK3.

Weitergehende Informationen zu den Abmessungen und zur Berechnung des Abstandes l_{Sz} beinhaltet die Tabelle 10.13 (s. Seite 194).

Das Bild 6.65 zeigt die Abmessungen und Gewichte des Kombiversuchskörpers.

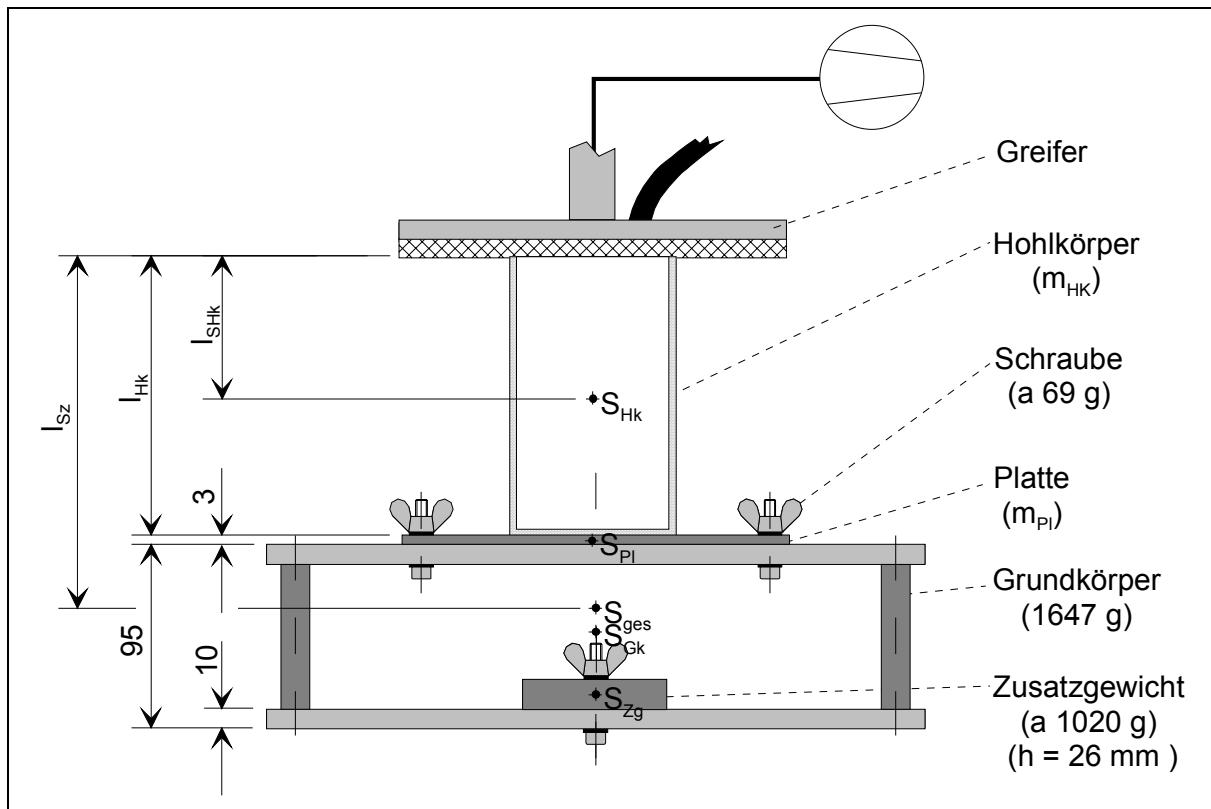


Bild 6.65: Abmessungen am Kombiversuchskörper

Als Unterdruckerzeuger werden bei den horizontalen Versuchen - wie auch schon bei den vertikalen Versuchen - die Vakuumpumpe und der Ejektor eingesetzt. Die Vakuumpumpe weist gegenüber dem Ejektor den Vorteil auf, dass ein recht großer Druckbereich eingestellt werden kann³¹ und dass durch das verhältnismäßig große Saugvermögen der statische Einfluss auf den Grenzdruck gering ist. Auf diesen Zusammenhang wird aber erst bei der Auswertung weiter eingegangen.

Eine Übersicht über die Versuche mit der Vakuumpumpe ist in Tabelle 10.14 auf der Seite 194 zu finden. Dabei wurden jeweils bei den Versuchskörpern mit den Durchmessern 47,2 mm und 95,7 mm alle fünf Dichtungen mit 0, 1 und 2 Zusatzgewichten bei 45 %, 67 % und 90 % Beschleunigung gemessen. In der Tabelle stehen neben den gemessenen Werten die theoretischen Werte, die nach der Formel (6.51) auf der Seite 111 bestimmt worden sind. Die Tabelle 10.15 zeigt die prinzipielle Berechnung der theoretischen Werte.

Wie aus Tabelle 10.14 zu entnehmen ist, steht bei einigen Messungen „nicht messbar“. Beim Durchmesser 47,2 mm betrifft dies die Messwerte der Dichtungen 4 und 5 bei zwei Zusatzgewichten und 90 % Beschleunigung. Die Vakuumpumpe war in diesen Fällen nicht in der Lage, den nötigen Grenzdruck aufzubringen. Bei dem Versuchskörper mit Durchmesser 95,7 mm sind die „nicht messbaren“ Messwerte darauf zurückzuführen, dass an der Vakuumpumpe der Unterdruck nicht hinreichend gering eingestellt werden konnte.

Das Bild 6.66 zeigt die theoretisch berechneten Werte für Durchmesser 47 mm und Dichtung 5. Zudem können aus dieser Abbildung die zwei Anteile, aus denen sich der Grenzdruck zusammensetzt, analysiert werden.

³¹ Dies ist nicht im Allgemeinen so, sondern in den Eigenschaften der real vorliegenden Geräte begründet.

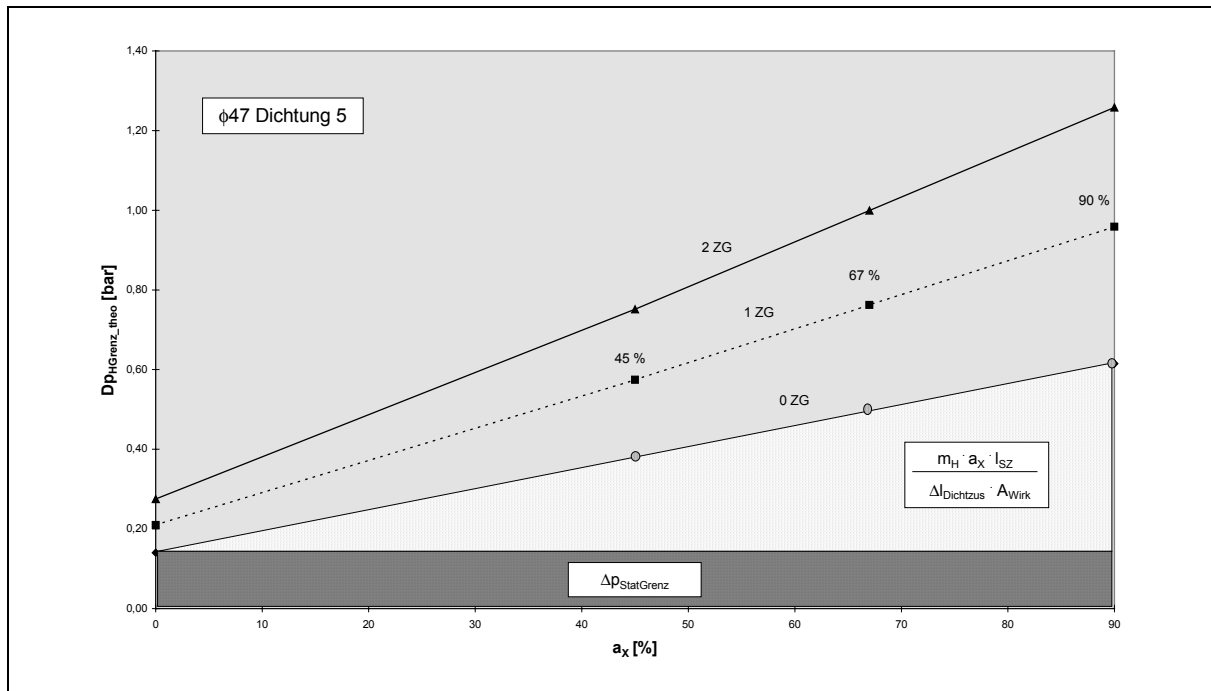


Bild 6.66: Theoretische Werte bei horizontaler Beschleunigung

Der Grenzdruk bei 0 % Beschleunigung ist $\Delta p_{StatGrenz}$. Der erste Term der Formel (6.51) ist der statische Anteil.

Der zweite Term der Formel (6.51) stellt sich in dem Diagramm als „keilförmige Zunahme“ dar. Dies ist der dynamische Anteil.

Der statische Anteil ($\Delta p_{StatGrenz}$) hängt in diesem Fall (Bild 6.66) nur von dem Gewicht des jeweiligen Kombiversuchskörpers (Anzahl der Zusatzgewichte) ab. Der Einfluss der Dichtung wird an dieser Stelle nicht betrachtet. Der dynamische Anteil hängt von der Beschleunigung sowie der Anzahl der Zusatzgewichte ab. Mit Zunahme der Beschleunigung oder der Anzahl der Zusatzgewichte erhöht sich das aus der Beschleunigung resultierende Drehmoment und damit der dynamische Grenzdruk. Um den Einfluss der Art der Dichtung auf den dynamischen Grenzdruk besser erfassen zu können, werden die Messwerte für den Versuchskörper mit einem Durchmesser von 47 mm bei den fünf verschiedenen Dichtungen in Bild 6.67 auf der Seite 114 graphisch dargestellt.

Zur besseren Übersicht sind die Messwerte für die einzelnen Dichtungen bei konstanter Beschleunigung durch Geradenstücke verbunden. Bei den Dichtungen 4 und 5 ist zu beachten, dass bei 90 % und zwei Zusatzgewichten jeweils die Messwerte fehlen, weil die Vakuumpumpe in diesen Fällen nicht den nötigen Grenzdruk erreichte.

Das Bild 6.67 zeigt, dass je weicher die verwendete Flachdichtung ist, auch der Grenzdruk geringer ist und damit die dynamische horizontale Belastung besser aufgenommen wird.

Das Verhalten beim Kombiversuchskörper mit einem Durchmesser von 47 mm erinnert bei den horizontalen dynamischen Versuchen stark an die gewonnenen Ergebnisse mit außermittigem Zusatzgewicht. In beiden Fällen sind die gemessenen Grenzdrukke geringer als die theoretisch berechneten und nehmen zudem mit geringerer Härte der Dichtung ab.

6. Experimentelle Versuche

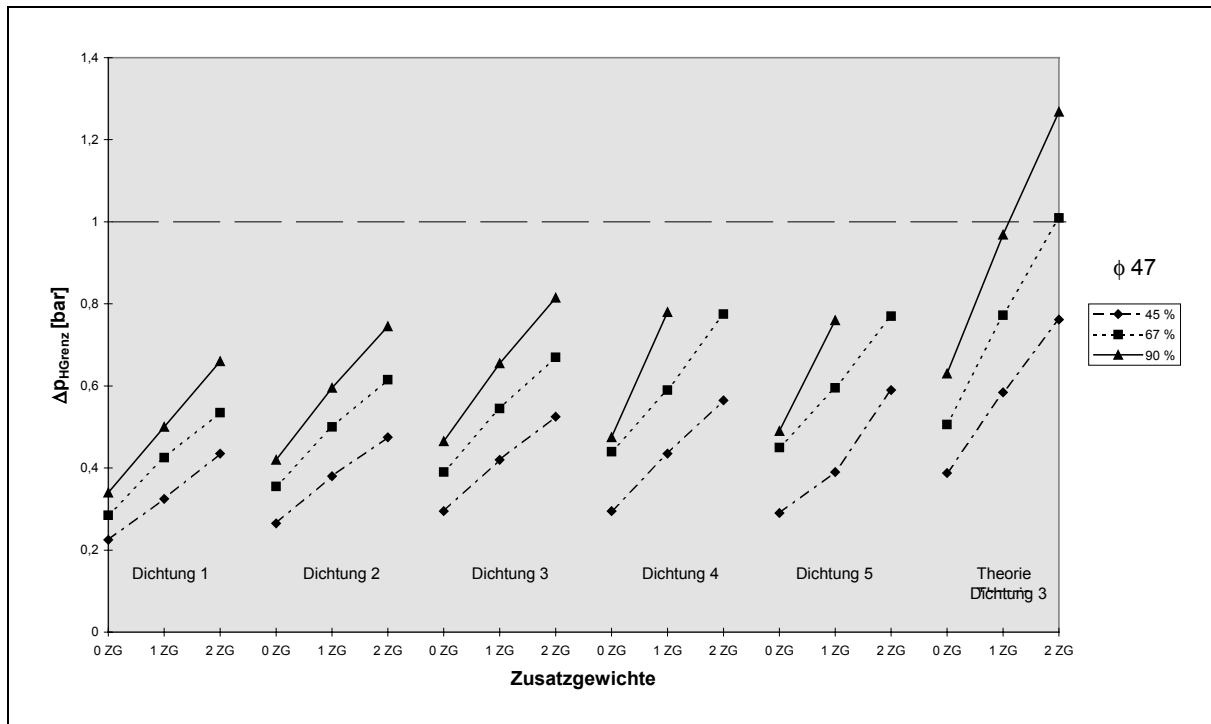


Bild 6.67: Horizontale Messwerte Variante Vakuumpumpe, Hohlkörperdurchmesser 47 mm

Dieses analoge Verhalten ist erklärbar, da die Ursache, die dieses Verhalten auslöst, in beiden Fällen die gleiche ist - das Drehmoment. Bei den Versuchen mit außermittigem Zusatzgewicht wird das Drehmoment statisch erzeugt, während bei den horizontalen dynamischen Versuchen das Drehmoment infolge der horizontalen Bewegung erzeugt wird.

Wie bei den Versuchen mit außermittigem Zusatzgewicht auf der Seite 93 festgestellt, ermöglichen auch hier die Flachdichtungen bei Belastung ein Schrägstellen des Kombiversuchskörpers. Die Schrägstellung ist bei den weicheren Flachdichtungen bei sonst gleichen Randbedingungen größer, was zu größeren Rückstellmomenten führt. Durch das Rückstellmoment wird die Wirkung des dynamischen Drehmomentes verringert, was zu geringeren dynamischen Grenzdrücken führt.

Das Bild 6.68 erklärt die Entstehung des Rückstellmomentes.

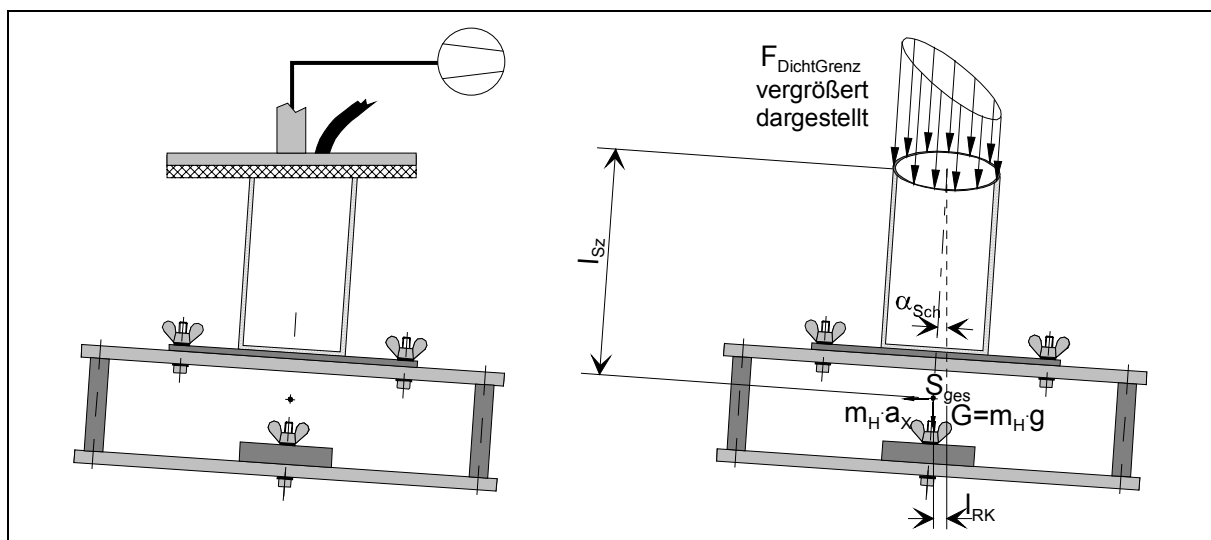


Bild 6.68: Rückstellmoment bei horizontaler Bewegung

6. Experimentelle Versuche

Das „Moment infolge der Beschleunigung“ ist im Gleichgewicht mit dem „Drehmoment der inhomogenen Dichtstreckenlast“ und mit dem „Rückstellmoment infolge der Auslenkung des Schwerpunktes“.

$$m_H \cdot a_x \cdot l_{Sz} \cdot \cos \alpha_{Sch} = M_{Dichtstreckenlast} + m_H \cdot g \cdot l_{RK} \quad (6.52)$$

mit: $M_{Dichtstreckenlast}$: Drehmoment infolge der inhomogenen Dichtstreckenlast [Nm]

m_H : Masse Hohlkörper (Schwerpunkt zentrisch unter Hk.-Loch)
[kg]

a_x : horizontale Beschleunigung [m/s²]

l_{Sz} : Strecke Lochrand / Schwerpunkt des Hohlkörpers [m]

α_{Sch} : Winkel der Schrägstellung infolge Drehmoment [-]

g : Erdbeschleunigung [m/s²]

l_{RK} : Hebelarm der Rückstellkraft [N]

$$l_{RK} = \sin \alpha_{Sch} \cdot l_{Sz} \quad (6.53)$$

Die „drehbare Lagerung“ des Versuchskörpers an der Schnittstelle zum Greifer ermöglicht die Entstehung des Rückstellmomentes. Dieser Aufbau erinnert an ein physikalisches Pendel. Dort führen die Rückstellkräfte bzw. das Rückstellmoment zu einem dreh-schwingfähigen System. Auch beim Hohlkörpergreifer können Schwingungen an den Hohlkörpern bei horizontaler Beschleunigung entstehen, die infolge der Dämpfung der Flachdichtung schnell abklingen.³² Das Bild 6.69 zeigt in analoger Darstellung zum Bild 6.67 die Messwerte der Versuchskörper VK 7, VK 8 und VK 9 mit Durchmesser 95 mm.

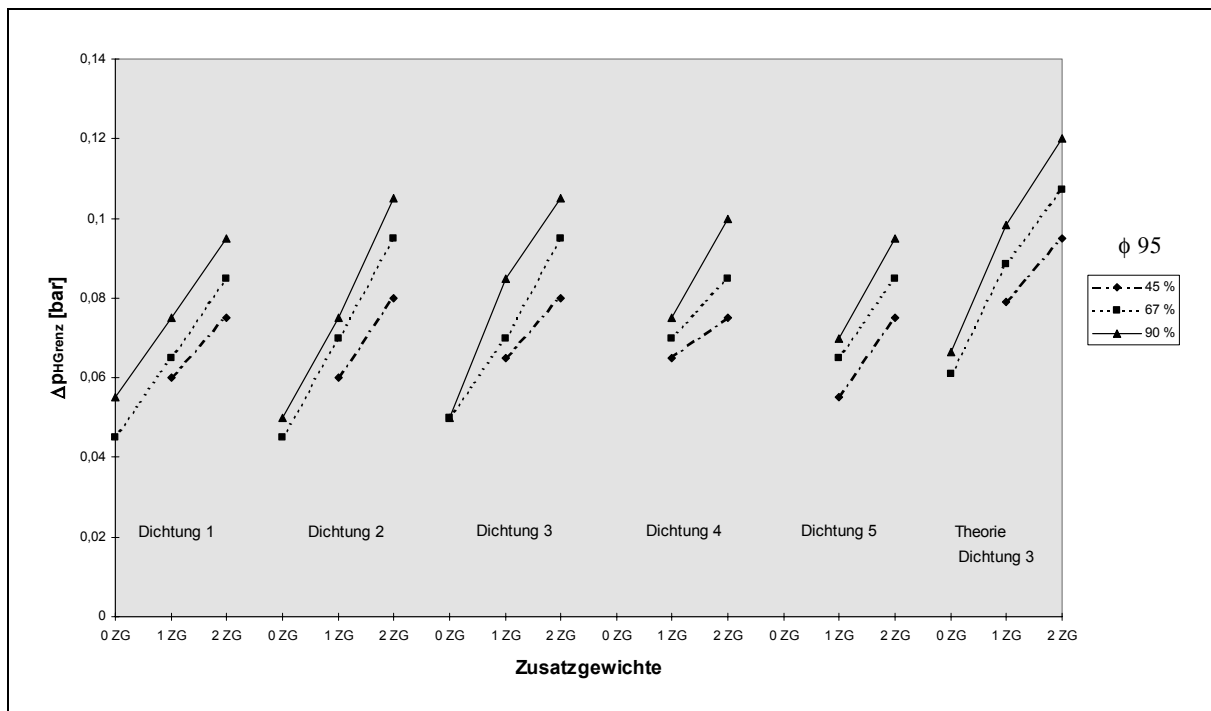


Bild 6.69: Horizontale Messwerte Variante Vakuumpumpe, Hohlkörperdurchmesser 95 mm

³² Bei pneumatischen Standardsaugelementen hat Radtke (s. [Rad92]) Untersuchungen zu dieser Thematik durchgeführt.

Das Verhalten der Versuchskörper mit Durchmesser 95 mm ist bezüglich des dynamischen Einflusses analog zu dem des vorher analysierten Versuchskörpers mit Durchmesser 47 mm. Die Grenzdrücke sind bei den weicheren Dichtungen geringer als bei den harten. Allerdings ist der dynamische Anteil des Grenzdruckes im Verhältnis zu dem statischen Anteil nicht mehr so dominant. Dies liegt - wie bereits am Anfang dieses Unterkapitels auf der Seite 111 beschrieben - an den geometrischen Randbedingungen dieses Versuchskörpers. Der kleinere Hebelarm l_{Sz} bewirkt ein geringes Drehmoment beim Beschleunigen. Aus dem großen Durchmesser des Hohlkörperloches resultiert ein großes $\Delta l_{Dichtzus_theo}$. Im Bild 6.69 fehlen einige Messwerte. Diese waren mit der Vakuumpumpe nicht messbar.

Zusätzlich zu den Versuchen mit der Vakuumpumpe wurden Versuche mit dem Ejektor durchgeführt. Der verwendete Ejektor hat - im Verhältnis zur verwendeten Vakuumpumpe - ein geringes effektives Saugvermögen. Dadurch wird der statische Einfluss der minimalen Dichtkraft infolge des Leckstromes an der Schnittstelle Greifer und Flachdichtung größer. Es ist daher zu erwarten, dass die Grenzdrücke bei der Verwendung des Ejektors größer sind als bei der Verwendung der Vakuumpumpe. Die Tabelle 6.7 zeigt exemplarisch ermittelte Messwerte bei der Dichtung 5 und dem Versuchskörper mit Durchmesser 72,5 mm. Die Dichtung 5 wurde aus denselben Gründen wie bei den vertikalen dynamischen Versuchen beim Ejektor verwendet. Die Messwerte des Versuchskörper mit 72 mm Durchmesser liegen in einem für den Ejektor günstigen Unterdruckbereich. Das theoretisch vorhergesehene Verhalten wird von den Messwerten voll bestätigt.

φ72,5 Dichtung 5					
				Ejektor	Vakuumpumpe
		Zusatz- gewichte	Dreh- moment M	Grenzdruck Δp_{HGrenz}	Grenzdruck Δp_{HGrenz}
a_{hor} [%]	a_{hor} [m/s ²]		[Nm]	[bar]	[bar]
45	1,62	0	0,41	0,145	0,11
67	2,41	0	0,68	0,2	0,14
90	3,24	0	0,93	0,22	0,175
45	1,62	1	0,59	0,24	0,175

Tabelle 6.7: Versuche bei horizontaler Beschleunigung und Ejektor

Zusammengefasst lässt sich zu den horizontalen dynamischen Versuchen feststellen, dass das in Kapitel 4.2 entwickelte Kräftemodell bei der horizontalen Bewegung qualitativ mit den gemessenen Werten übereinstimmt. Die horizontalen Versuchsergebnisse weisen eine starke Analogie zu den Ergebnissen der Versuche mit außermittigem Zusatzgewicht auf. In beiden Fällen ergibt sich ein Drehmoment, das eine inhomogene Verteilung der Dichtkraft bewirkt. Diese Tatsache wird vom Kräftemodell berücksichtigt. Nicht berücksichtigt wird von dem Kräftemodell die real auftretende Schrägstellung des Hohlkörpers. Um auch diesen Einfluss zu berücksichtigen, ist – wie bereits in Kapitel 6.1.5 bei den Versuchen mit außermittigem Zusatzgewicht beschrieben – der Einsatz der Methode der Finiten Elemente denkbar.

6.3 Zusammenfassung Versuchsreihen

Die Versuchsreihen wurden mit dem Ziel durchgeführt, das in Kapitel 4.2 aufgestellte Kräftemodell zu verifizieren. Dazu wurden statische Grenzdruckmessungen, Leckstrommessungen und Messungen der Abreißkräfte sowie dynamische Grenzdruckmessungen bei vertikaler und horizontaler Beschleunigung durchgeführt.

Hierbei konnte ein Bezug - eine Korrelation - zwischen den Messwerten und den theoretischen berechneten Werten hergestellt werden:

- Bei den durchgeführten Versuchen zeigten sich unterschiedliche Abhängigkeiten der minimalen Dichtkraft von den Randbedingungen. Hier sind die Eigenschaften des Hohlkörpers, des Greifers und des Unterdruckerzeugers zu nennen. Mit Hilfe der Dichtkraft erfolgt an der Schnittstelle „Flachdichtung des Greifers / Hohlkörper“ die Abdichtung. Das Kraftübertragungsverhalten zwischen Greifer und Hohlkörper hängt von der minimalen Dichtkraft ab. Auf Grundlage der ermittelten experimentellen Versuchsergebnisse wird im Kapitel 7 der Wirkzusammenhang der minimalen Dichtkraft weiter untersucht.
- Bei den Versuchen mit außermittigen Zusatzgewichten (s. Kap. 6.1.5) und bei den dynamischen Versuchen mit horizontaler Beschleunigung (s. Kap. 6.2.2) existiert eine inhomogene Dichtstreckenlast. In Abhängigkeit von der Weichheit der Flachdichtung entsteht eine Schrägstellung, wodurch sich ein Rückstellmoment bildet. Das theoretische Kräftemodell berücksichtigt nicht das Rückstellmoment und ist daher in diesen Fällen ungünstiger als die Realität (Messwerte). Wird mit dem Kräftemodell dimensioniert, so liegt der ermittelte Wert auf der sicheren Seite.
- Eine Ausnahme bei den Versuchsreihen bildet das Unterkapitel 6.1.6 „Messreihe Staupunkt“. Dieses Kapitel dient nicht zur Verifizierung des Kräftemodells, sondern zur Überprüfung des sicheren Greifens von Hohlkörpern mittels Unterdruckmessung. Die Messung erfolgte durch die hohle Kolbenstange am Verschluss der Saugöffnung. Die Funktionalität dieser Messmöglichkeit zur Überprüfung des Greifens der einzelnen Hohlkörper wurde nachgewiesen. Die Randbedingungen für eine genaue Messung und die Anforderungen an die verwendeten Unterdruckmessgeräte wurden ermittelt.

7 Ganzheitliche Betrachtung von Grenzdruck, Leckstrom und Kraft

Über die Einflüsse auf die minimale Dichtkraft im Grenzfall ist aus den experimentellen Versuchen Folgendes bekannt:

- **Abdichtung**
 - $F_{DichtGrenz}$ ist größer bei einer Flachdichtung und einem Hohlkörper, die schlecht abdichten.
 - $F_{DichtGrenz}$ ist kleiner bei einer Flachdichtung und einem Hohlkörper, die gut abdichten.
- **Unterdruckerzeuger**
 - $F_{DichtGrenz}$ ist größer bei einem Unterdruckerzeuger, der nur einen geringen Leckvolumenstrom verträgt, da dann die Abdichtung besser sein muss.
 - $F_{DichtGrenz}$ ist kleiner bei einem Unterdruckerzeuger, der einen großen Leckvolumenstrom verträgt, da dann die Abdichtung gering sein darf.

Die Versuchsergebnisse zeigen, dass bei der Untersuchung des Versagensfalles das gesamte System, bestehend aus Hohlkörper, Greifer, Verbindungsschlauch und Unterdruckerzeuger, betrachtet werden muss. Daher ist es sinnvoll, das Betriebsverhalten des Unterdruckerzeugers vor, beim und nach dem Versagen zu analysieren. Der Betriebspunkt des Unterdruckerzeugers ist durch seine Druckkennlinie³³ und die Widerstandskennlinie des Gesamtsystems eindeutig bestimmt (s. Anhang Bild 10.5, Seite 177).

Der Betriebspunkt liegt im Schnittpunkt dieser beiden Kennlinien. Das Bild 7.1 zeigt die Änderung des Betriebspunktes bei Veränderung der Druckkennlinie des Unterdruckerzeugers. Die Änderung dieser Kennlinie erfolgt in diesem Fall durch eine Drehzahlveränderung des Gebläses. Beispielhaft wurde hier die Widerstandskennlinie eines reinen Strömungswiderstandes gewählt.

Die Veränderung der Druckkennlinie des Unterdruckerzeugers ermöglicht im Versuch eine Ermittlung der Widerstandskennlinie. Wird vor dem Unterdruckerzeuger ein veränderbarer einstellbarer Widerstand geschaltet, ist das Kennfeld der Gebläsekennlinien des Unterdruckerzeugers bestimmbar, wie das Bild 7.2 zeigt.

7.1 Einflussfaktor Abdichtung

Beim Hohlkörpergreifsystem setzt sich die Widerstandskennlinie aus der Reihenschaltung mehrerer Einzelwiderstände zusammen. Diese sind:

- Widerstand infolge Abdichtung zwischen Flachdichtung und Hohlkörper
- Widerstand der Greiferansaugöffnung
- Widerstand im Greiferhohlraum und Anschlussstück des Saugschlauches
- Widerstand im Saugschlauch

Bis auf den Widerstand infolge Abdichtung handelt es sich bei den anderen Widerständen um Strömungswiderstände, die gemäß der Formel (8.18) (Seite 159) berechnet werden können.

Diese in Reihe geschalteten Widerstände werden zu einem Gesamtwiderstand mit der

³³ Charakteristische Kennlinien von Vakuumerzeugern zeigt Bild 10.9 (S. 185).

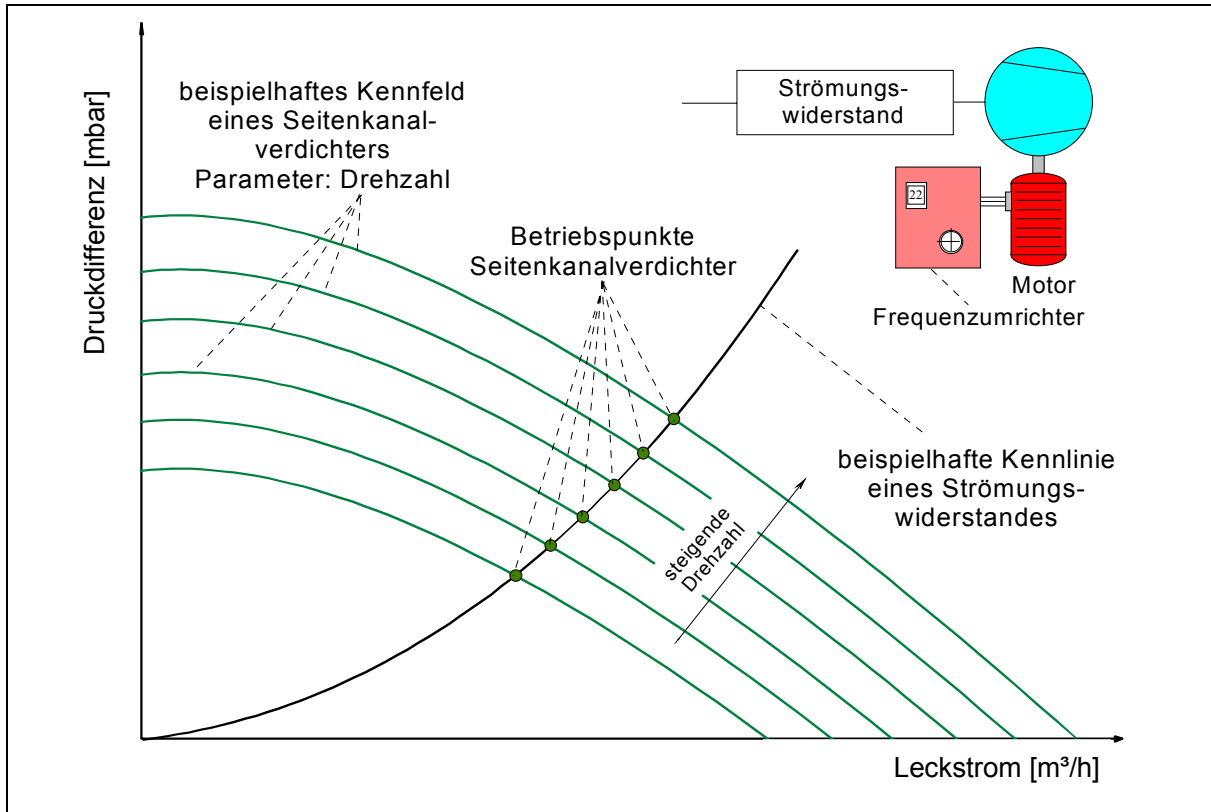


Bild 7.1: Betriebspunkte in Abhängigkeit von der Kennlinie des Unterdruckerzeugers

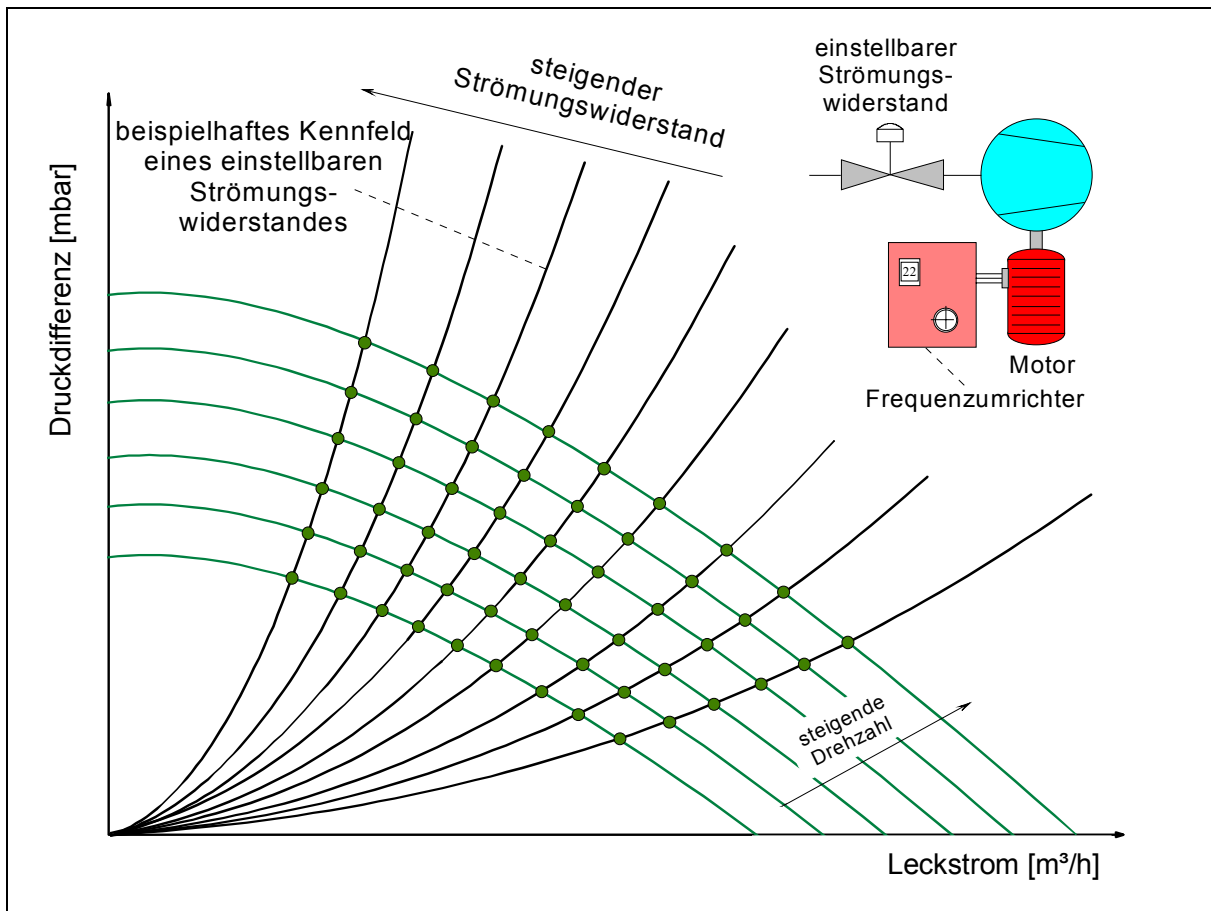


Bild 7.2: Betriebspunkte

Bezeichnung „Widerstand der Verbindungsleitung“ zusammengefasst. Aus diesem „Widerstand der Verbindungsleitung“ resultiert bei einem Greifer ohne Hohlkörper die Widerstandskennlinie des Systems. Diese Kennlinie ist im Kapitel „Messreihe Staupunkt“ aufgenommen worden und wird in Bild 6.50 auf der Seite 99 dargestellt. „Der Widerstand infolge Abdichtung“ ist kein Strömungswiderstand. Dieser Widerstand hängt von der Qualität der Abdichtung an der Schnittstelle „Flachdichtung / Hohlkörper“ ab. Wie bei den Leckstromversuchen im Kapitel 6.1.1 ermittelt, ist die Qualität der Abdichtung von *Hohlkörpereigenschaften* und *Flachdichtungseigenschaften* abhängig. Also hängt auch der Verlauf der „Widerstandskennlinie infolge Abdichtung“ von den Eigenschaften der Flachdichtung und des Hohlkörpers ab. Bei einem Hohlkörpergreifer mit gegriffenem Hohlkörper setzt sich der Gesamtwiderstand des Gesamtsystems aus dem Widerstand der Reihenschaltung³⁴ des „Widerstands infolge Abdichtung“ und des „Widerstands der Verbindungsleitung“ zusammen. Die Ermittlung der Gesamtwiderstandskennlinie aus den Einzelwiderstandskennlinien bei zwei in Reihe geschalteten Widerständen erfolgt durch die grafische Addition der Einzelkennlinien. Das Bild 7.3 zeigt die zuvor genannten Zusammenhänge.

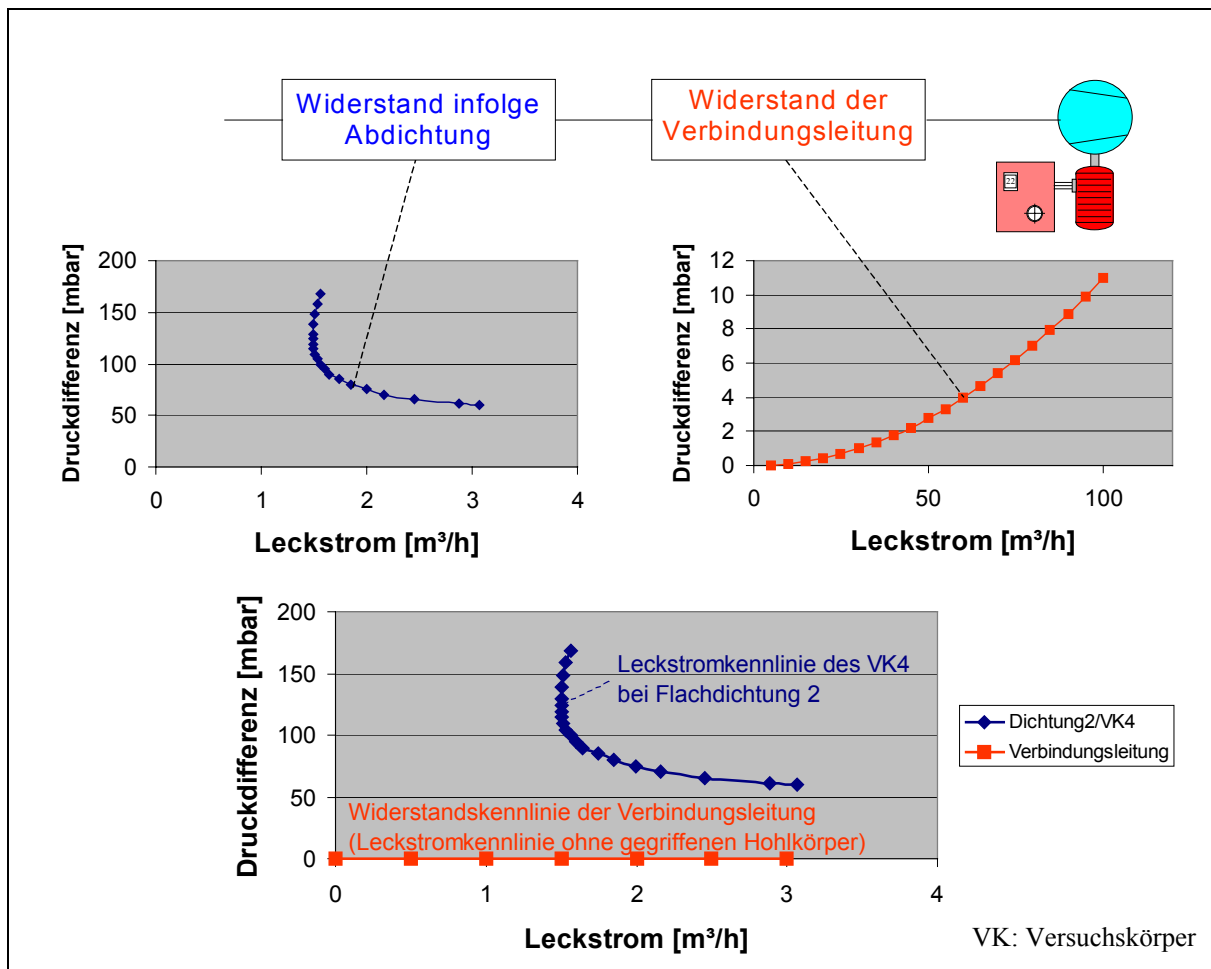


Bild 7.3: Gesamtwiderstandskennlinie

³⁴ Die Gesetzmäßigkeiten bei einer Reihenschaltung von Widerständen sind im Kapitel 8.7.2 auf der Seite 158 erklärt.

Aus Bild 7.3 sind folgende Aussagen ableitbar.

1. Ist am Greifer ein Hohlkörper gegriffen, so ist der „Widerstand infolge Abdichtung“ der dominante Einfluss auf die Gesamtwiderstandskennlinie des Systems. Der Einfluss des „Widerstandes der Verbindungsleitung“ ist bei allen Messungen und den realisierten Randbedingungen an Versuchsstand I vernachlässigbar.
2. Ist am Greifer kein Hohlkörper gegriffen, ist kein „Widerstand infolge Abdichtung“ vorhanden. Der Gesamtwiderstand des Systems ist der „Widerstand der Verbindungsleitung“.

Da bei gegriffenem Hohlkörper die Gesamtwiderstandskennlinie des Systems im wesentlichen von dem „Widerstand infolge Abdichtung“ abhängt, wird dieser im Folgenden näher betrachtet. Dieser Widerstand verhält sich in der Nähe des Grenzdruckes völlig anders als ein Strömungswiderstand. Bei kleinen Drücken wird der Leckstrom immer größer. Der Leckstrom nimmt bei Verringerung des Druckes bis zum Grenzdruck zu. Dies ist darin begründet, dass bei kleinerem Unterdruck auch die Dichtkraft kleiner wird. Der Hohlkörper wird geringer an die Flachdichtung gepresst und damit die Abdichtung schlechter (s. Bild 7.4).

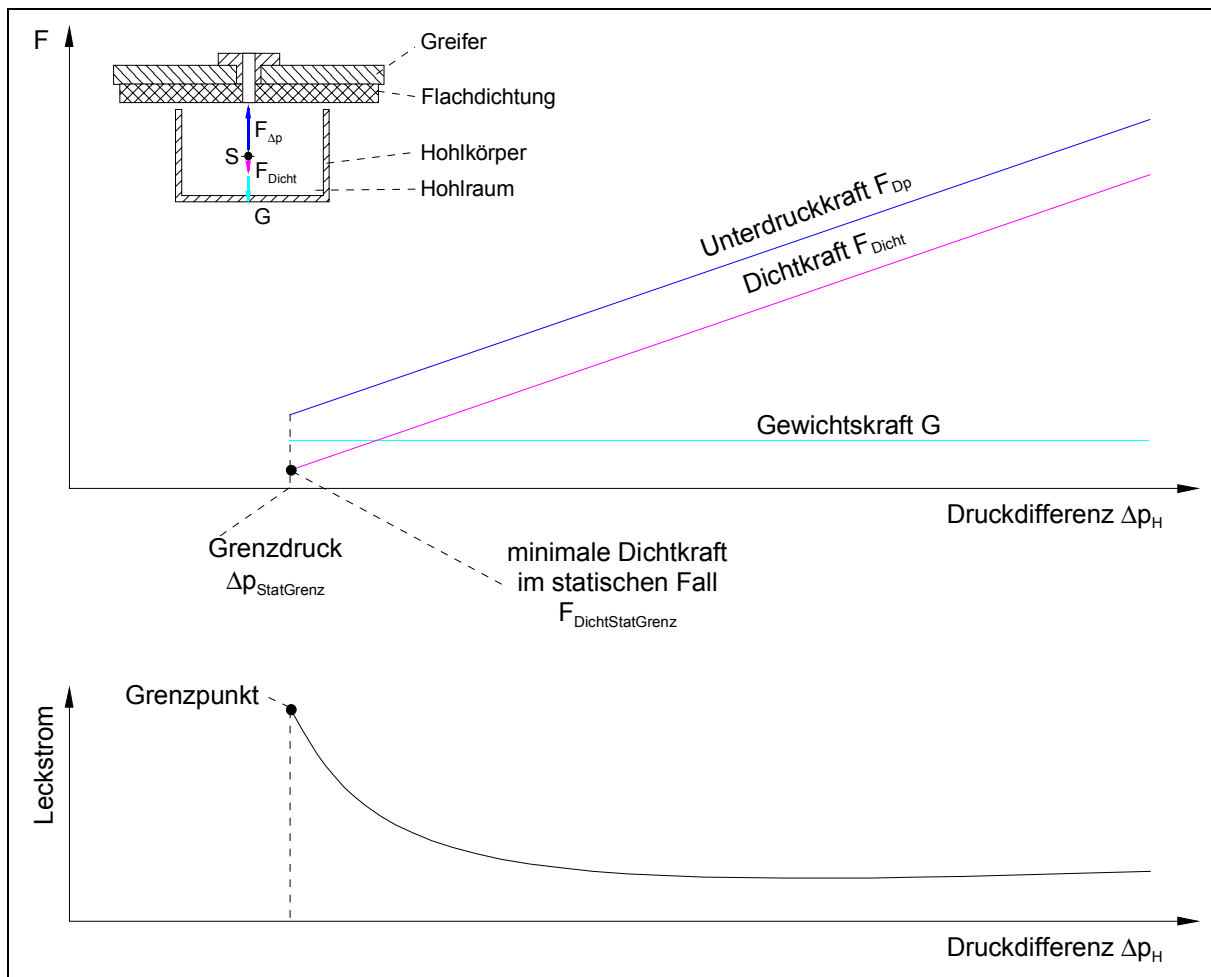


Bild 7.4: Kräftegleichgewicht bei statischem Halten

Der Zusammenhang zwischen Dichtkraft und Unterdruck wird beim statischen Halten durch die Formel 4.2 (S 30) beschrieben.

$$\Delta p_{Stat} \cdot A_{Wirk} = F_{Dicht} + m_H \cdot g \quad (4.2)$$

Der Unterdruck kann bis zum Grenzdruck reduziert werden. In diesem Grenzpunkt erreicht die Dichtkraft ihr Minimum. Bis hierhin ist das Gesamtsystem stabil, der Hohlkörper hält. Wird der Druck über den Grenzdruck hinaus verringert, wird das System „Greifer / Hohlkörper“ instabil und der Ablöseprozess des Hohlkörpers vom Greifer beginnt. Ist das System einmal aus dem stabilen in den instabilen Bereich übergegangen, so erfolgt ohne weiteren äußeren Eingriff das Fortschreiten des Versagens, welches mit der vollständigen Ablösung des Hohlkörpers endet.

Durch Umformung der Formel (4.2) wird folgende Gleichung erhalten:

$$\Delta p_{Stat} = \frac{F_{Dicht}}{A_{Wirk}} + \frac{m_H \cdot g}{A_{Wirk}} \quad (7.1)$$

Druckdifferenz (Hohlkörper / Atmosphäre) = *Dichtdruck* + *Haltedruck*

Die Unterdruckdifferenz im Hohlkörper kann aufgeteilt werden, in den *Haltedruck*³⁵, der die äußeren Belastungen³⁶ kompensiert und den *Dichtdruck*, der zum Abdichten des Hohlkörpers an der Schnittstelle „Flachdichtung / Greifer“ benötigt wird.

Zur weiteren Untersuchung der Leckstromkurve („Widerstandskennlinie infolge Abdichtung“) werden exemplarisch die Ergebnisse der Leckstromversuche in Kapitel 6.1.1 bei der Flachdichtung 2 für die Versuchskörper 4, 5, und 6 herangezogen. Das Bild 7.5 zeigt die Leckstromkurven in Abhängigkeit von der Druckdifferenz und dem Haltedruck.

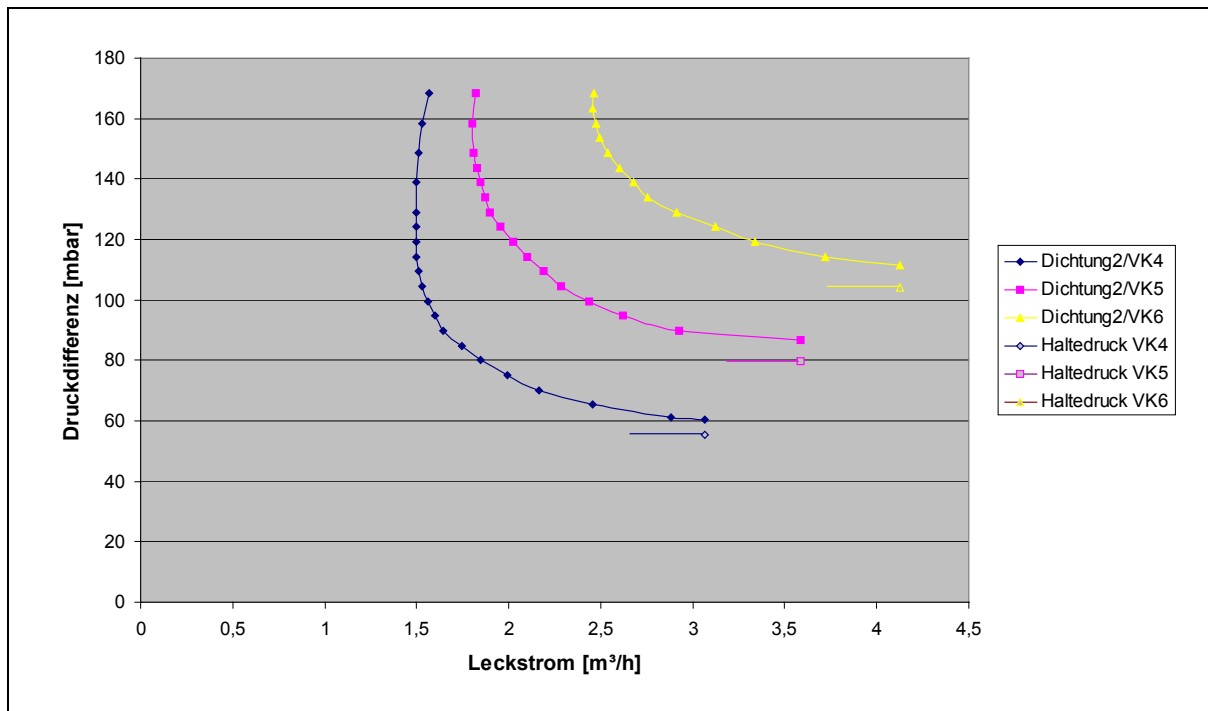


Bild 7.5: Leckstromkennlinien in Abhängigkeit vom Haltedruck

³⁵ In der Arbeit wird der Haltedruck teilweise auch als der „theoretische Grenzdruck“ bezeichnet, siehe z.B. Tabelle 6.2 auf der Seite 69. Bisher wurde bei der theoretischen Saugerberechnung, z.B. Schmalz [Sch] und Fetzer [Fez], nur der Haltedruck berücksichtigt.

³⁶ Die aus dem Haltedruck resultierende Unterdruckkraft ist mit den anderen äußeren Kräften, z.B. Gewichtskräften im Gleichgewicht.

Die Versuchskörper 4, 5 und 6 verwenden als Kombiversuchskörper ein und denselben Hohlkörper, der nur durch Zusatzgewichte beschwert wird. Bei sonst identischen Randbedingungen wird durch die Zusatzgewichte nur der Haltedruck verändert.

Mittels der Formel (7.1) kann die Widerstandskennlinie in Bild 7.5, welche die Abhängigkeit des Leckstromes zur Druckdifferenz darstellt, umgerechnet werden in die Abhängigkeit vom Dichtdruck, wie in Bild 7.6 gezeigt. Der Dichtdruck und die Dichtkraft sind proportional über die Konstante „Wirkfläche der Unterdruckkraft“ (A_{Wirk}) verknüpft.

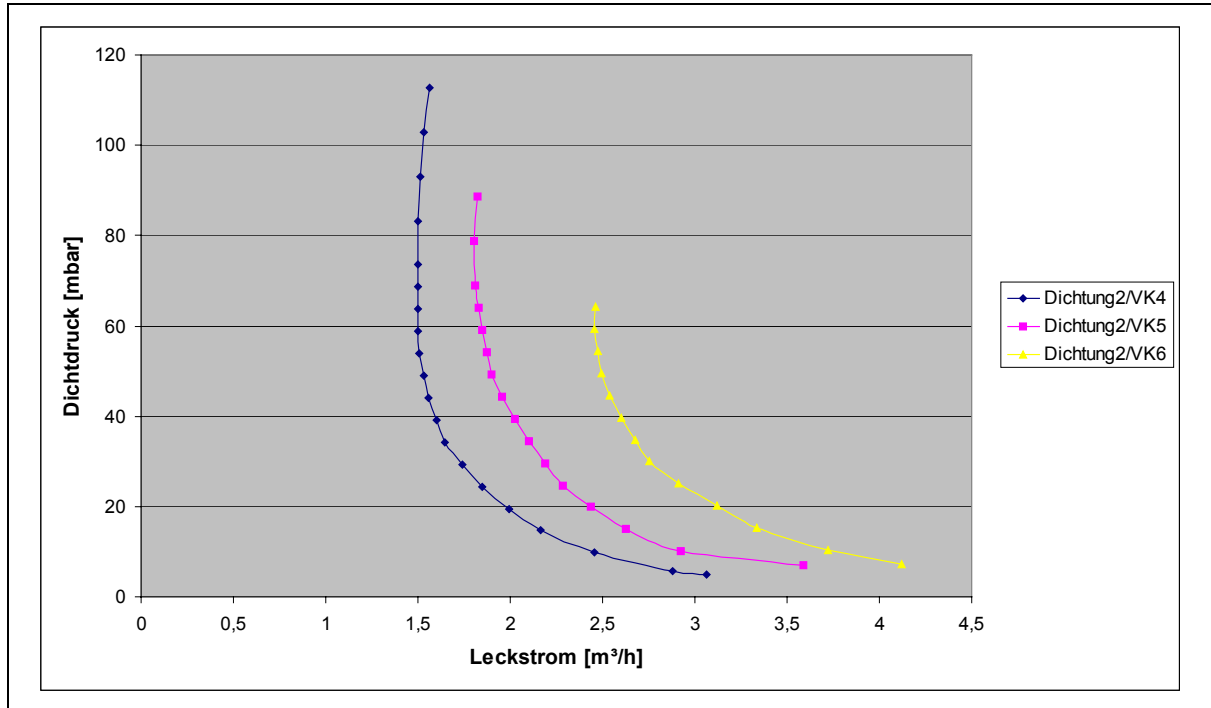


Bild 7.6: Leckstromkennlinien in Abhängigkeit vom Haltedruck bezogen auf den Dichtdruck

Die Tatsache, dass es in Bild 7.5 drei verschiedene Leckstromkurven in Abhängigkeit vom Dichtdruck gibt, weist darauf hin, dass die Form und Lage der Leckstromkurve abhängig vom Haltedruck des Hohlkörpers ist. Es ist von Interesse, von welchen weiteren Hohlkörpereigenschaften der Verlauf der Leckstromkurve abhängt. Im Folgenden wird die Abhängigkeit vom Lochdurchmesser des Hohlkörpers untersucht. Dazu werden die Ergebnisse der Leckstromversuche aus Kapitel 6.1.1 für Versuchskörper 4 und Versuchskörper 9 bei der Flachdichtung 2 herangezogen. Die Versuchskörper 4 und 9 weisen unterschiedliche Durchmesser auf (Durchmesser 72 mm und 95 mm), aber fast identische Haltedrücke (55 und 58 mbar). Bild 7.7 auf der Seite 124 stellt die Leckstromkurven der Versuchskörper 4 und 9 dar.

Die zwei Leckstromkurven zeigen, dass die Abdichtung bei ansonsten gleichen Randbedingungen vom Hohlkörperdurchmesser abhängt. Die Unterschiede der zwei Leckstromkurven in Bezug zueinander sind gering.

Zur Untersuchung der Abhängigkeit der Abdichtung von dem Werkstoff der Flachdichtung werden exemplarisch aus Kapitel 6.1.1 die Ergebnisse für Versuchskörper 4 bei Dichtung 5, sowie bei Dichtung 2 verwendet. Das Bild 7.8 zeigt die Leckstromkurven des Versuchskörpers 4 in Abhängigkeit von Dichtung 2 und Dichtung 5. Es ist eine klare Abhängigkeit der Form und Lage der Leckstromkurve von der eingesetzten Flachdichtung zu erkennen. Die Eigenschaften der Flachdichtung (Werkstoff) beeinflussen stark den Abdichtungsprozess.

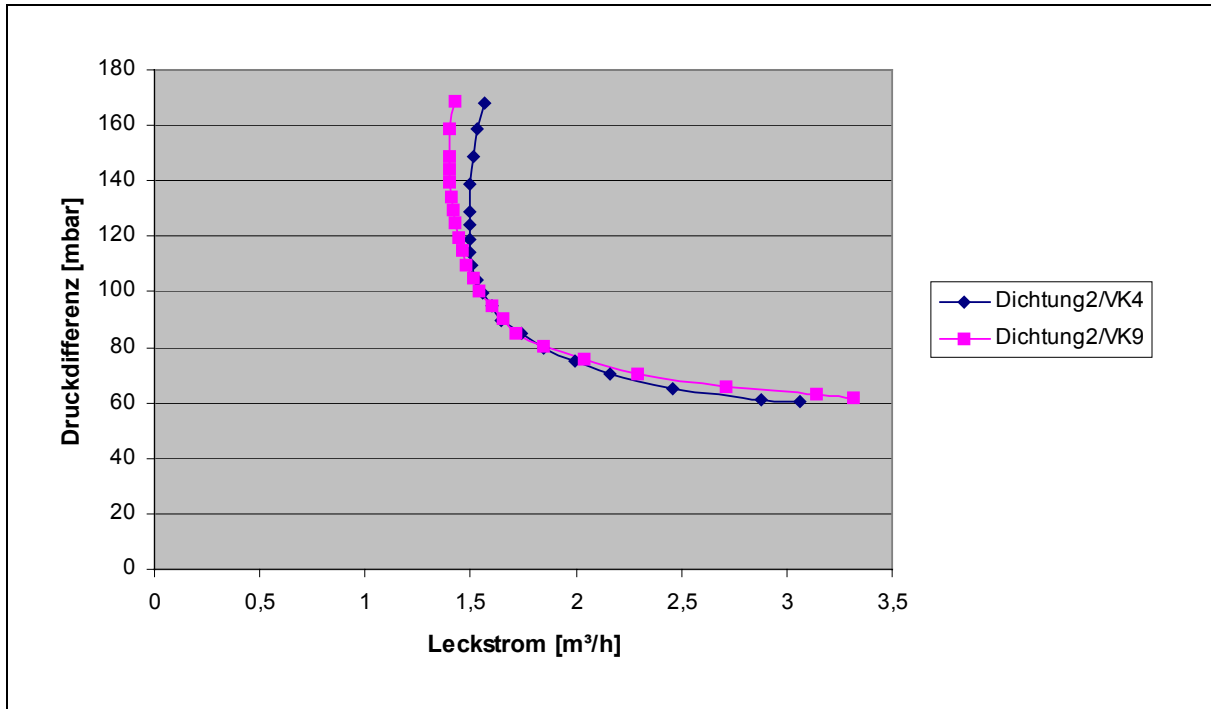


Bild 7.7: Leckstromkennlinien in Abhängigkeit vom Hohlkörperdurchmesser

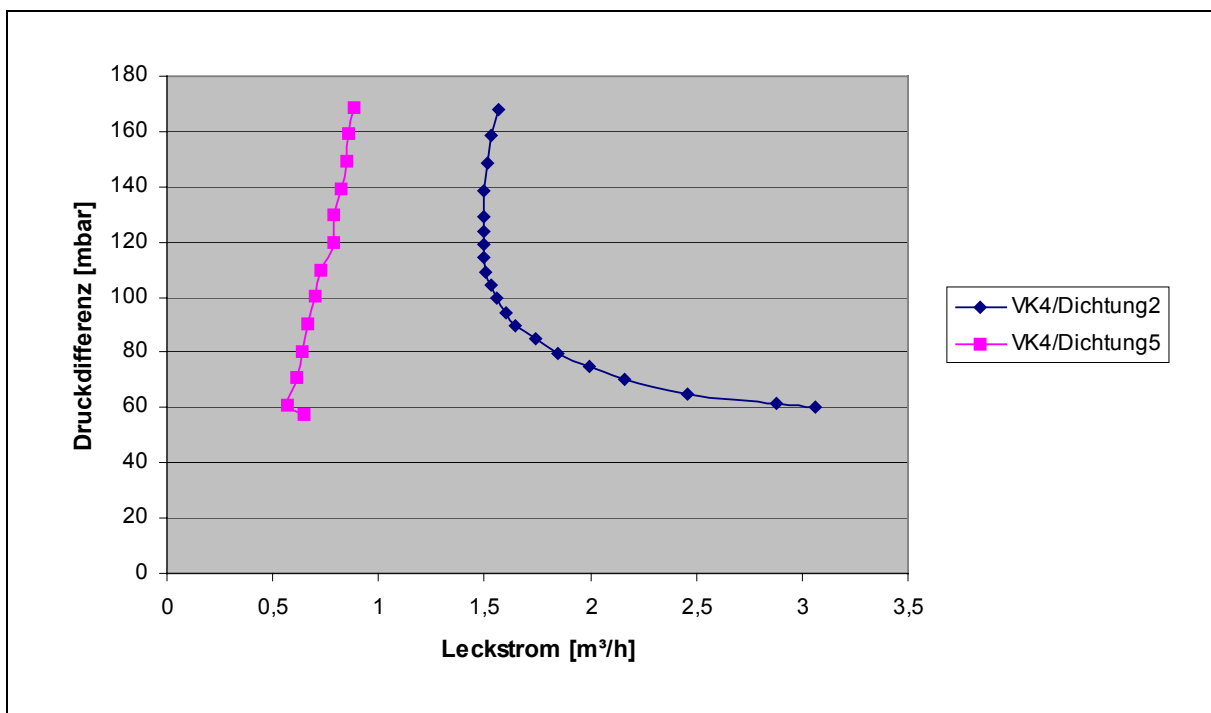


Bild 7.8: Leckstromkennlinien in Abhängigkeit vom Flachdichtungswerkstoff

Aus dem bisher Genannten kann folgendes zusammenfassend festgestellt werden:

- Die Gesamtwiderstandskennlinie wird beim gegriffenen Hohlkörper im wesentlichen durch den Widerstand infolge Abdichtung bestimmt.
- Die Qualität der Abdichtung, und damit die Leckstromkurve und der minimale Dichtdruck, hängen von den Eigenschaften der Hohlkörper (Haltedruck, Wirkdurch-

messer und Ebenheit des Hohlkörperperrandes³⁷⁾ und den Eigenschaften der Flachdichtung (Werkstoff) ab.

7.2 Einflussfaktor Unterdruckerzeuger

Nun ist von Interesse, wie das Verhalten des Gesamtsystems vom Unterdruckerzeuger abhängt. Dazu muss zunächst erfasst werden, welche Auswirkungen die Eigenschaften des Unterdruckerzeugers auf den Betriebspunkt haben. Von besonderem Interesse ist die Ableitung der Stabilität bzw. Instabilität des Gesamtsystems. Wann ist der genaue Zeitpunkt, bei dem das Versagen beginnt, und wodurch ist dieser Zeitpunkt gekennzeichnet?

Wie bereits in Bild 7.1 und Bild 7.2 dargestellt, liegt der aktuelle Betriebspunkt des Unterdruckerzeugers im stationären Betrieb im Schnittpunkt der aktuellen Kennlinie des Unterdruckerzeugers und der Widerstandskennlinie. Die Widerstandskennlinie des Gesamtsystems hat bei Einsatz eines Hohlkörpergreifsystems und bei gegriffenem Hohlkörper aber einen anderen Verlauf als in Bild 7.1 und Bild 7.2 dargestellt. Sie verläuft, wie in Bild 7.3 gezeigt.

Das Bild 7.9 zeigt beispielhaft das Kennfeld eines Seitenkanalverdichters. Hier wurde als Parameter die Drehzahl gewählt³⁸⁾. In dem Druckdifferenz-Leckstrom-Diagramm sind zusätzlich drei Gesamtwiderstandskennlinien für die Versuchskörper VK4, VK5 und VK6 jeweils bei Dichtung 2 eingezeichnet.

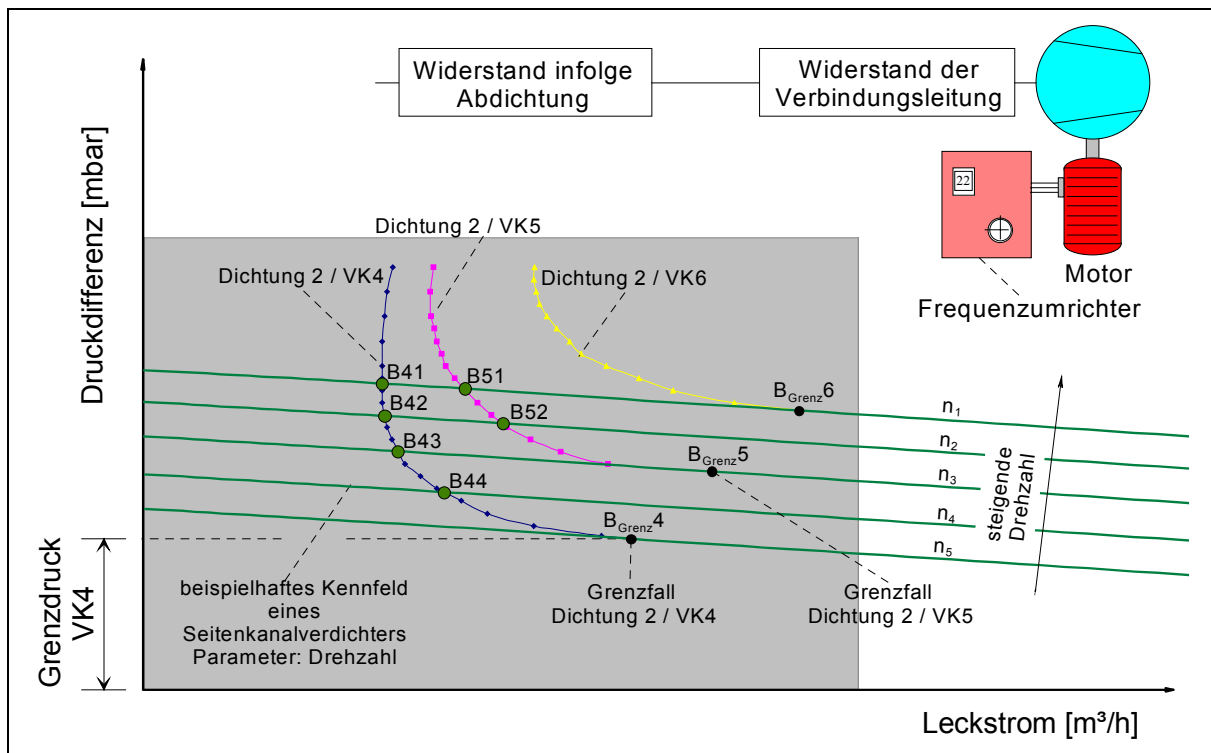


Bild 7.9: Grenzdrücke beim Seitenkanalverdichter

Am Beispiel des Versuchskörpers 4 bei Dichtung 2 wird nun untersucht, wie sich der Betriebspunkt in Abhängigkeit von der Drehzahl des Seitenkanalverdichters ändert. Bei Drehzahl n_1 liegt der Betriebspunkt an der Stelle B41. Wird die Drehzahl auf n_2 erniedrigt, so

³⁷⁾ Die Abhängigkeit der Qualität der Abdichtung von der Ebenheit des Hohlkörperperrandes wurde im dritten Leckstromversuch in Kapitel 6.1.1 (s. Bild 6.14, Seite 64) experimentell ermittelt.

³⁸⁾ Prinzipiell kann das Kennfeld auch durch andere Möglichkeiten (Bypassventil, Drallregler, etc.) beeinflusst werden.

wandert der Betriebspunkt auf der Leckstromkennlinie des VK4 zum Betriebspunkt B42. Analog gilt dies für die Betriebspunkte 43 und 44. Eine noch weitere Reduktion auf die Drehzahl n_5 verschiebt den neuen Betriebspunkt in den Grenzpunkt. Der Grenzpunkt ist der letzte stabile Betriebspunkt bei diesen Randbedingungen (VK4 bei Dichtung 2 und Seitenkanalverdichter). Die Druckdifferenz in diesem Punkt ist der Grenzdruck. Der Grenzpunkt ist durch den tangentialen Verlauf der Leckstromkurve und der Druckkennlinie des Unterdruckerzeugers graphisch gekennzeichnet.

Beim Versuchskörper 5 und Dichtung 2 liegt bei der Drehzahl n_1 der Betriebspunkt an der Stelle B51. Eine Reduktion der Drehzahl auf n_2 bewirkt eine Verschiebung nach B 52. Bei der Drehzahl n_3 wird der Grenzfall für Versuchskörper 5 bei Dichtung 2 und diesem Seitenkanalverdichter erreicht. Der Grenzdruck des VK5 bei Dichtung 2 ist wesentlich höher als bei VK4 und Dichtung 2.

Es stellt sich die Frage, wie der Grenzfall bei den gleichen Versuchskörpern aber einem anderen Unterdruckerzeuger aussieht.

Das Bild 7.10 zeigt beispielhaft das Kennfeld eines Ejektors und wieder die Leckstromkennlinien der Versuchskörper 4, 5 und 6 bei der Dichtung 2. Der Parameter zur Beeinflussung der Ejektorkennlinie (Druckkennlinie) ist der Versorgungsdruck des Ejektors.

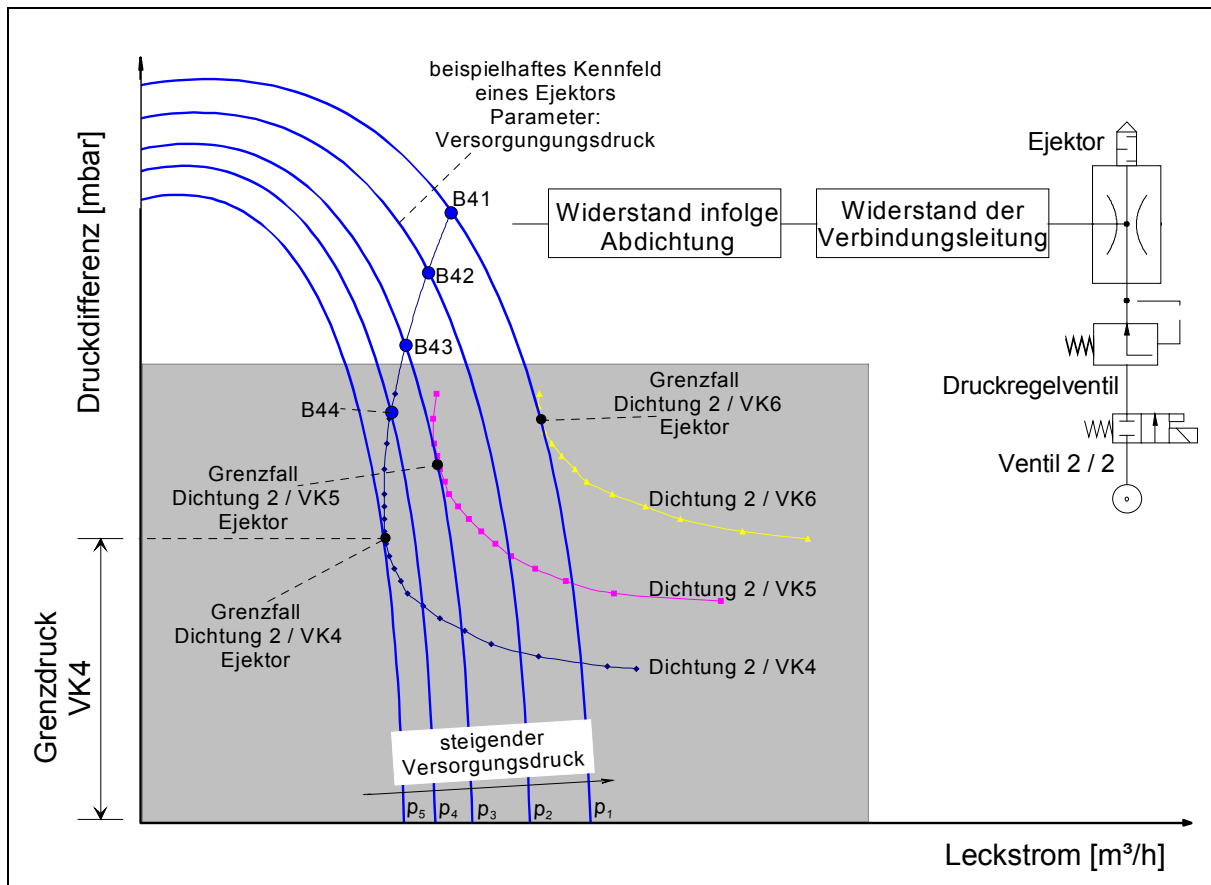


Bild 7.10: Grenzdrücke beim Ejektor

Auch beim Ejektor wird das Verhalten des Betriebspunktes in Abhängigkeit vom Parameter des Unterdruckerzeugerkennfeldes zunächst beim Versuchskörper 4 und Dichtung 2 untersucht. Bei Versorgungsdruck p_1 ist der Betriebspunkt im Punkt B41. Wird der Druck langsam auf den Wert p_2 erniedrigt, so verschiebt sich der Betriebspunkt auf der Leckstromkennlinie von B41 nach B42. Dies gilt analog auch für die Betriebspunkte B43 und B44. Eine

Reduktion des Versorgungsdruckes auf den Wert p_5 verschiebt den Betriebspunkt in den Grenzpunkt hinein. Für VK5 wird der Grenzfall bei der Dichtung 2 bereits bei Versorgungsdruck p_3 erreicht. Bei dem Versuchskörper 6 liegt der Grenzfall bereits bei Versorgungsdruck p_1 vor.

Um die Auswirkungen des Unterdruckerzeugers auf den Grenzdruck besser analysieren zu können, werden in Bild 7.11 die Leckstromkennlinie für Versuchskörper 4 bei Dichtung 2 und die Kennfelder für die Unterdruckerzeuger Seitenkanalverdichter und Ejektor dargestellt.

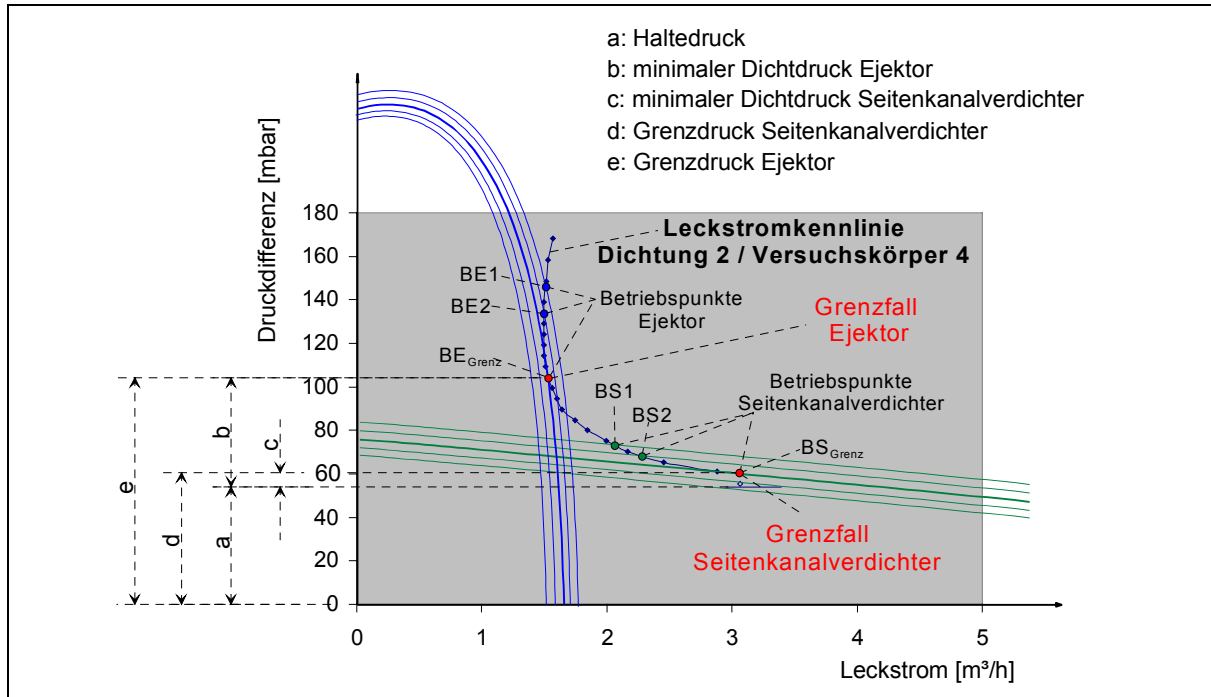


Bild 7.11: Grenzdrücke beim Ejektor und Seitenkanalverdichter

Der Punkt BE_{Grenz} ist der Grenzpunkt des Versuchskörpers 4 bei Dichtung 2 und Verwendung des Ejektors. Die Strecke e stellt den Grenzdruck bei Verwendung des Ejektors dar. Beim Einsatz des Seitenkanalverdichters ist der Grenzpunkt der Punkt BS_{Grenz} . Die Strecke d stellt den Grenzdruck bei Verwendung des Seitenkanalverdichters dar. Der Grenzdruck ist bei der Verwendung des Ejektors wesentlich größer als bei Einsatz des Seitenkanalverdichters. Die Strecke a stellt den benötigten Haltedruck des Versuchskörpers 4 dar. Die Differenz zwischen Grenzdruck und Haltedruck ist der Dichtdruck. Die Strecke b beschreibt den minimalen Dichtdruck beim Ejektor, während die Strecke c für den Seitenkanalverdichter gilt.

An den graphischen Eigenschaften der Kennfelder kann in dem Bild 7.11 nachvollzogen werden, warum der Grenzdruck beim Ejektor geringer ist, als beim Seitenkanalverdichter.

Im Folgenden wird untersucht, unter welchen Bedingungen ein System stabil ist und welche Faktoren zur Instabilität führen. Insbesondere der Zeitpunkt des Überganges vom stabilen in ein instabiles System ist wichtig. Das Bild 7.12 auf der Seite 128 zeigt die Leckstromkurve für den Versuchskörper 4 bei der Dichtung 2 und das Ejektorkennfeld.

Die Ausschnittsvergrößerung A zeigt einen Betriebspunkt im stabilen Bereich. Wird der Versorgungsdruck reduziert, ist das System bis zum Erreichen des Grenzdruckes stabil, d.h. der Hohlkörper hält am Greifsystem. Wird der Versorgungsdruck auch nur minimal unterhalb des Grenzdruckes reduziert, so wird das System instabil und der Hohlkörper löst sich. Hat sich der Hohlkörper gelöst, so ist der Widerstand infolge Abdichtung nicht mehr vorhanden.

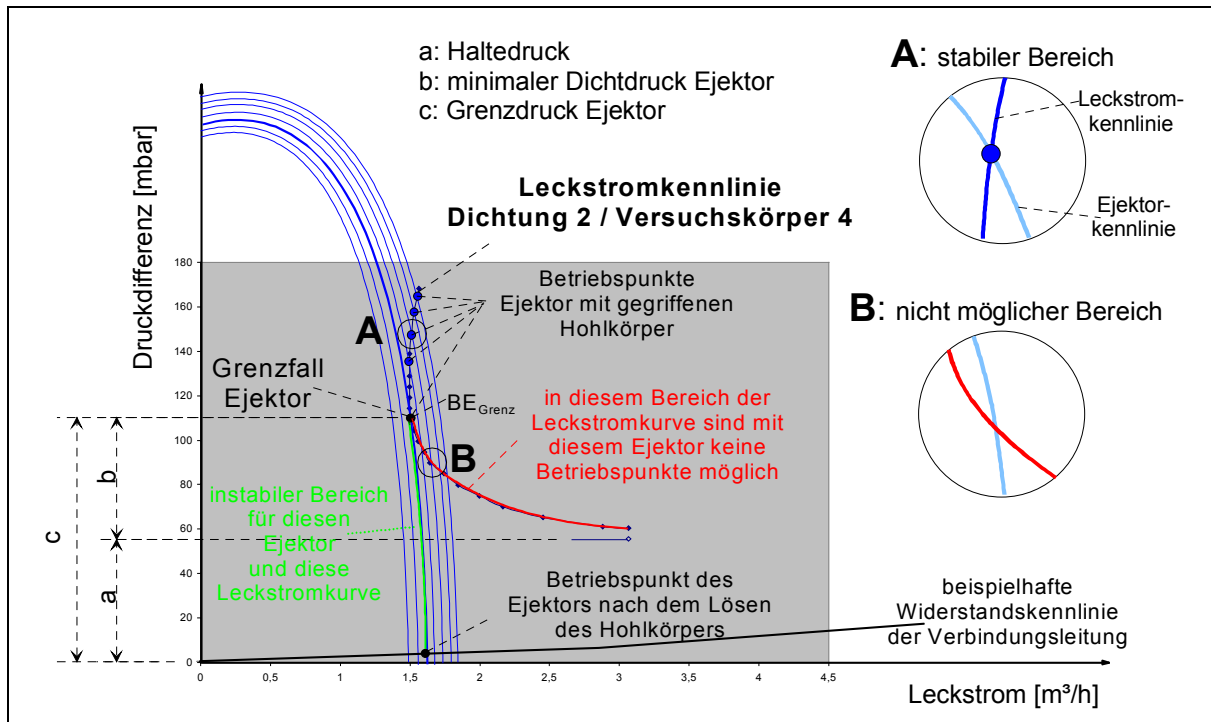


Bild 7.12: Bereiche auf der Leckstromkurve

Die Gesamtwiderstandskennlinie ist dann der Widerstand der Verbindungsleitung. Im Bild 7.12 ist beispielhaft die Widerstandskennlinie der Verbindungsleitung knapp oberhalb der Abszisse dargestellt. Der neue Betriebspunkt nach dem Lösen des Hohlkörpers ist der Schnittpunkt der aktuellen Ejektorkennlinie mit der Widerstandskennlinie der Verbindungsleitung. In diesem Fall wurde die Ejektorkennlinie gewählt, die durch den Grenzpunkt geht, da der Druck ja nur infinitesimal unterhalb dieses Druckes erniedrigt wurde, damit es zum Versagen des Systems und damit zum Abriss des Hohlkörpers kam. Der Bereich zwischen dem Grenzpunkt und dem neuen Betriebspunkt nach dem Lösen des Hohlkörpers wird instabil durchlaufen. Der rot eingezeichnete Teil der Leckstromkennlinie ist für den Ejektor mit dem eingezeichneten Ejektorkennfeld nicht existent, da nach dem Überschreiten des Grenzpunktes der Hohlkörper gelöst wird und somit kein Widerstand infolge Abdichtung mehr vorhanden ist. Der Ausschnitt B zeigt beispielhaft den Verlauf der Kennlinien in diesem Bereich. Ein Vergleich des Ausschnittes A mit dem Ausschnitt B zeigt, dass sich die Leckstromkurve und die Ejektorkennlinie im Bezug auf die Orientierung unterschiedlich kreuzen.

Mit den bisher geschilderten Informationen und Kenntnissen ist in Abhängigkeit von dem eingesetzten Versuchskörper, der Flachdichtung und dem Unterdruckerzeuger der stabile Betriebsbereich, der Grenzfall und der instabile Betriebsbereich ermittelbar. Ist das Kennfeld eines Unterdruckerzeugers und die Leckstromkennlinie des Hohlkörpers bei der Flachdichtung bekannt, so kann der Grenzdruck ermittelt werden.

Bisher wurde das Systemverhalten nur beschrieben und die stabilen und instabilen Bereiche im Druckdifferenz-Leckstrom-Diagramm aufgezeigt. Dies ist die Beschreibung der Wirkung, aber was genau ist die Ursache für dieses Verhalten?

7.3 Dynamischer Vorgang

Das Kennzeichen eines dynamischen Systems ist, dass nach einer schnellen Änderung der Eingangsgröße die Ausgangsgröße verzögert oder oszillatorisch folgt. Bei einem stabilen

dynamischen System wird nach einer Änderung der Eingangsgröße nach einer endlichen Zeit von der Ausgangsgröße ein neuer Beharrungszustand angenommen. Der Übergangsvorgang eines dynamischen Systems ist der Zeitverlauf des Übergangs von einem zum anderen Beharrungszustand. Das Kennzeichen eines statischen Systems ist, dass die Ausgangsgröße zeitgleich der Eingangsgröße folgt.

Um das dynamische Verhalten des Hohlkörpergreifers analysieren zu können, wird der Greifer mit gegriffenem Hohlkörper, wie in Bild 7.13 gezeigt, betrachtet.

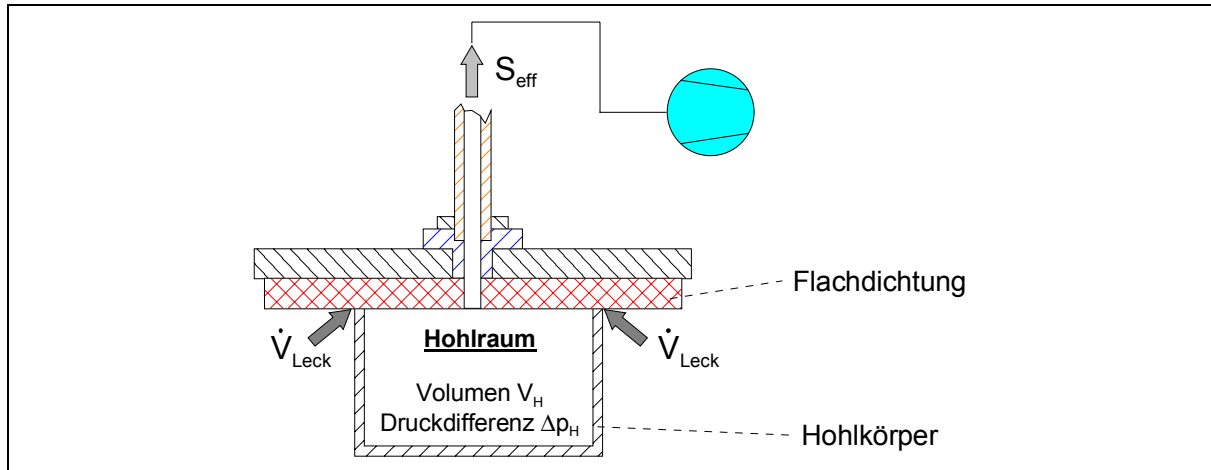


Bild 7.13: Volumenströme beim Hohlkörpergreifer

Der Hohlraum weist ein Volumen V_H auf. Zwischen der äußeren Atmosphäre und dem Inneren im Hohlraum herrscht eine Druckdifferenz Δp_H . Der Unterdruckerzeuger saugt den Volumenstrom S_{eff} aus dem Hohlraum. An der Schnittstelle zwischen Greifer und Hohlkörper wird infolge der Abdichtung \dot{V}_{Leck} aus der Atmosphäre in den Hohlraum gedrückt.

Das System ist in einem stationären Zustand, solange der Volumenstrom \dot{V}_{Leck} , der in den Hohlraum hineinkommt, genauso groß ist wie der Volumenstrom, der aus dem System hinausgesogen wird³⁹.

Sind die Volumenströme unterschiedlich groß, so ist das System instationär, der Druck im Hohlraum ändert sich. Die Druckdifferenz zwischen Atmosphäre und Hohlraum wird größer, wenn mehr aus dem Hohlraum gesaugt wird, als von außen in den Hohlraum strömt ($S_{eff} >$

\dot{V}_{Leck}). Umgekehrt sinkt die Druckdifferenz, wenn ein größerer Volumenstrom in den Hohlraum von außen gedrückt wird, als aus dem Hohlraum gesaugt wird. Der Druck im Hohlraum ändert sich so lange, bis der Volumenstrom in den Hohlraum genau so groß ist, wie der aus dem Hohlraum gesaugte Volumenstrom ($S_{eff} = \dot{V}_{Leck}$). Der Leckvolumenstrom \dot{V}_{Leck} ist von der Druckdifferenz abhängig. Die Leckvolumenstromkurve beschreibt diese Abhängigkeit.

Zur weiteren Untersuchung der Vorgänge im Hohlraum erfolgt eine mathematische Modellbildung durch theoretische Systemanalyse. Das mathematische Modell beschreibt den Zusammenhang zwischen den physikalischen Größen des Systems durch mathematische

³⁹ Da bei der Luft die Dichte druckabhängig ist, müssten streng genommen die Massenströme untersucht werden. Da die Druckdifferenzen aber sehr gering sind, ist die Änderung der Dichte nur minimal. Die Dichteänderung wird bei den nachfolgenden Überlegungen vernachlässigt.

Strukturen. Die Eingangsgröße ist der Volumenstrom S_{eff} , der von dem Unterdruckerzeuger aus dem Hohlraum abgesaugt wird. Die Ausgangsgröße ist der Unterdruck im Hohlkörper p_H . Das Bild 7.14 zeigt diesen Zusammenhang in Blockdarstellung.

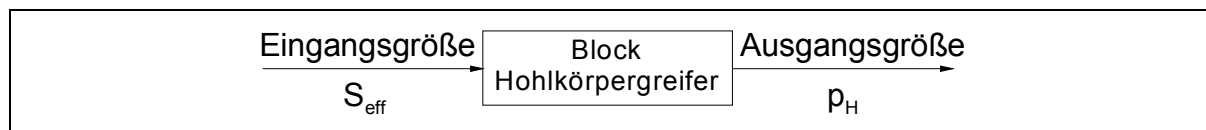


Bild 7.14: Blockdarstellung

Um den Zusammenhang zwischen der Eingangs- und Ausgangsgröße ermitteln zu können, wird der reale Hohlkörpergreifer mit angesaugtem Hohlkörper auf die wesentlichen physikalischen Funktionseinheiten abstrahiert, wie in Bild 7.15 gezeigt.

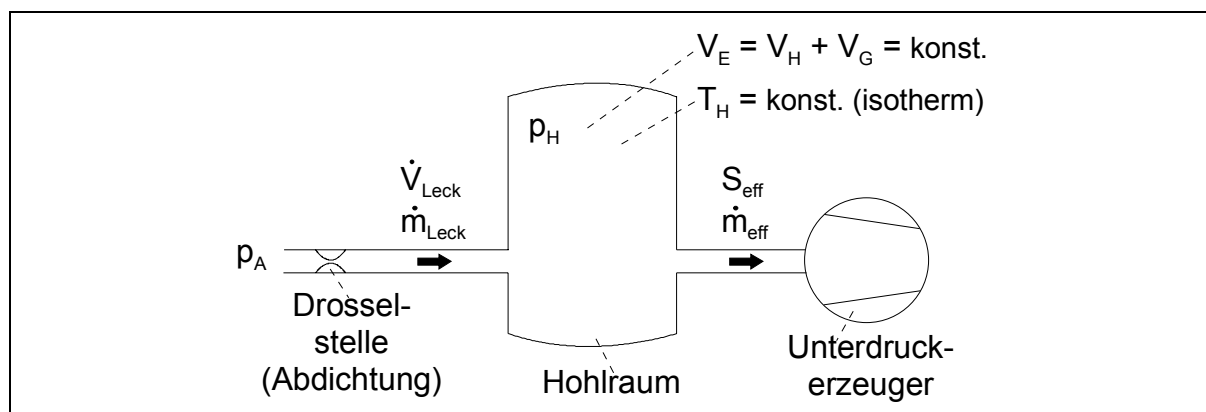


Bild 7.15: Abstrahierte physikalische Funktionseinheiten

Zur Vereinfachung wird angenommen, dass für die Luft im Hohlraum die allgemeine Gasgleichung (allgemeine Zustandsgleichung idealer Gase) gelte und, dass die Temperatur konstant bleibt (isotherme Zustandsänderung).

$$p_H \cdot V_E = m_L \cdot R_S \cdot T_H \quad (7.2)$$

- mit:
- p_H : Druck im Hohlkörper [Pa]
 - V_E : Evakuierungsvolumen [m³]
 - m_L : Masse der Luft [kg]
 - R_S : Gaskonstante [N · m/(kg · K)]
 - T_H : Lufttemperatur im Hohlkörper [K]

Das System ist ein offenes System, da Massenströme über die Systemgrenze transportiert werden. Die Masse im System ist wegen der Kompressibilität der Luft nicht konstant. Eine Differenzierung der Formel nach der Zeit ergibt:

$$\dot{p}_H \cdot V_E = \dot{m}_L \cdot R_S \cdot T_H \quad (7.3)$$

- mit:
- \dot{m}_L : Massenstrom der Luft [kg/s]

Die zeitliche Änderung der Masse hängt von den Volumenströmen in, bzw. aus dem System ab. Es gilt:

$$\dot{m}_L = \dot{m}_{Leck} - \dot{m}_{eff} \quad (7.4)$$

mit: \dot{m}_{Leck} : Massenstrom des Leckstroms [kg/s]

\dot{m}_{eff} : Massenstrom des effektiven Saugvermögens [kg/s]

Der Massenstrom in das System ist positiv, der Massenstrom aus dem System wird negativ bilanziert.

Benötigt wird der Zusammenhang zwischen der Druckdifferenz und dem Massenstrom des Leckstroms. Dazu wird zunächst der Zusammenhang zwischen der Druckdifferenz und dem Leckstrom betrachtet. Dieser Zusammenhang ist aber nichtlinear. Es gibt im Druckdifferenz-Leckstrom-Diagramm einen Bereich, der nahezu linear ist (s. Bild 7.16). Dieser Bereich wird für die nachfolgenden Überlegungen betrachtet.

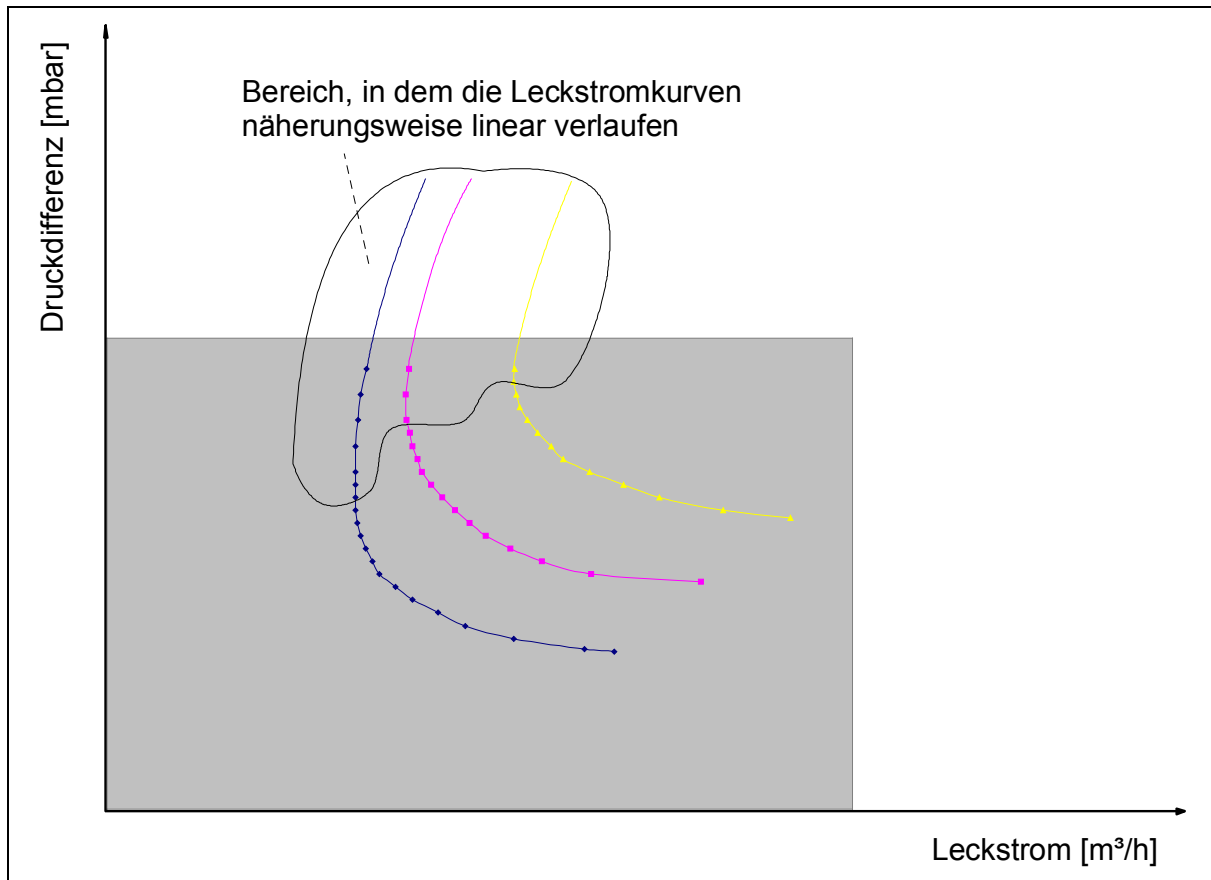


Bild 7.16: Linearer Bereich der Leckstromkurve

Für den Volumenstrom durch die Drosselstelle gilt bei $\Delta p_H \gg \Delta p_{HGrenz}$ mit guter Näherung:

$$\Delta p_H = p_A - p_H \approx m_{g1} \cdot \dot{V}_{Leck} + b_{g1} \quad (7.5)$$

mit: Δp_H : Druckdifferenz Innenraum des Hohlkörpers / Atmosphäre [Pa]

m_g : Steigung der Geraden [-]

\dot{V}_{Leck} : Leckstrom (Undichtigkeit) [m³/s]

b_g : Abstand des Geradenschnittpunktes auf der y-Achse [-]

Zur Vereinfachung wird anstelle der Volumenströme mit Massenströmen gearbeitet. Es gilt näherungsweise:

$$\Delta p_H = p_A - p_H \approx m_{g2} \cdot \dot{m}_{Leck} + b_{g2} \quad (7.6)$$

Die Formel (7.4) wird in (7.3) eingesetzt:

$$\dot{p}_H \cdot V_E = (\dot{m}_{Leck} - \dot{m}_{eff}) \cdot R_S \cdot T_H \quad (7.7)$$

Die Formel (7.6) wird in (7.7) eingesetzt:

$$\dot{p}_H \cdot V_E = \left(\frac{p_A - p_H - b_{g2}}{m_{g2}} - \dot{m}_{eff} \right) \cdot R_S \cdot T_H \quad (7.8)$$

$$\frac{V_E \cdot m_{g2}}{R_S \cdot T_H} \cdot \dot{p}_H + p_H = p_A - b_{g2} - \dot{m}_{eff} \cdot m_{g2} \quad (7.9)$$

Die konstanten Koeffizienten werden zusammengefasst, so dass sich mit K_1 , K_2 und K_3 die folgende Differentialgleichung ergibt:

$$K_1 \cdot \dot{p}_H + p_H = K_2 - \dot{m}_{eff} \cdot K_3 \quad (7.10)$$

mit: K : Konstante

Dies ist eine inhomogene Differentialgleichung (DGL) erster Ordnung. Die allgemeine Lösung der DGL ist die Summe aus der allgemeinen Lösung $p_{H_hom}(t)$ der zugehörigen homogenen DGL und einer speziellen Lösung $p_{H_spez}(t)$.

$$p_H(t) = p_{H_hom}(t) + p_{H_spez}(t) \quad (7.11)$$

Der Übergangsvorgang eines dynamischen Systems, d.h. der Zeitverlauf von einem zum anderen Beharrungszustand, setzt sich aus zwei Anteilen zusammen. Der eine Anteil ist das Eigenverhalten des Systems, der andere Anteil ist die erzwungene Bewegung des Systems infolge der Änderung der Eingangsgröße. Das Eigenverhalten des Systems wird von p_{H_hom} beschrieben, während die erzwungene Bewegung des Systems durch die spezielle Lösung p_{H_spez} beschrieben wird.

Die Lösung der Differentialgleichung $K_1 \cdot \dot{p}_H + p_H = K_2 - \dot{m}_{eff} \cdot K_3$ wird im Anhang in Kapitel 10.9 ab der Seite 196 beschrieben.

Als allgemeine Lösung für die Differentialgleichung nach einem Sprung wird erhalten:

$$p_H(t) = C \cdot e^{-\frac{t}{K_1}} + K_2 - \dot{m}_{eff1} \cdot K_3 \text{ für } t \geq 0 \quad (7.12)$$

Der Anfangswert zu Beginn des Sprunges ist:

$$p_H(t=0) = C + K_2 - \dot{m}_{eff1} \cdot K_3 \quad (7.13)$$

Der Endwert (Beharrungszustand) des Sprunges ist:

$$p_H(t=\infty) = K_2 - \dot{m}_{eff1} \cdot K_3 \quad (7.14)$$

Das Bild 7.17 zeigt das Eigenverhalten und die erzwungene Veränderung von dem Unterdruck im Hohlkörper.

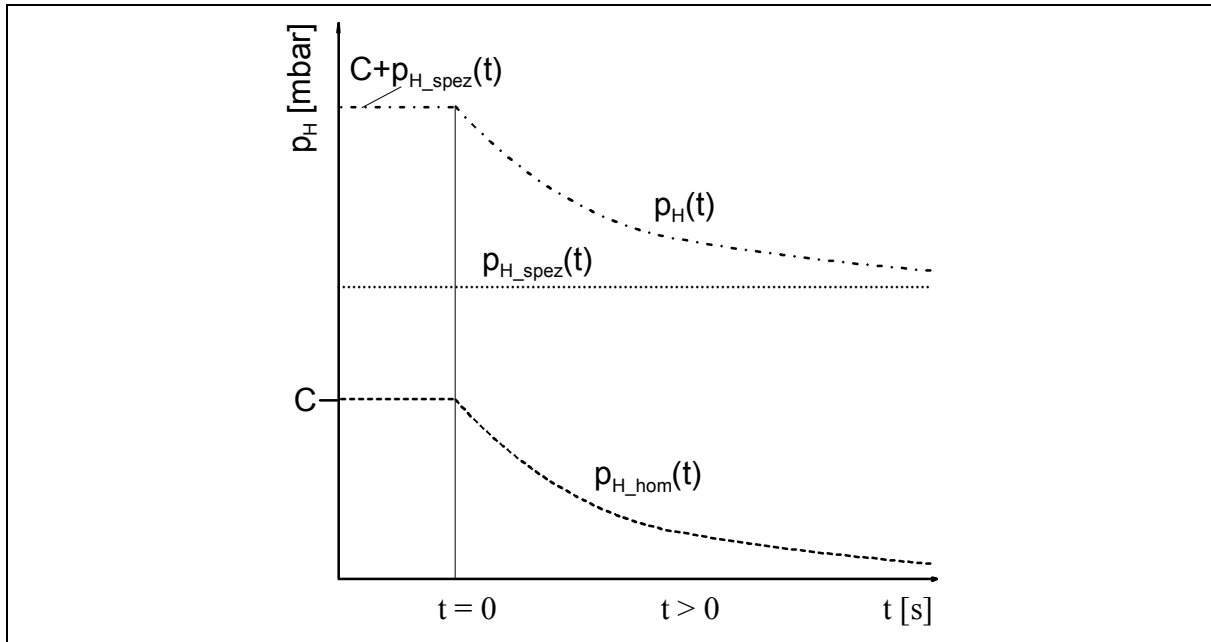


Bild 7.17: Dynamische Druckänderung im Hohlkörper

In dieser Arbeit ist insbesondere die Druckdifferenz zwischen Hohlraum und Atmosphäre von Interesse. Das Bild 7.18 zeigt die Druckdifferenz nach einer sprunghaften Änderung des aus dem Hohlraum gesaugten Massenstromes.

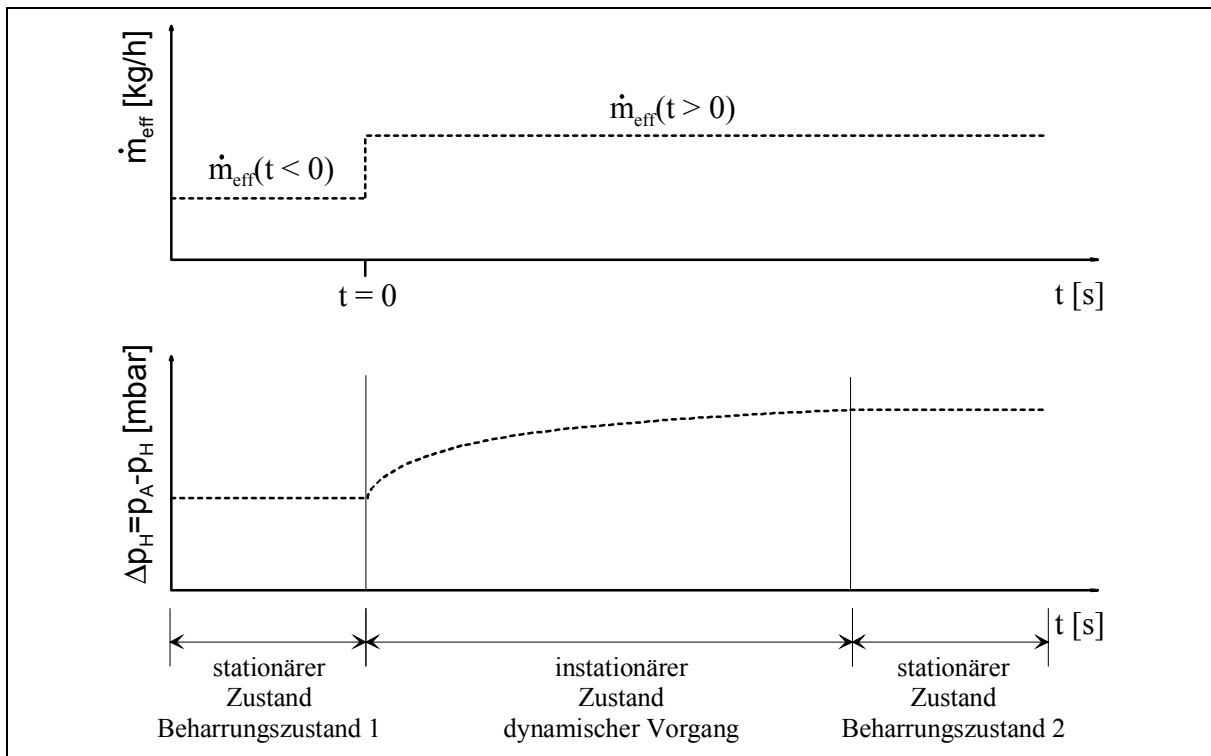


Bild 7.18: Dynamische Änderung der Druckdifferenz Δp_H

Bei den bisherigen Betrachtungen wurde nicht berücksichtigt, dass eine Änderung der Druckdifferenz auch eine Veränderung des aus dem Hohlkörper gesaugten Volumenstromes bewirkt. Die Änderung des Volumenstromes hängt bei Veränderung der Druckdifferenz von der Form und Lage der Kennlinie des Unterdruckerzeugers ab.

Das Bild 7.19 zeigt die Veränderung der Druckdifferenz nach einer sprunghaften Änderung des aus dem Hohlraum gesaugten Volumenstromes S_{eff}^{40} , wobei sich während des instationären Zustandes auch S_{eff} ändert.

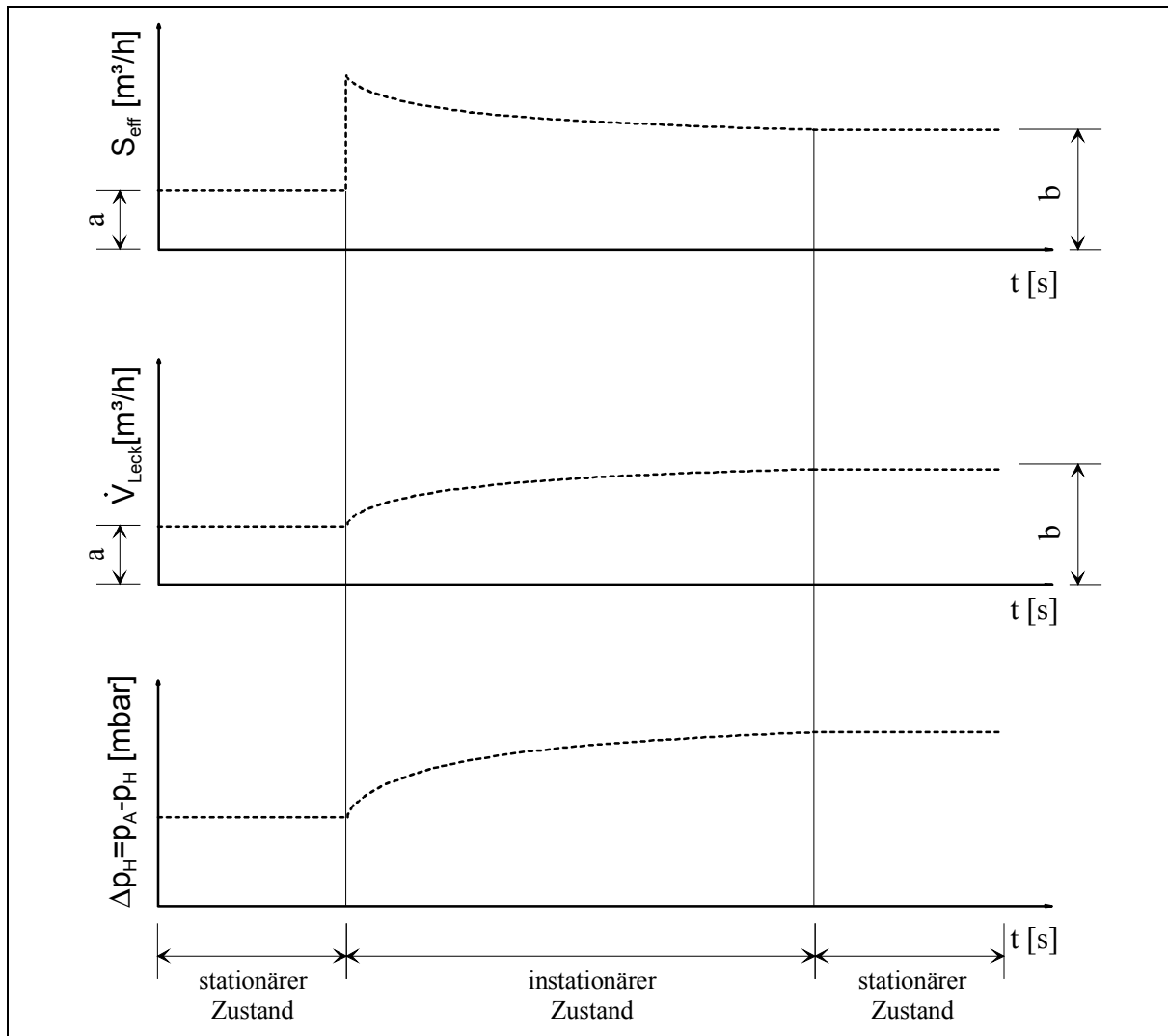


Bild 7.19: Sprungantwort (Übergangsfunktion)

Nach der sprunghaften Änderung geht das System von einem stationären Zustand in einen instationären Zustand über. Das Ungleichgewicht ist nach der Änderung am größten. Die Änderung des Druckes ist daher am Anfang am größten. Durch die Druckzunahme wird der Leckvolumenstrom \dot{V}_{Leck} größer. Gleichzeitig wird der herausgesaugte Leckvolumenstrom S_{eff} infolge der größer werdenden Druckdifferenz kleiner. Nach einiger Zeit wird bei Gleichheit der Größe der Volumenströme der neue stationäre Zustand erreicht.

Die ermittelte DGL beschreibt das dynamische Verhalten des Hohlkörpergreifers nach einer sprunghaften Änderung des Massenstromes. Das Gesamtsystem ist im stabilen Bereich. Die Druckdifferenz Δp_H zwischen dem Hohlkörperinnenraum und der Atmosphäre ist größer als der Grenzdruck. Ein Versagen des Systems kommt in diesem Bereich nicht vor.

⁴⁰ Kann technisch realisiert werden, indem ein Bypass-Ventil am Unterdruckerzeuger schnell geschlossen wird.

Das Versagen des Systems wurde bei den Grenzdruckversuchen im Rahmen der Messungen am Versuchsstand II graphisch aufgezeichnet. Insbesondere bei Verwendung des Ejektors konnte ein für die weitere Analyse interessantes Verhalten aufgezeichnet werden. Der Unterdruck wurde bei diesen Versuchen durch eine manuelle Veränderung des Versorgungsdruckes gesteuert.

Solange die Unterdruckdifferenz Δp_H größer als der Grenzdruck war, konnte das in Bild 7.19 dargestellte Verhalten beobachtet werden.

Wird die Druckdifferenz unterhalb des Grenzdruckes reduziert, beginnt das Versagen des Systems. Der Unterdruck fällt zunächst mit langsamer Geschwindigkeit, um dann immer schneller bis zum Lösen des Hohlkörpers zu fallen.

Die Zeitdauer zwischen alten und neuem Beharrungszustand der Ausgangsgröße nach einer sprunghaften Änderung der Eingangsgröße wird durch die Zeitkonstante charakterisiert. Ist die Zeitkonstante groß, dauert der zeitliche Übergang zwischen den Beharrungszuständen lange.

In Anlehnung an diese Definition wird der Begriff der Zeitkonstante auch im Versagensfall verwendet. Nach dem Versagen, das einen stark instationären Vorgang darstellt, wird ein neuer Beharrungszustand eingenommen. Die Widerstandskennlinie ändert sich infolge des Abrisses des Hohlkörpers wie in Bild 7.12 dargestellt. Die Zeit zwischen dem Beginn des Versagens bis zum vollständigen Abriss des Hohlkörpers soll durch die Zeitkonstante beschrieben werden.

Bei den Versuchen konnten in Abhängigkeit von den Eigenschaften der Flachdichtung beim Versagen eine unterschiedlich lange Zeitkonstante beobachtet werden. Eine lange Zeitkonstante ist bei den Greifern mit der schlechtesten Abdichtung (Greifer 1, 2 und 3) am ausgeprägtesten. Bei Greifer 4 ist infolge der besseren Abdichtung die Zeitkonstante geringer. Der Greifer 5 weist die beste Abdichtung und die kleinste Zeitkonstante bei sonst gleichen Randbedingungen im Verhältnis zu den anderen Greifern auf.

Bild 7.20 zeigt das im Versuch aufgezeichnete instabile Verhalten mit großer Zeitkonstante bei Greifer 3, während Bild 7.21 das Verhalten mit kleiner Zeitkonstante beim Greifer 5 zeigt.

Der Bediener reduziert bei den Grenzdruckversuchen langsam manuell den Unterdruck und beobachtet den hängenden Hohlkörper. Er wartet darauf, dass der Hohlkörper abfällt. Die Zeitkonstante äußert sich für ihn als Totzeit. Bei einer großen Zeitkonstante ist die Ermittlung des Grenzdruckes schwierig. In der Tabelle 6.2 auf der Seite 69 ist beim Ejektor bei dem Vorliegen von großen Zeitkonstanten auf die Ermittlung des Grenzdruckes verzichtet worden.

7. Ganzheitliche Betrachtung von Grenzdruck, Leckstrom und Kraft

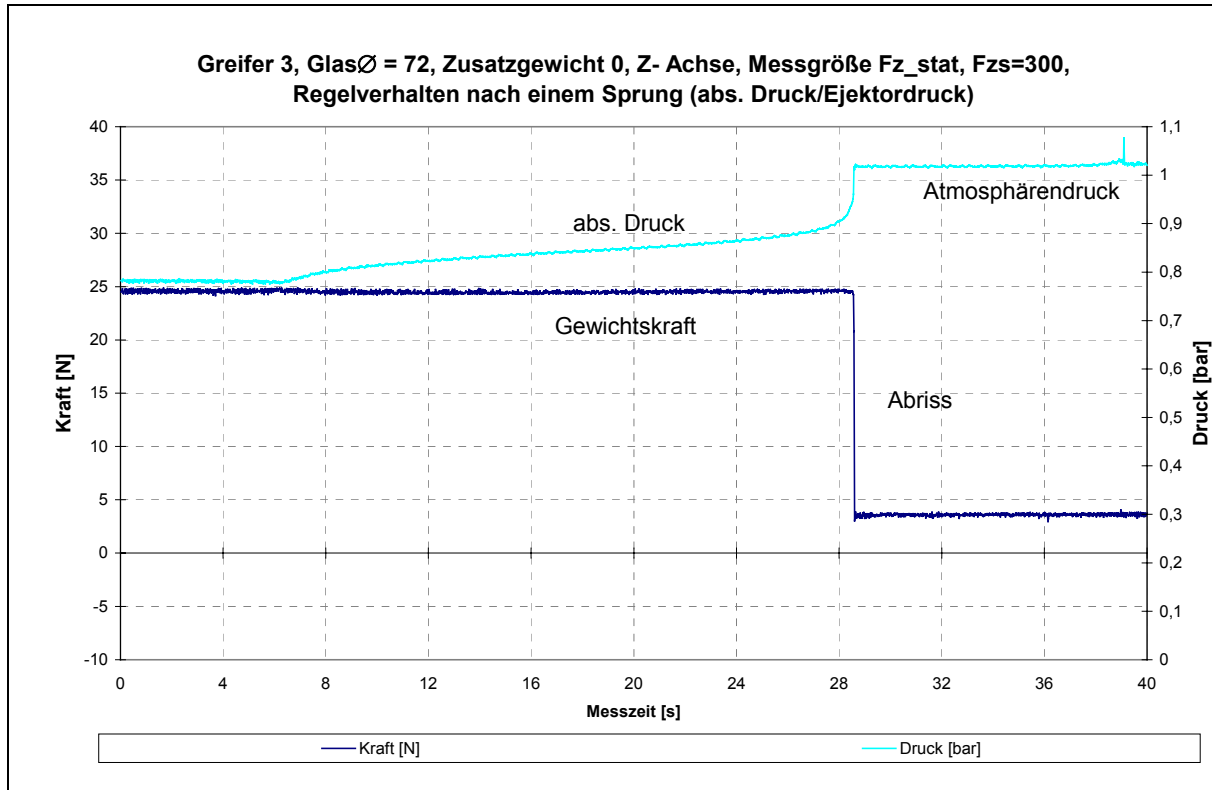


Bild 7.20: Im Versuch aufgezeichnetes instabiles Verhalten bei Greifer 3

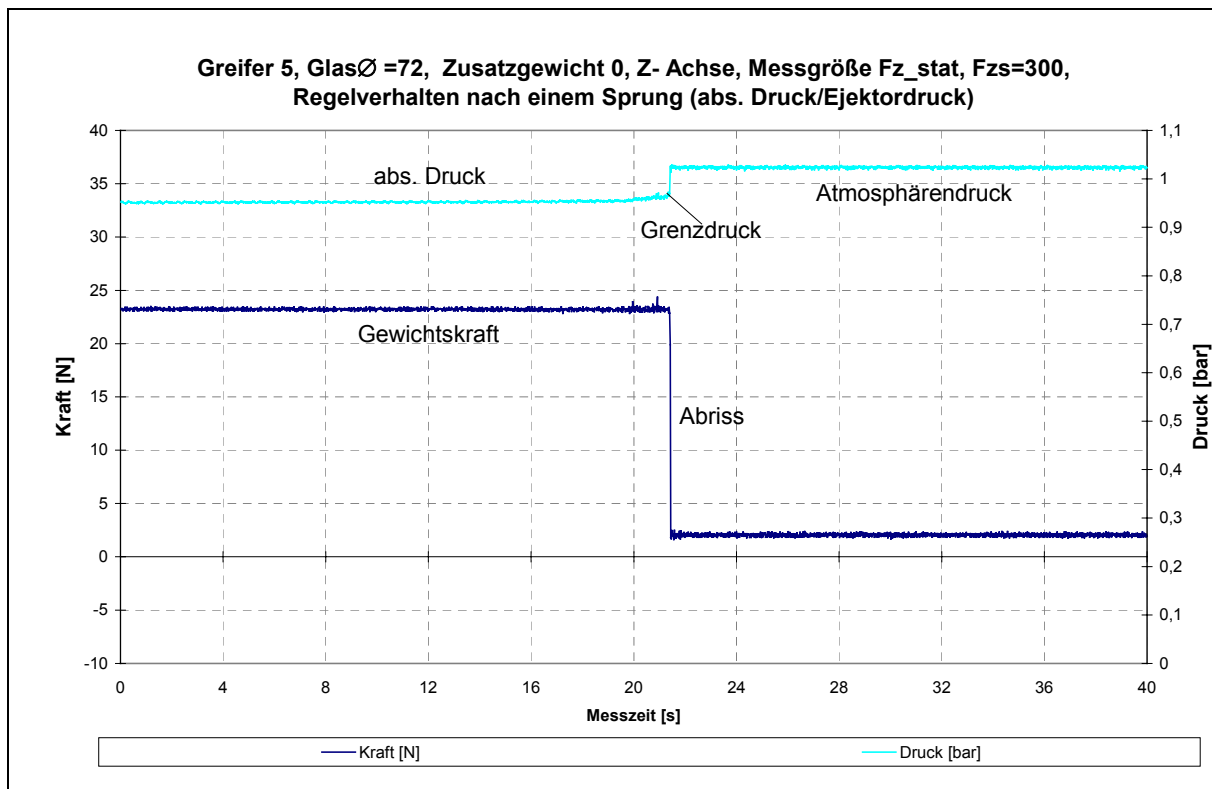


Bild 7.21: Im Versuch aufgezeichnetes instabiles Verhalten bei Greifer 5

7.4 Stabiles und instabiles Verhalten

Die im vorherigen Kapitel beschriebenen Erkenntnisse werden zur Erklärung der stabilen bzw. instabilen Bereiche in Bild 7.12 benutzt. Das Bild 7.22, Ausschnitt A zeigt einen typischen stabilen Betriebspunkt.

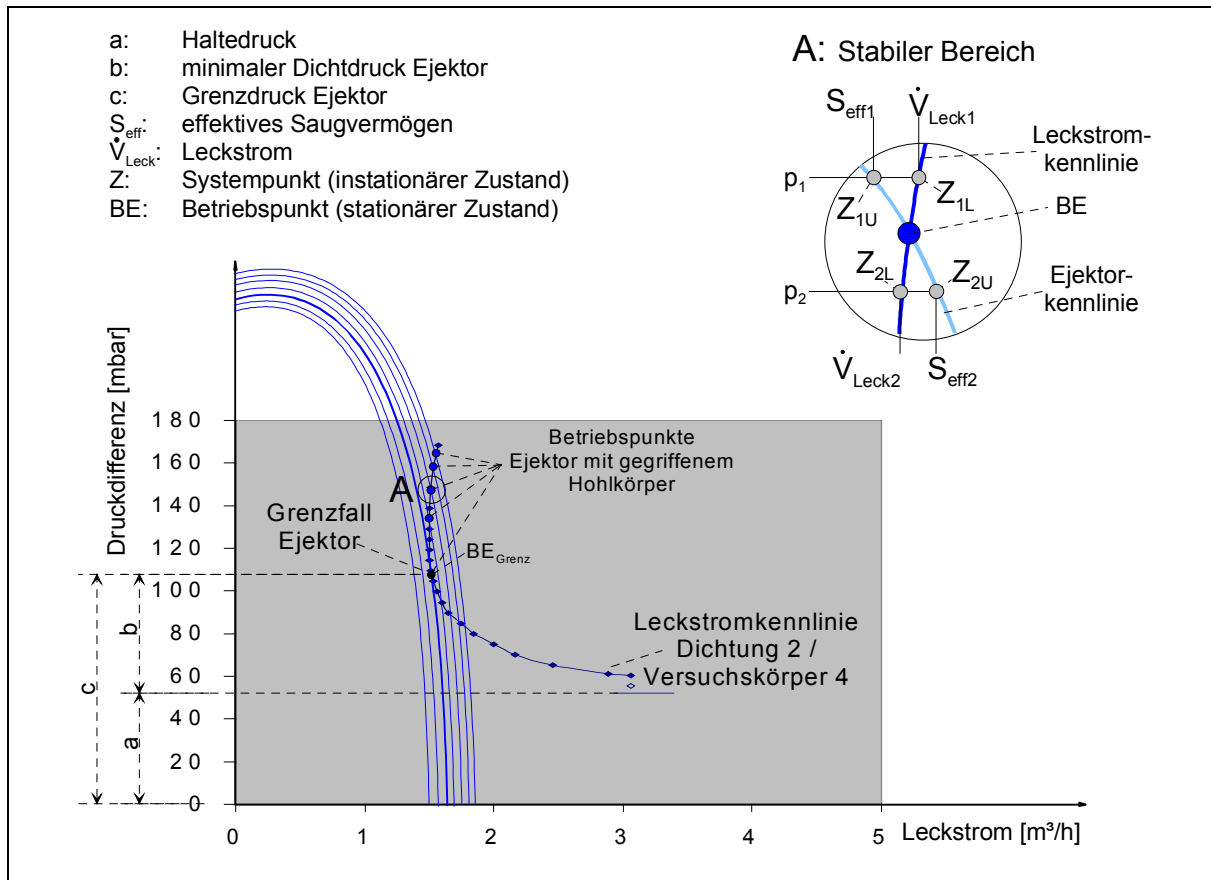


Bild 7.22: Stabiler Betriebspunkt

Der Punkt BE ist der Betriebspunkt. Wird durch eine kurzzeitige Störung (Störgröße) im Hohlraum der Druck erhöht auf den Druck p_1 , so wechselt das System vom stationären Zustand in den instationären Zustand über. Es gibt im Druckdifferenz-Leckstrom-Diagramm nicht mehr einen Betriebspunkt, sondern zwei Zustandspunkte – einen für jedes Teilsystem. Die Zustandspunkte werden ermittelt, indem bei dem neuen Hohlkörperdruck eine horizontale Gerade gezogen wird. Der Schnittpunkt der aktuellen Druckkennlinie des Unterdruck-erzeugers mit dieser Geraden ist der Schnittpunkt Z_{1U} . Analog gibt es mit der Leckstromkennlinie den Schnittpunkt Z_{1L} . Der Unterdruckerzeuger arbeitet im Zustandspunkt Z_{1U} und saugt S_{eff1} aus dem Hohlkörper. Infolge des Druckes existiert ein Volumenstrom \dot{V}_{Leck1} in den Hohlkörper hinein. Da \dot{V}_{Leck1} größer ist als S_{eff1} fällt der Druck im Hohlkörper solange, bis diese Volumenströme gleich groß sind. Diese Bedingung erfüllt nur der Betriebspunkt.

Analog verhält sich das System auch, wenn durch eine temporäre Störung der Druck im Hohlkörper erniedrigt wird. Die Teilsysteme nehmen die Zustände Z_{2U} und Z_{2L} an. S_{eff2} ist größer als \dot{V}_{Leck2} . Dadurch steigt der Druck im Hohlraum, bis die Volumenströme gleich groß sind. Diese Bedingung erfüllt nur der Betriebspunkt.

Das zuvor beschriebene Verhalten gilt nur für die stabilen Bereiche. Diese sind dadurch gekennzeichnet, dass nach einer geringen und kurzzeitigen Störung das System wieder in seinen alten Betriebszustand übergeht.

Von Interesse ist, wodurch sich das instabile Gebiet von dem stabilen Gebiet unterscheidet. Für die weitere Untersuchung wird der Grenzpunkt betrachtet, da dies der Übergang zwischen den Gebieten ist. Das Bild 7.23 Ausschnitt B zeigt den Grenzpunkt.

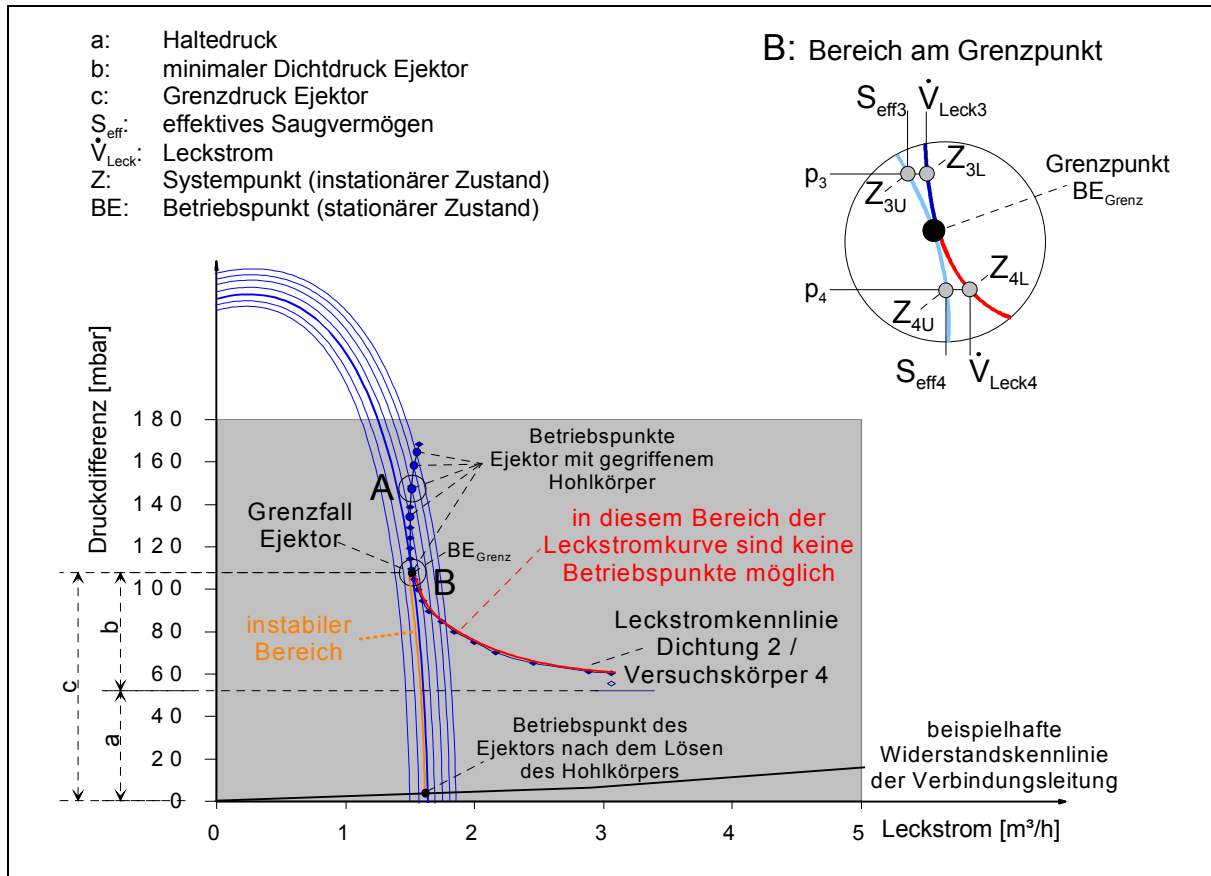


Bild 7.23: Betriebspunkt im Grenzfall

Das Gesamtsystem befindet sich im stationären Zustand im Grenzpunkt. Wird durch eine kurzfristige Störung der Druck im Hohlkörper auf p_3 angehoben, entspricht das Verhalten dem zuvor beschriebenen Verhalten bei der Erhöhung des Druckes auf p_1 im Bild 11c.

\dot{V}_{Leck3} ist größer als S_{eff3} . Der Druck im Hohlkörper fällt so lange, bis wieder ein Gleichgewicht herrscht und die Volumenströme gleich groß sind. Diese Bedingung erfüllt der Betriebspunkt, in diesem Fall der Grenzpunkt. Jetzt wird durch eine temporäre Störung der

Druck unterhalb des Grenzdruckes erniedrigt auf den Druck p_4 . \dot{V}_{Leck4} ist größer als S_{eff4} . Dies führt zu einer weiteren Verringerung des Druckes im Hohlraum. Der Druck im Hohlraum fällt immer stärker, weil das Ungleichgewicht sich selbst immer mehr verstärkt. Einmal ins Ungleichgewicht gekommen, entsteht aus diesem Ungleichgewicht ein immer größeres Ungleichgewicht. Dies ist das typische Kennzeichen eines instabilen Gebietes. Der Hohlkörper löst sich vom Greifer. Das System versagt.

Diese zuvor genannten Zusammenhänge liefern die Erklärung zum Verständnis der Ursache des Versagens und warum das zuvor beschriebene Ermittlungsverfahren des Grenzpunktes im

Druckdifferenz-Leckstrom-Diagramm bei bekanntem Unterdruckerzeugerkennfeld und bekannter Leckstromkennlinie funktioniert.

Das Bild 7.24 zeigt den Kurvenverlauf am Grenzpunkt.

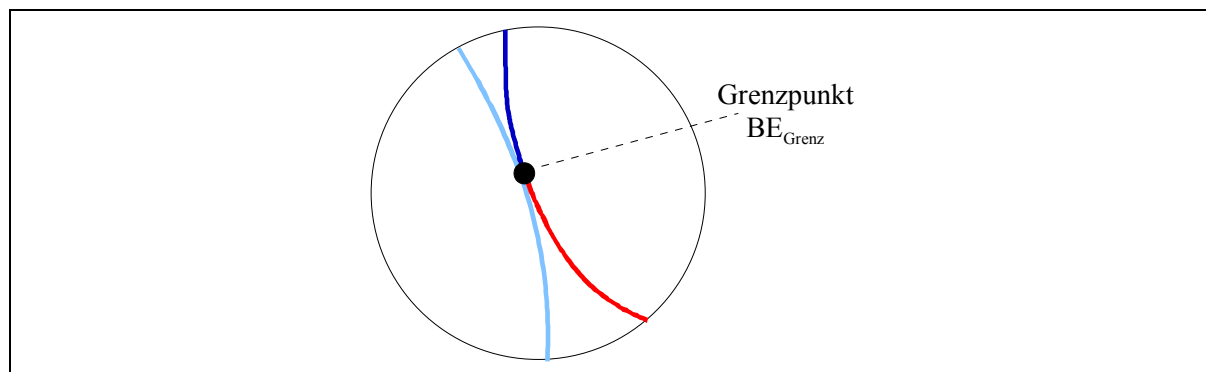


Bild 7.24: Tangentiale Kurven im Grenzfall

Die spezielle Eigenschaft und somit das charakteristische Kennzeichen des Grenzpunktes ist das tangentielle Einlaufen der Leckstromkurve und der Kennlinie des Unterdruckerzeugers. Aus dieser Eigenschaft resultiert kein exakter „scharfer“ Schnittpunkt, sondern die Kurven haben einen Berührungsbereich. Dieser größere Berührungsbereich ist die Erklärung für die Schwankungsbreite der Messwerte bei mehrmaligen Messungen des Grenzwertes unter sonst gleichen Randbedingungen.

Bei den bisherigen Betrachtungen stand der Grenzdruck im Mittelpunkt des Interesses. Im Folgenden wird das Verhalten bei einer äußeren Vertikalkraft analysiert (s. Bild 6.23, Seite 83).

Wird eine äußere Belastung, in Form einer vertikalen Kraft aufgebracht, so wird mit Zunahme der Vertikalkraft die Dichtkraft reduziert. Die Formel (7.15) verdeutlicht diesen Zusammenhang:

$$\Delta p_H \cdot A_{Wirk} = F_{Dicht} + m_H \cdot g + F_{Ver} \quad (7.15)$$

Unterdruckkraft = Dichtkraft + Gewichtskraft + Vertikalkraft

mit F_{Ver} : Vertikalkraft [N]

Die Vertikalkraft kann immer weiter gesteigert werden, bis schließlich der Hohlkörper abreißt. Dieses Maximum der Vertikalkraft wird als Abreißkraft bezeichnet. Wenn das Maximum der Vertikalkraft anliegt, ist die Dichtkraft minimal. Es stellt sich die Frage, wie sich dieser Vorgang im „Druckdifferenz-Leckstrom-Diagramm“ darstellt. In der Mechanik ist die Wirkung einer Kraft nur von der Lage der Wirkungslinie und dem Betrag der Kraft abhängig. Es ist für die Wirkung egal, ob die Kraft durch eine Roboterbewegung oder durch ein Gewicht in Verbindung mit der Erdbeschleunigung erzeugt wird. Bild 8 zeigt die drei Leckstromkurven der Versuchskörper 4, 5 und 6. Diese Versuchskörper weisen denselben Hohlkörper auf, aber drei verschiedene Gewichte. Von VK4 zu VK5 und von VK5 zu VK6 steigt das Gewicht um je 2 kg. Wird der VK4 mit einer äußeren Vertikalkraft von etwa 20 N infolge der Roboterbewegung belastet, müsste dieselbe Leckstromkurve gemessen werden können wie an Versuchskörper 5. Analog müsste bei Belastung des VK4 mit 40 N die Leckstromkurve der des VK6 entsprechen. Das Bild 7.25 stellt diesen Sachverhalt dar.

Ohne eine äußere Belastung liegt der Betriebspunkt im Schnittpunkt der Kennlinie des Unterdruckerzeugers mit der Leckstromkennlinie des VK4 bei Flachdichtung 2.

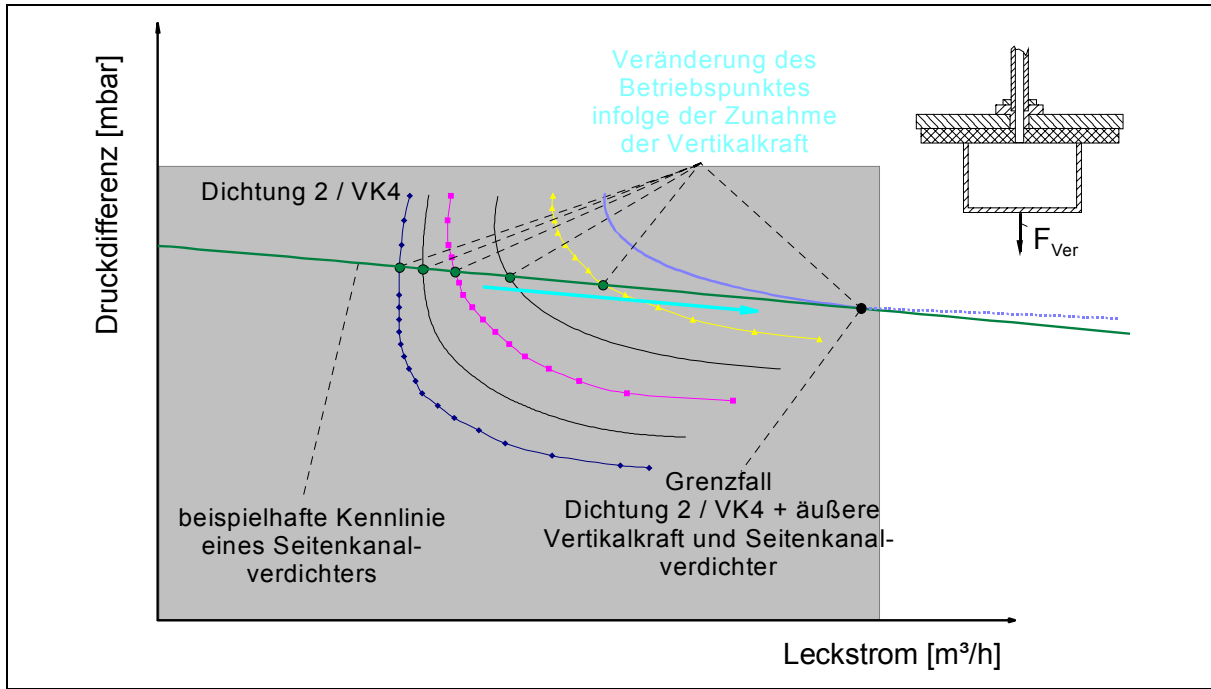


Bild 7.25: Leckstromkennlinienfeld infolge steigender Vertikalkraft

Wird von außen eine Vertikalkraft aufgebracht, so hat der Versuchskörper mit dieser Vertikalkraft eine neue Leckstromkurve. Der neue Betriebspunkt ist der Schnittpunkt der Kennlinie des Unterdruckerzeugers mit dieser neuen Leckstromkurve. Auf diese Art verschiebt sich der Betriebspunkt auf der Kennlinie des Unterdruckerzeugers bei zunehmender äußerer Belastung. Der Grenzpunkt wird erreicht, wenn die neue Leckstromkennlinie mit der Kennlinie des Unterdruckerzeugers tangential ineinander läuft. Wird die äußere Belastung auch nur minimal über die Belastung des Grenzfalles gesteigert, so reißt der Hohlkörper ab. Es ist dann kein Widerstand infolge Abdichtung mehr vorhanden. Der neue Betriebspunkt ist der Schnittpunkt der Kennlinie des Unterdruckerzeugers mit der Widerstandskennlinie der Verbindungsleitung. Der Bereich zwischen dem Grenzpunkt und dem neuen Betriebspunkt nach dem Abriss des Hohlkörpers ist instabil. Bild 7.26 zeigt diesen Zusammenhang.

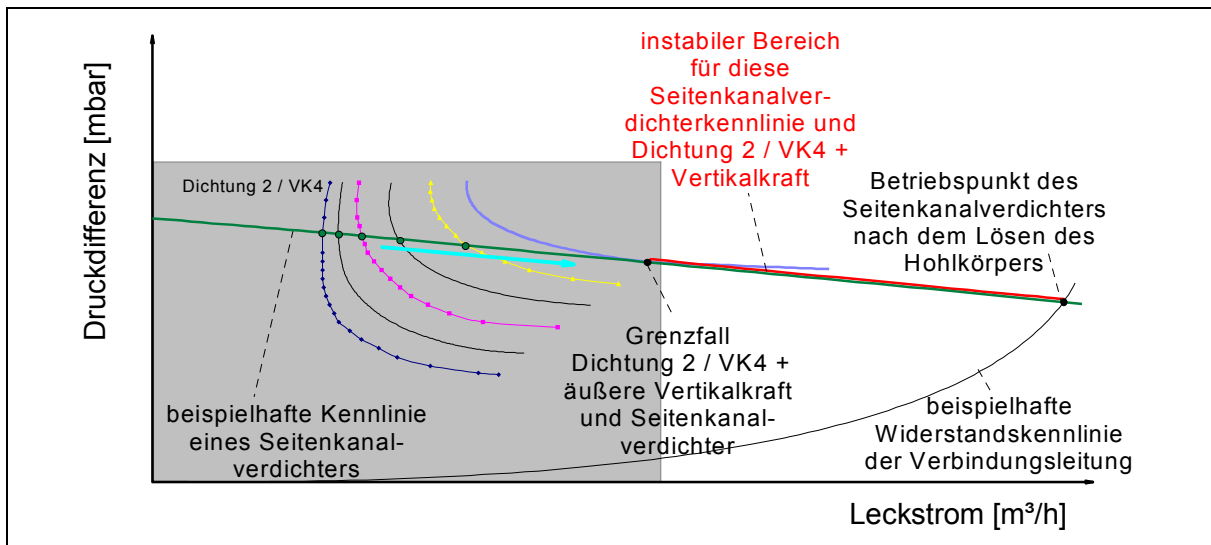


Bild 7.26: Neuer Betriebspunkt nach dem Abriss

7.5 Blockschaltdarstellung

Zur Beschreibung der Abhängigkeiten der Eingangs- und Ausgangsgrößen in einem komplexen System ist die Darstellung im Blockschaltdiagramm geeignet. Ein Block symbolisiert in abstrakter Weise, dass hier ein bestimmtes physikalisches System vorhanden ist, bei dem eine Ausgangsgröße in irgendeiner Weise von einer Eingangsgröße abhängt. Ausgangs- und Eingangsgröße können verschiedene physikalische Größen sein. Eine andere Bezeichnung für das Blockschaltdiagramm ist der Wirkungsplan. Die Linien symbolisieren die Richtung der gegenseitigen Beeinflussung der Blöcke. Das Bild 7.27 zeigt das System, bestehend aus Unterdruckerzeuger und Greifer mit gegriffenem Hohlkörper, als Blockschaltdiagramm.

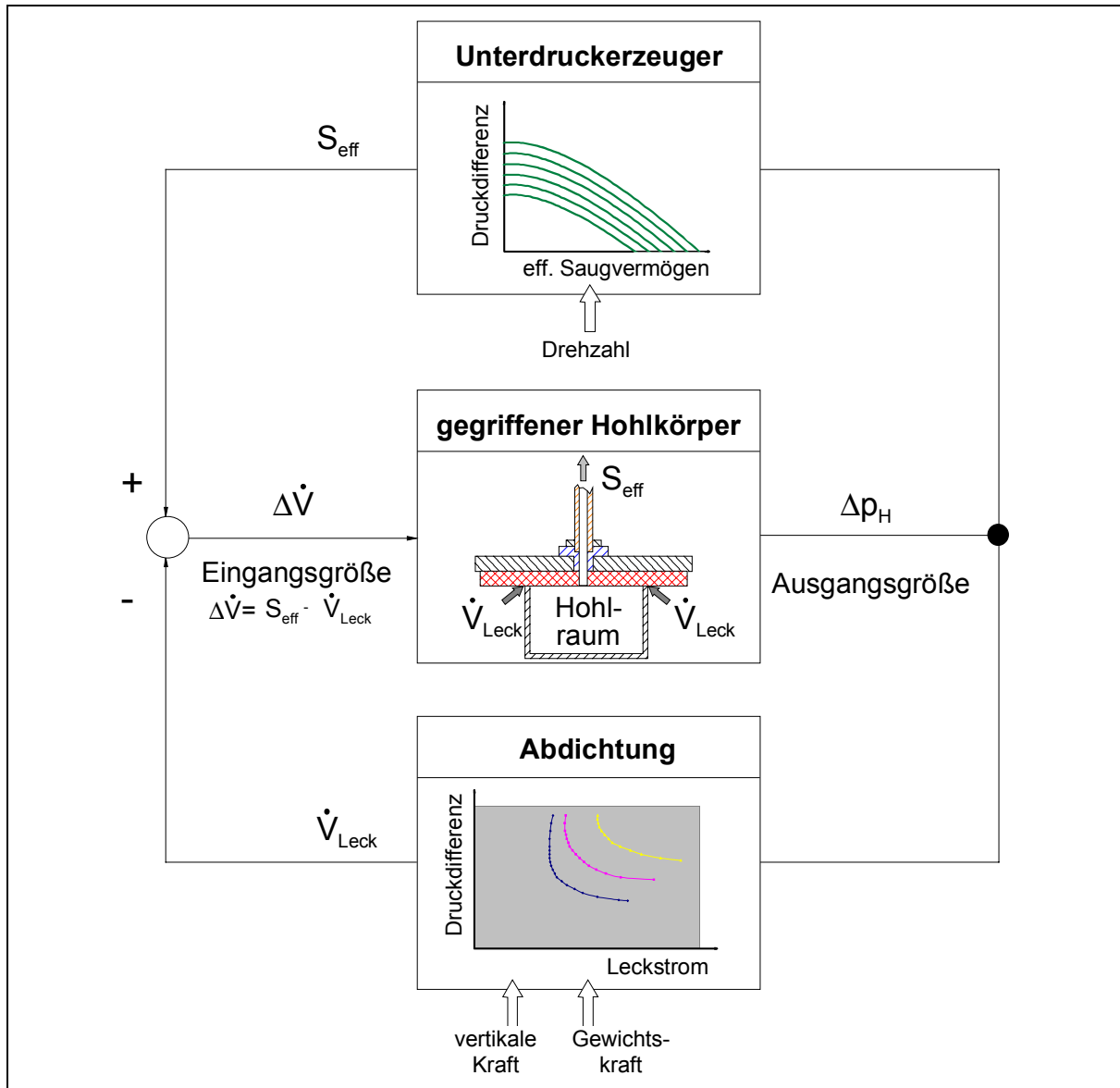


Bild 7.27: Blockschaltdarstellung

In der Systemdarstellung sind drei Blöcke vorhanden. Der Block „Unterdruckerzeuger“ steht für den Zusammenhang von der Druckdifferenz und dem effektiven Saugvermögen. Ein Parameter des Kennlinienfeldes kann z.B. die Drehzahl sein. Der Block „Abdichtung“ steht für den funktionalen Zusammenhang des Leckvolumenstromes von der Druckdifferenz. Parameter des Kennfeldes der Abdichtung sind die vertikale Kraft und die Gewichtskraft. Der Block „gegriffener Hohlkörper“ steht für den Zusammenhang wie im Kapitel „Dynamischer

Vorgang“ beschrieben. Die Eingangsgröße für diesen Block ist die Differenz des effektiven Saugvermögens des Unterdruckerzeugers und des Leckvolumenstromes. Die Ausgangsgröße dieses Blockes „gegriffener Hohlkörper“ ist die Unterdruckdifferenz. Diese Unterdruckdifferenz ist die jeweilige Eingangsgröße der Blöcke „Unterdruckerzeuger“ und „Abdichtung“. Diese Blöcke haben als Ausgangsgröße Volumenströme, deren Differenz wiederum die Eingangsgröße des Blockes „gegriffener Hohlkörper“ ist.

Ein solches System, bei dem der Istwert des Ausganges an den Eingang des Systems zurückgeführt wird, wird als *rückgekoppeltes* System bezeichnet. Des weiteren wird unterschieden, ob in dem Rückkopplungspfad ein Block vorhanden ist oder nicht. Mit einem Block in der Rückkopplungsschleife ist es eine *indirekte* Kopplung bzw. ohne einen Block ist es eine *direkte* Kopplung ([Lut95], Seite 27). Bei einem positiven Vorzeichen an der Mischstelle wird die Wirkung der Eingangsgröße verstärkt, man spricht von einer *Mitkopplung*. Bei negativem Vorzeichen an der Mischstelle wirkt die Gegenschaltungsgröße der Eingangsgröße entgegen, man spricht von einer *Gegenkopplung*.

Der Zusammenhang zwischen der Ausgangsgröße (Wirkung) und der Eingangsgröße (Ursache) eines Blockes (Übertragungsglied) kann durch verschiedene Möglichkeiten beschrieben werden. Ist der Zusammenhang durch eine graphische Kennlinie beschrieben, so ist es ein nichtparametrisches Modell. Liegt hingegen eine mathematische Beschreibung vor, so ist es ein parametrisches Modell.

Das in Bild 7.27 dargestellte System eines Greifers mit gegriffenem Hohlkörper weist aufgrund der zwischleifigen indirekten Rückkopplung Analogien zu Regelkreisen auf. Das System ist, je nach Betriebsbereich, stabil oder instabil.

In der Regelungstechnik ist die Stabilität eines Systems wie folgt definiert:

Ein System ist stabil, wenn es in seiner Ruhelage bleibt, solange es nicht von außen angeregt wird, und das in seine Ruhelage zurückkehrt, wenn alle äußeren Anregungen weggenommen werden ([Lut95], Seite 198).

Prinzipiell könnte das System eines Greifers mit gegriffenem Hohlkörper mit denselben Methoden auf Stabilität untersucht werden wie Regelkreise. Die Leckstromkurven weisen ein sehr stark ausgeprägtes nichtlineares Verhalten auf. Stabilitätsuntersuchungen bei nichtlinearen Systemen sind bisher problematisch, da viele der üblichen Stabilitätskriterien dann versagen. Die Untersuchung von Hohlkörpergreifsystemen auf Stabilität bietet sich mit den weiter fortschreitenden Erkenntnissen in der Regelungstechnik für die Zukunft an.

7.6 Kräftemodell und Einflussfaktoren

Der benötigte Unterdruck im Hohlkörper – die Druckdifferenz zwischen Hohlkörper und Atmosphäre - setzt sich aus zwei Anteilen zusammen, wie die allgemeine Formel aus dem aufgestellten Kräftemodell (Formel (4.46); Seite 41) zeigt:

$$\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz})}{A_{Wirk}} + \frac{m_H \cdot a_x \cdot \frac{I_{Sz}}{\Delta l_{Dichtzus}} + m_{zus} \cdot a_x \cdot \frac{I_{Szzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}}{A_{Wirk}} + \frac{m_H \cdot (g + a_z) + m_{zus} \cdot (g + a_z) \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}\right)}{A_{Wirk}} \quad 4.46$$

Druckdifferenz (Hohlkörper / Atmosphäre) im Grenzfall = minimaler Dichtdruck + Haltedruck

Der Haltedruck ist mathematisch aus den äußeren Belastungen (z. B. Gewichtskräfte aufgrund der Erdbeschleunigung, Trägheitskräfte infolge der Beschleunigung, etc.) mittels den Formeln aus dem aufgestellten Kräftemodell berechenbar.

Der Dichtdruck ist graphisch im Druckdifferenz-Leckstrom-Diagramm ermittelbar. Für die Bestimmung müssen die Kennlinie des Unterdruckerzeugers und das Kennfeld der Leckstromkennlinien bekannt sein. Das Kennfeld des Unterdruckerzeugers oder die entscheidende Druckkennlinie kann normalerweise von dem Hersteller des Unterdruckerzeugers bezogen werden. Die Widerstände in der Verbindungsleitung (Strömungswiderstände) sind berechenbar.

Aufwendiger ist die Ermittlung der Leckstromkurven, die von dem komplexen Vorgang der Abdichtung an der Schnittstelle zwischen Hohlkörper und Flachdichtung des Greifers abhängen. Diese müssen experimentell ermittelt werden.

Die Einflussfaktoren auf den *Haltedruck* ergeben sich unmittelbar aus der Formel (4.46):

- Masse des Hohlkörpers (m_H)
- Wirkfläche der Unterdruckkraft (A_{Wirk})
- Bei außermittiger Belastung:
 - Masse des außermittigen Zusatzgewichtes (m_{zus})
 - Abstand von G_{zus} zum Zentrum des Hk-Loches (Δl_{Gzus})
 - Abstand von $F_{Dichtzus}$ zum Zentrum des Hk-Loches ($\Delta l_{Dichtzus}$) (berechenbar aus der Geometrie der Hohlkörperöffnung)
- Bei beschleunigter Bewegung:
 - horizontale Beschleunigung (a_x)
 - vertikale Beschleunigung (a_z)
 - Strecke Lochrand / Schwerpunkt des Hohlkörpers (l_{Sz})
 - Strecke Lochrand / S_{zus} des Hohlkörpers (l_{Szzus})
 - Abstand von $F_{Dichtzus}$ zum Zentrum des Hk-Loches ($\Delta l_{Dichtzus}$) (berechenbar aus der Geometrie der Hohlkörperöffnung)

Die Einflussfaktoren auf den *Dichtdruck* ergeben sich aus dem Inhalt der Kapitel 7.1, 7.2 und 7.5:

- Haltedruck
- Abdichtung
 - Eigenschaften der Flachdichtung (Werkstoff)
 - Eigenschaften der Hohlkörper (Wirkdurchmesser und Ebenheit des Hohlkörperandes)
- Effektives Saugvermögen des Unterdruckerzeugers
 - Druckkennlinie des Unterdruckerzeugers
 - Eigenschaften der Verbindungsleitung zwischen Unterdruckerzeuger und Greifsystem

8 Dimensionierungsanleitung

Die Dimensionierung eines Hohlkörpergreifsystems lässt sich in fünf Arbeitsschritte einteilen, wie sie in Bild 8.1 dargelegt sind.

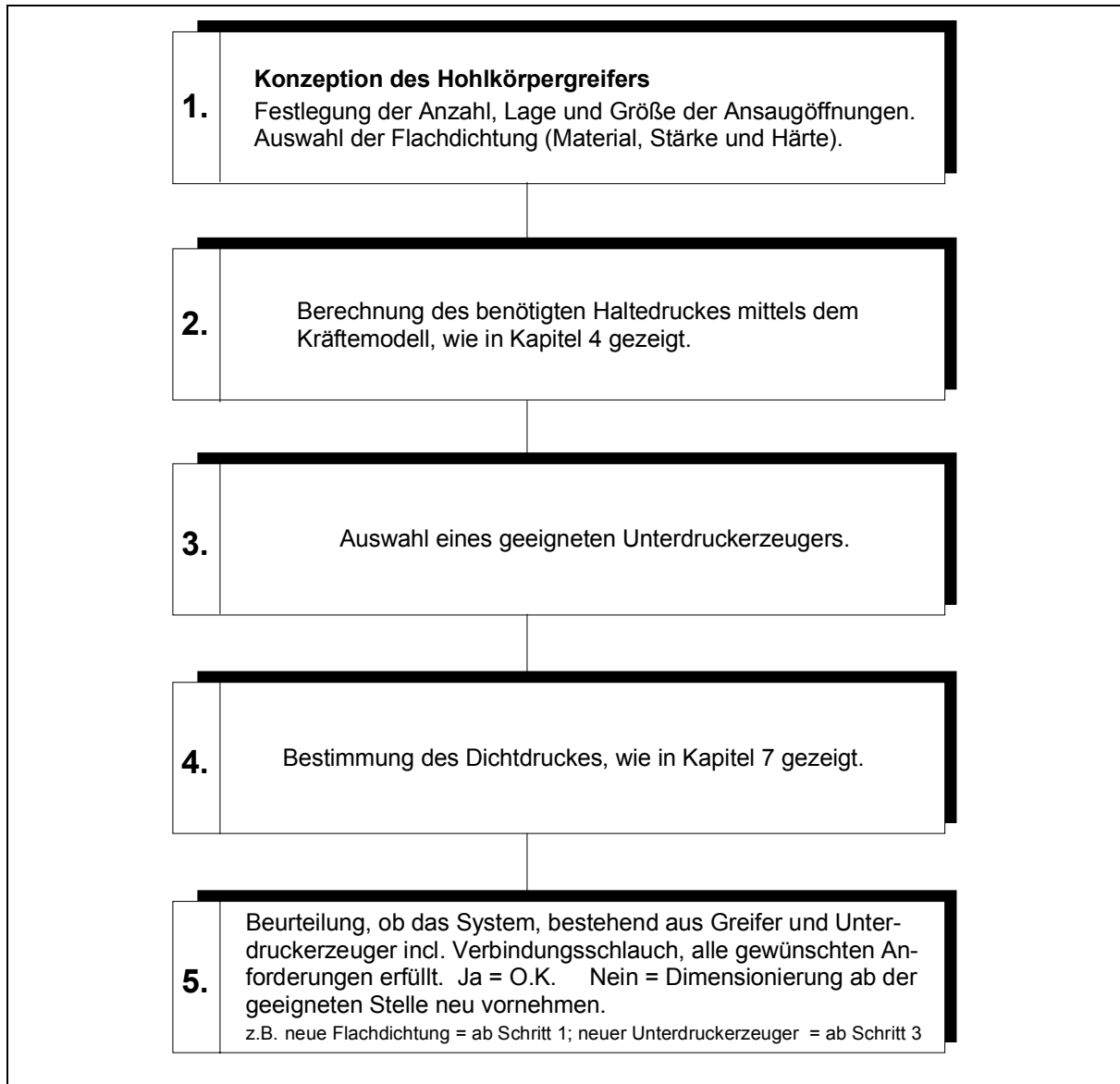


Bild 8.1: Arbeitsschritte bei der Dimensionierung

8.1 Konzeption

Das Vorgehen zur Konzeption eines Hohlkörpergreifers ist größtenteils bereits in Kapitel 3.2 bis 3.4 beschrieben. Dort ist die Ermittlung der Anzahl, Lage und Größe der Ansaugöffnungen in Abhängigkeit von den verschiedenen Hohlkörpern und Setzmustern aufgezeigt worden.

Die Größe der Ansaugöffnungen beeinflusst, in Abhängigkeit von dem Evakuiervolumen in den Hohlkörpern⁴¹ und dem Leckstrom an der Schnittstelle „Greifer / Hohlkörper“, den

⁴¹ Beim Evakuiervorgang treten in der Ansaugöffnung zusätzliche Volumenströme auf. Weitere Informationen enthalten die Kapitel 8.3, 8.6 und 8.7.

entstehenden Druckverlust. Bei dem Versuchsgreifer I (s. Kap. 5.1.2) und dem realisierten Greifsystem (s. Kap. 8.7.2) betrug der Durchmesser der Ansaugöffnung 36 mm.

Die Auswahl der Flachdichtung ist abhängig von der maximalen Höhendifferenz der Hohlkörper und der Stabilität der Hohlkörper. Das Bild 8.2 veranschaulicht am Beispiel von vier Hohlkörpern mit ebenem Rand die maximale Höhendifferenz.

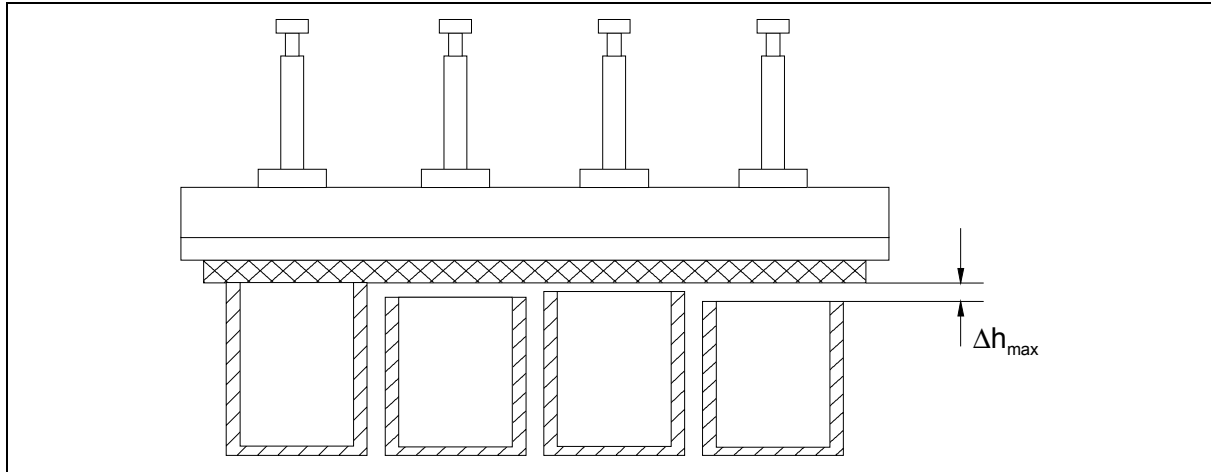


Bild 8.2: Höhendifferenz bei Hohlkörpern

Solche Höhenabweichungen Δh_H können z.B. durch den Produktionsprozess bedingt sein. Damit beim Greifprozess der niedrigste Hohlkörper eines Setzmusters gegriffen wird, muss die Dichtung durch den größten Hohlkörper dieses Setzmusters um mehr als die maximale Höhendifferenz der Hohlkörper zusammengedrückt werden, damit auch der niedrigste Hohlkörper durch die Flachdichtung abgedichtet wird. Dabei gilt: Je weicher und je dicker die Flachdichtung ist, desto größere Höhendifferenzen können überbrückt werden.

Die Andruckkraft wird beim Greifprozess durch den Roboter oder durch die konstruktive Gestaltung des Greifers vorgegeben. Bei dem realisierten Greifsystem (s. Bild 8.19 auf der Seite 163) ist die Andruckkraft die Gewichtskraft des an einer Linearführung aufgehängten Greifsystems. Durch konstruktive Maßnahmen, wie z.B. Federn oder Pneumatikzylinder zwischen Greifsystem und Roboterflansch, kann die Andruckkraft verändert werden. So können bei der Positionierung des Greifsystems auf den Hohlkörpern Höhenabweichungen ausgeglichen werden, ohne dass die Andruckkraft infolge der Roboterbewegung sich ändert. Das Greifsystem und der Roboter sind durch die Linearführung mit Orientierung in z-Richtung entkoppelt. Die bei dem Zusammendrücken der Flachdichtung benötigte Kraft des höchsten Hohlkörpers darf nicht so groß sein, dass es zu Stabilitäts-, Festigkeits- oder Verformungsproblemen dieses Hohlkörpers kommt.

Bei Hohlkörpern mit unebenem Rand (z.B. bei Blumenübertöpfen mit gewelltem Rand) kommt dieses Δh_{Rand} noch einmal zusätzlich zum Δh_H hinzu (s. Bild 8.3 auf der Seite 146).

Die bisherigen Ausführungen zu den Höhenabweichungen lassen besonders weiche Flachdichtungen als geeignet erscheinen. Bei den durchgeführten Versuchen im Kapitel 6.1.2 wiesen die weichen Schwammgummi-Dichtungen jedoch größere Undichtigkeiten auf als die härteren. Daher ist bei der Härte der Dichtung ein Kompromiss anzustreben: weich genug für Ausgleich der Höhenabweichungen, aber auch hart genug für geringe Undichtigkeit.

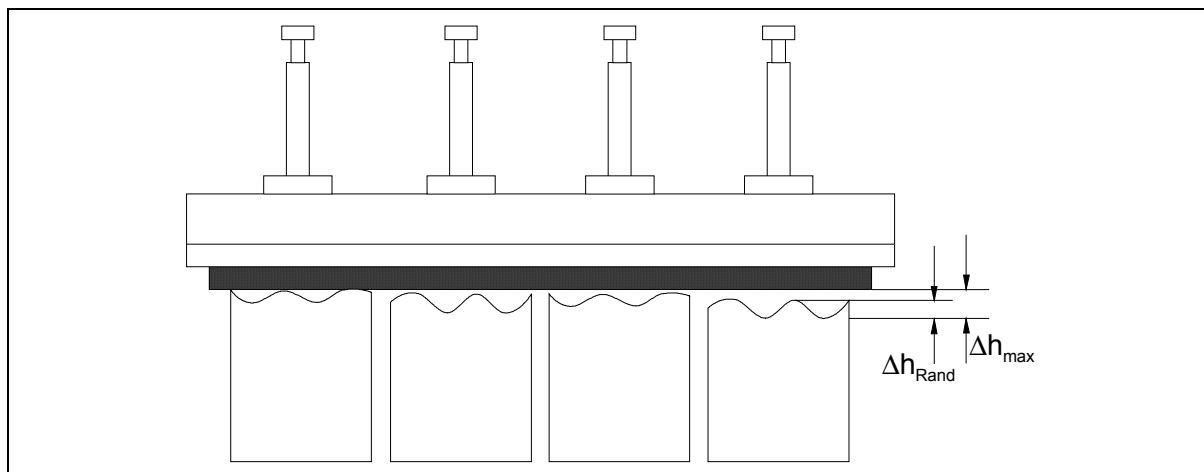


Bild 8.3: Hohlkörper mit unebenem Rand

8.2 Haltedruckdifferenz im Greifer

Der zweite Arbeitsschritt ist die Ermittlung des benötigten Haltedruckes im Innenraum des Hohlkörpers, die sich von dem in Kapitel 4.2 entwickelten Kräftenmodell ableitet. Die wichtigsten Formeln, auf deren Grundlage die Berechnung erfolgt, sind in Kapitel 10.2 auf der Seite 178 zusammengefasst. Bei der Berechnung des Haltedruckes wird in den Formeln des Kräftenmodells die minimale Dichtkraft zu Null gesetzt. Der Haltedruck ermöglicht einen Einblick, in welcher Größenordnung der Unterdruck benötigt wird.

Der einfachste Belastungsfall liegt vor, wenn der Unterdruck nur zum reinen Halten des Hohlkörpers benötigt wird und die Wirklinie der resultierenden Gewichtskraft durch das Zentrum der Hohlkörperöffnung geht. Die Tabelle 8.1 zeigt den benötigten Haltedruck für diesen Belastungsfall in Abhängigkeit vom Durchmesser der Hohlkörperöffnung und dem Hohlkörpergewicht.

$$F_{\Delta p} = A_{\text{Wir}} \cdot \Delta \rho_H; \quad \Delta \rho_H = F_{\Delta p} / A_{\text{Wir}}; \quad A = d_{\text{Loch}}^2 \cdot \pi / 4; \quad F_{\Delta p} = m_H \cdot g;$$

		Grenzdruck = f(Gewicht, wirksamer Durchmesser) [pa = N/m ²]														
		Durchmesser [mm]														
		20	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
Fläche		[m ²]														
Gewicht [g]		0,0003	0,0013	0,0028	0,0050	0,0079	0,0113	0,0154	0,0201	0,0254	0,0314	0,0380	0,0452	0,0531	0,0616	0,0707
10	312	78	35	20	12	9	6	5	4	3	3	2	2	2	1	
25	781	195	87	49	31	22	16	12	10	8	6	5	5	4	3	
50	1.561	390	173	98	62	43	32	24	19	16	13	11	9	8	7	
100	3.123	781	347	195	125	87	64	49	39	31	26	22	18	16	14	
250	7.807	1.952	867	488	312	217	159	122	96	78	65	54	46	40	35	
500	15.613	3.903	1.735	976	625	434	319	244	193	156	129	108	92	80	69	
1.000	31.226	7.807	3.470	1.952	1.249	867	637	488	386	312	258	217	185	159	139	
2.500	78.065	19.516	8.674	4.879	3.123	2.168	1.593	1.220	964	781	645	542	462	398	347	
5.000		39.033	17.348	9.758	6.245	4.337	3.186	2.440	1.928	1.561	1.290	1.084	924	797	694	
10.000		78.065	34.696	19.516	12.490	8.674	6.373	4.879	3.855	3.123	2.581	2.168	1.848	1.593	1.388	
25.000			86.739	48.791	31.226	21.685	15.932	12.198	9.638	7.807	6.452	5.421	4.619	3.983	3.470	
50.000				97.582	62.452	43.370	31.863	24.395	19.275	15.613	12.903	10.842	9.239	7.966	6.939	
100.000					86.739	63.727	48.791		38.551	31.226	25.807	21.685	18.477	15.932	13.878	
250.000									96.377	78.065	64.517	54.212	46.193	39.829	34.696	
500.000													92.385	79.659	69.392	
1.000.000																

Tabelle 8.1: Haltedrucke für statisches Halten

Der untere schattierte Bereich, in dem keine Unterdrücke mehr angegeben sind, ist bei einem normalen Atmosphärendruck von 1013 mbar (Normaldruck nach DIN 1343 in Meereshöhe) innerhalb der Atmosphäre nicht erreichbar. Beim Luftdruck ist zu beachten, dass der Atmosphärendruck von der geodätischen Höhe abhängig ist. Je größer die Höhe, desto geringer ist der Atmosphärendruck und damit auch die maximal erzielbare Druckdifferenz. In Abhängigkeit von der geodätischen Höhe einer geplanten Anlage muss folglich geprüft werden, ob die erreichbare Druckdifferenz für den Greifvorgang ausreicht. Dabei sollte vermieden werden, sich dem absoluten Vakuum zu stark zu nähern, da dann der technische und energetische Aufwand in keinem Verhältnis zum Nutzen steht. In der Handhabungstechnik wird daher nur mit dem Grobvakuum gearbeitet, das von 1000 mbar bis 1 mbar absolutem Druck geht.⁴²

Der obere schattierte Bereich, in dem Unterdruckwerte stehen, ist der Bereich unter 100 mbar. Zum Halten dieser Unterdruckkörper wird also nur eine sehr geringe Druckdifferenz benötigt.

8.3 Auswahl eines geeigneten Unterdruckerzeugers

Die Auswahl des Unterdruckerzeugers muss entsprechend den gestellten Anforderungen erfolgen. Wird nur der reine Haltevorgang bei der Handhabung betrachtet und der eigentliche Greifvorgang mit der Evakuierung vernachlässigt, so würde eine Auswahl des Unterdruckerzeugers nach den folgenden Kriterien vorgenommen. Die minimale Druckdifferenz bei der größten Belastung hängt, wie im Kapitel 7 beschrieben, auch vom verwendeten Unterdruckerzeuger ab. Der Unterdruckerzeuger könnte so ausgewählt werden, dass bei der größten Belastung der Unterdruckerzeuger gerade noch im stabilen Gebiet in der Nähe des Grenzpunktes oder am Grenzpunkt wäre. Falls gewünscht, könnte auch ein entsprechender Sicherheitsfaktor bei der Auswahl des Unterdruckerzeugers berücksichtigt werden.

Diese Bestimmung ist sehr aufwendig. Es werden die Gesamtdruckkurven der zur Auswahl stehenden Unterdruckerzeuger und die Leckstromkurve des Handhabungsobjektes bei der größten Belastung benötigt.

Im Folgenden wird jetzt der Greifvorgang mitberücksichtigt. Auch aus dem Greifvorgang leiten sich Anforderungen an den Unterdruckerzeuger ab. Wie in Kapitel 3.3 auf der Seite 20 beschrieben, ist bei den meisten technisch sinnvollen Einsatzfällen mit einer Evakuierzeit kleiner einer Sekunde zu rechnen. Da in dieser Zeit das Evakuiervolumen auf den entsprechenden Unterdruck gebracht werden muss, wird es aufgrund dieser Anforderung zu einem meist wesentlich leistungsfähigeren Unterdruckerzeuger kommen als durch die Anforderungen, die durch den Haltevorgang bei der Handhabung begründet sind. Das Greifen von Hohlkörpern nach dem neuen Greifkonzept unterscheidet sich in dieser Beziehung von dem Greifen mit Standardsaugelementen (Standardsauger). Diese Eigenschaft ist in dem meist wesentlich größeren Evakuierungsvolumen beim Greifen von Hohlkörpern im Verhältnis zu biegefesten, starren Körpern mit Standardsaugern begründet.

Die Auswahl eines leistungsfähigen Unterdruckerzeugers mit großem effektivem Saugvermögen hat Auswirkungen auf den minimalen Dichtdruck und damit auf die minimale Dichtkraft. Der minimale Dichtdruck ist in diesen Fällen im Verhältnis zum Haltedruck meist vernachlässigbar gering. Beispielhaft kann für diese Situation der Versuchsgreifer I mit dem verwendeten Seitenkanalverdichter angeführt werden. Bei allen Grenzdruckversuchen mit den neun Versuchskörpern des Kombiversuchskörpers betrug der Dichtdruck nur maximal 3,1% vom Haltedruck.

⁴² Bei absoluten Drücken unterhalb von 1 mbar beginnt das Feinvakuum. Darunter gibt es noch das Hochvakuum und das Ultrahochvakuum (vgl. Kap. Anhang 9.1 Begriffsdefinition „Vakuum“).

8.4 Bestimmung der Dichtdruckdifferenz

Ob eine Bestimmung des Dichtdruckes nötig ist, hängt also von der Leistungsfähigkeit des Unterdruckerzeugers (effektives Saugvermögen) im Verhältnis zu den Leckströmen bei der maximalen Belastung ab. Wenn eine Unsicherheit besteht, ob der Dichtdruck vernachlässigt werden kann, muss dieser gemäß den Grundlagen aus Kapitel 7 bestimmt werden.

Liegt eine der folgenden Randbedingungen vor, bietet sich an, den Dichtdruck zu überprüfen:

- Greifzeiten größer 1 Sekunde
- Geringes Hohlraumvolumen
- Schlechte Abdichtung zwischen Greifer und Hohlkörper

Die Erklärung der eigentlichen Dimensionierung im engeren Sinne ist jetzt abgeschlossen. Im folgenden Unterkapitel geht es um einen seltenen speziellen Versagensfall. Danach wird der Zusammenhang von Greifkonzept und Evakuervolumen erläutert. Die Kenntnis des Evakuervolumens ist für die Bestimmung der Evakuierzeit wichtig. Anschließend erfolgen Betrachtungen zur Berechnung der Evakuierzeit.

8.5 Versagen durch Verrutschen

Das in Kapitel 4.2 aufgestellte Kräftemodell geht von einem Versagen aus, bei dem der Hohlkörperinnenraum infolge zu geringer Dichtkraft belüftet wird (1. Versagensart). Bei einer horizontalen Bewegung mit entsprechender Beschleunigung ist ein Versagen durch Verrutschen des Objektes infolge zu geringer Reibkräfte möglich (2. Versagensart). Braun hat diese Versagensart in seiner Arbeit beschrieben [Bra88]. Das Bild 8.4 verdeutlicht die Kräftesituation bei dieser Versagensart.

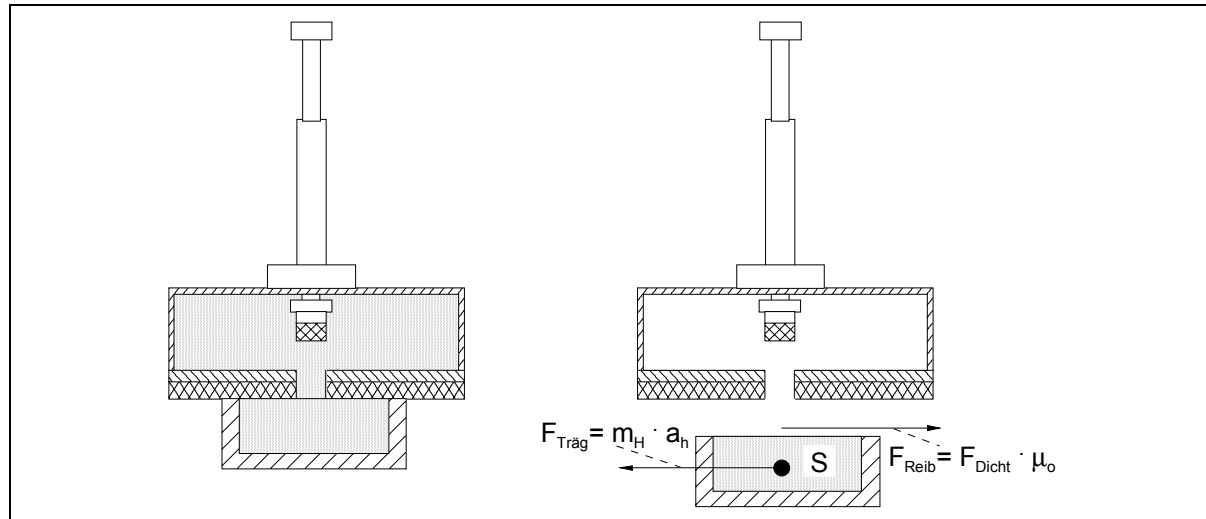


Bild 8.4: Kräfte beim Versagen durch Verrutschen

Die Trägheitskraft greift im Schwerpunkt des Hohlkörpers an und ist entgegengesetzt zur Beschleunigung orientiert. Im Gleichgewichtszustand wird die Trägheitskraft durch die Reibkraft kompensiert, die nach Coulomb als Normalkraft multipliziert mit der Haftreibungszahl ermittelt werden kann. In diesem Fall folgt für die Dichtkraft:

$$F_{Dicht} = \frac{m_H \cdot a_h}{\mu_o} [N] \quad (8.1)$$

mit F_{Dicht} : Dichtkraft [N]

- m_H : Masse Hohlkörper [kg]
 a_h : horizontale Beschleunigung [m/s²]
 μ_0 : Haftreibungszahl [-]

Dabei ist zu berücksichtigen, dass bei den verwendeten Dichtungsmaterialien (Schwammgummi, Zellgummi (s. [Heg]) das Gesetz von Coulomb aufgrund der Eigenschaften dieser Materialien nur sehr eingeschränkt gilt (s. [Bra88]) - im Zweifelsfall sind Versuche durchzuführen.

Bei bereits durchgeführten Versuchen konnte dieser Versagensfall nicht ermittelt werden. Diese Erfahrung deckt sich auch mit den Ergebnissen des DFG Berichtes „Entwicklung von Auslegungskriterien für pneumatische Flächengreifer in dynamischen Systemen“ bei Standardsaugelementen (s. [Jün97]).

Prinzipiell ist jedoch bei jeder Anwendung mit horizontaler Beschleunigung zu überprüfen, ob nicht ein Versagen infolge Verrutschen (Versagensfall 2) erfolgt.

Folgende Faktoren begünstigen das Auftreten des 2. Versagensfalles:

- Große horizontale Beschleunigung
- Glatte Hohlkörper mit niedriger Bauhöhe
- Eine Flachdichtung aus einem Werkstoff mit geringem Reibwert (z.B. Schaumsilikon, Moosgummi mit Teflonfolie)

8.6 Greifstrategie und Evakuervolumen

Bei der Berechnung des benötigten effektiven Saugvermögens aus der Evakuierzeit ist die Kenntnis des zu evakuierenden Volumens von Bedeutung, welches wiederum von der Greifstrategie abhängt. Prinzipiell gibt es zwei Greifstrategien:

1. Der Greifer wird mit geöffneter Ansaugöffnung auf die zu greifenden Hohlkörper bewegt.
2. Der Greifer wird mit geschlossenen Ansaugöffnungen auf die Hohlkörper bewegt. Erst dann, wenn die richtige Anpresskraft erreicht ist, werden die Ventile geöffnet.

Im *ersten* Fall muss das Volumen in den Hohlkörpern $V_H \cdot n_H$, in dem Greifer V_G und in dem Saugschlauch V_S evakuiert werden (s. Bild 8.5 auf der Seite 150).

Das zur Evakuierung abzusaugende Volumen ist dabei von dem Druckverlauf vom Hohlkörpergreifer zum Unterdruckerzeuger abhängig, der in dem Bild 8.6 auf der Seite 150 dargestellt ist. An der Greiferöffnung herrscht Atmosphärendruck p_A und am Unterdruckerzeuger der Druck im Saugstutzen p_S .

Im *zweiten* Fall ist bei geschlossenen Ansaugöffnungen auch im Greiferinnenraum p_G der Druck gleich dem im Saugstutzen p_S . Daher ist das zu evakuierende Volumen gleich dem Volumen im Innenraum der zu greifenden Hohlkörper. Bei dieser Greifstrategie besteht die Möglichkeit, das Volumen im Innenraum des Greifsystems als Vakuumspeicher zu benutzen und hierdurch sehr geringe Greifzeiten zu erzielen. Dieser Fall wird im Kapitel 8.7.1 behandelt.

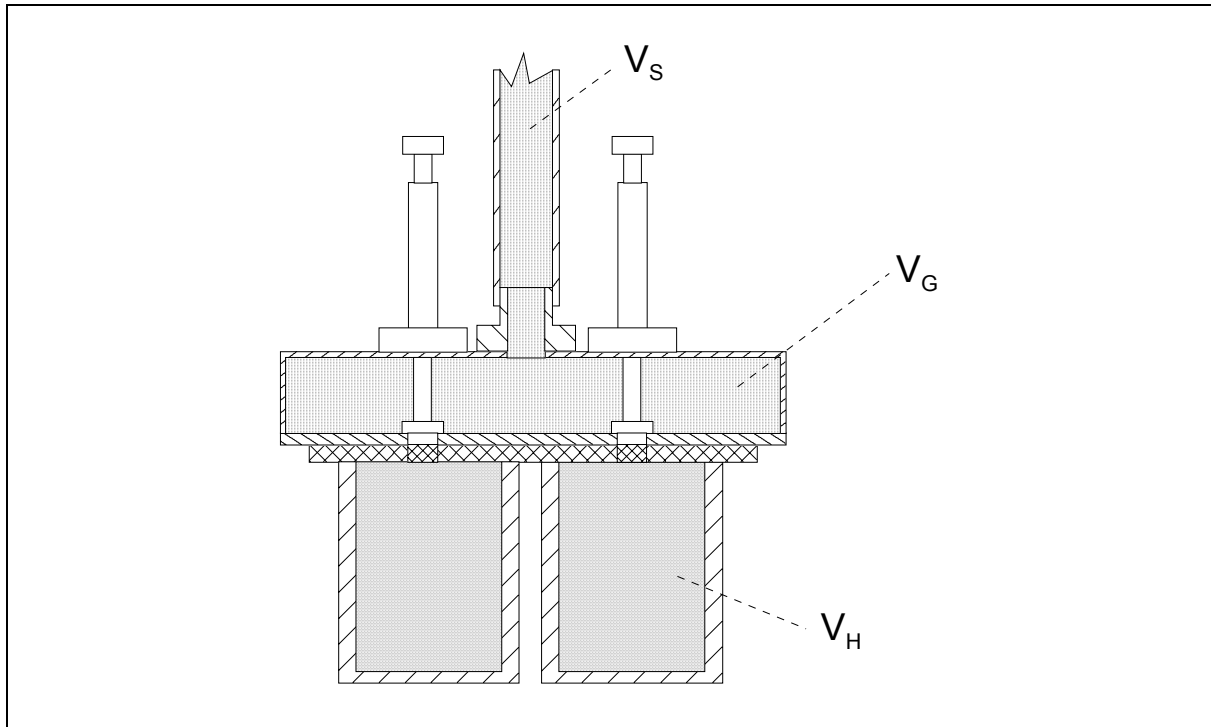


Bild 8.5: Volumen V_H , V_G und V_S

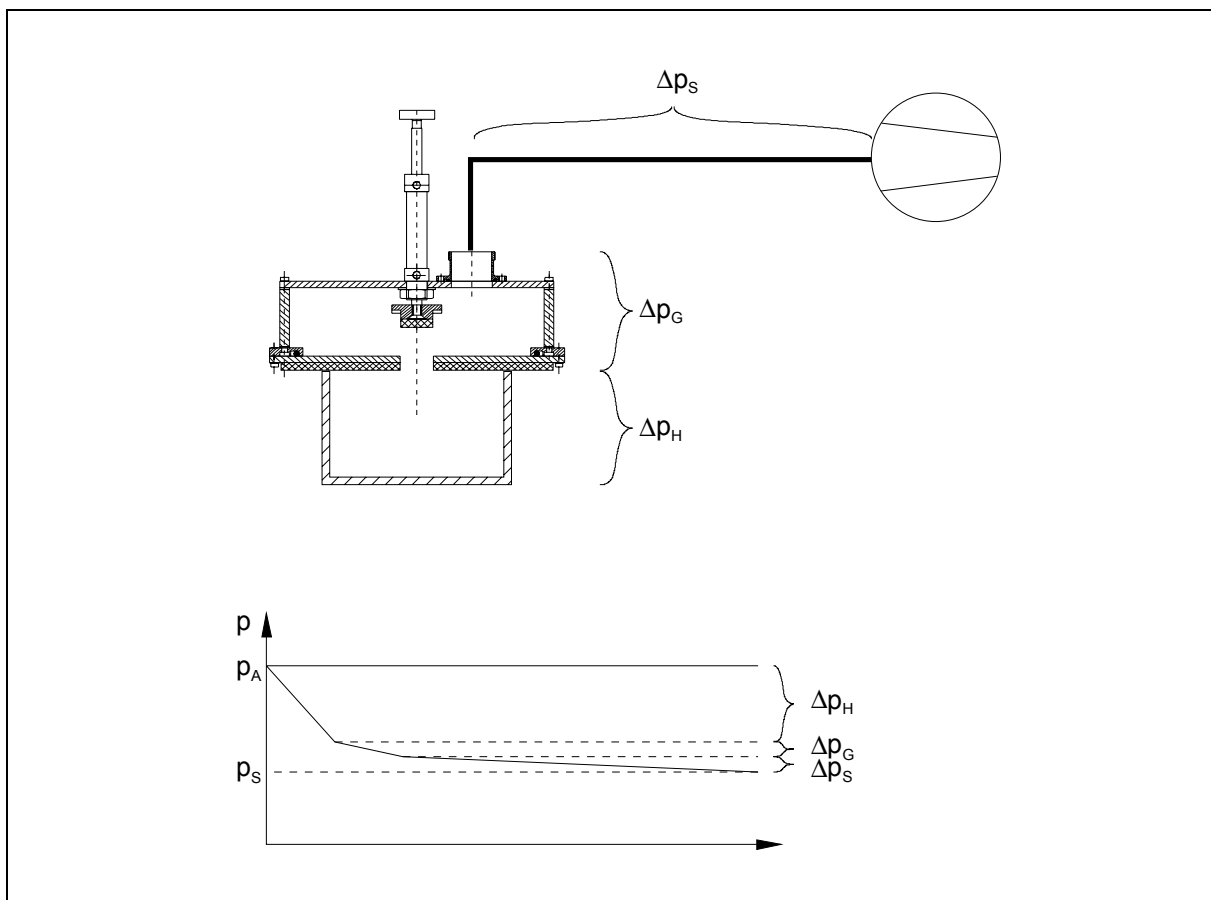


Bild 8.6: Druckverlauf im Greifer und Saugschlauch

8.7 Betrachtungen zur Evakuier- und Löszeit

Zahlreiche Hersteller von Unterdruckerzeugern stellen Daten zur Verfügung, die eine funktionale Abhängigkeit der Evakuierungszeit pro Volumen in Abhängigkeit vom Enddruck herstellen. Die Tabelle 8.2 zeigt beispielhaft eine solche Abhängigkeit.

Vakuumpumpe	Evakuierungszeit [s/m ³] für verschiedene Vakuumbereiche [kPa]								
	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Typ	10	20	30	40	50	60	70	80	90
X1	100	200	300	500	700	1100	1500	3000	4500
X2	50	100	150	250	350	550	750	1500	2250
X3	33	66,7	100	167	233	367	500	1000	1500
X4	25	50	75	125	175	275	375	750	1125

Tabelle 8.2: Evakuierungszeit

Dies ist bei vielen Herstellern von Ejektoren (s. z.B. [Fes], [Nor], [Pia], [Sch]) und bei einigen Herstellern von Drehschieber-Vakuumpumpen und Drehkolben-Gebläsen (s. z.B. [Dem]) üblich. In diesem Fall kann die Evakuierungszeit durch Multiplikation der Evakuierungszeit pro Volumen mit dem Evakuierungsvolumen bestimmt werden.

$$t_E = t_{EV(p)} \cdot V_E \quad (8.2)$$

mit: t_E : Evakuierungszeit [s]
 $t_{EV(p)}$: Evakuierungszeit pro Volumen bei einem bestimmten Enddruck [s/m³]
 V_E : Evakuierungsvolumen [m³]

Diese Formel beachtet aber nicht die bei einem realen System auftretenden Leckströme und Druckverluste durch Strömungswiderstände. Diese müssen zusätzlich einbezogen werden. Die Leckverluste können dabei durch folgenden Ansatz berücksichtigt werden:

$$V_E = V_H \cdot n_H + \dot{V}_L \cdot t_E \quad (8.3)$$

mit V_E : Evakuierungsvolumen [m³]
 V_H : Volumen im Inneren des Hohlkörpers [m³]
 n_H : Anzahl der Hohlkörper [-]
 \dot{V}_L : Volumenstrom der Undichtigkeit (Leckstrom) [m³/s]
 t_E : Evakuierungszeit [s]

Die Formel (8.3) eingesetzt in die Formel (8.2) ergibt:

$$t_E = t_{EV(p)} \cdot (V_H \cdot n_H + \dot{V}_L \cdot t_E) \quad (8.4)$$

Durch Umformung wird erhalten:

$$t_E = \frac{t_{EV(p)} \cdot V_H \cdot n_H}{1 - V_L} \quad (8.5)$$

Nicht berücksichtigt sind in dieser Formel die Druckverluste infolge von Strömungswiderständen (Hohlkörpergreifer und Saugschlauch). Eine Möglichkeit ist, den Greifer und den Saugschlauch so großzügig zu dimensionieren, dass die Druckverluste vernachlässigt werden können.

Beim Lösen der Hohlkörper vom Greifer wird Druckluft durch die hohlen Ventilstangen bei geschlossenen Ansaugöffnungen in die Hohlkörper gepresst (Bild 8.7). Die Druckdifferenz in den Hohlkörpern - in Bezug auf die Atmosphäre - wird hierbei aufgehoben und die Hohlkörper lösen sich.

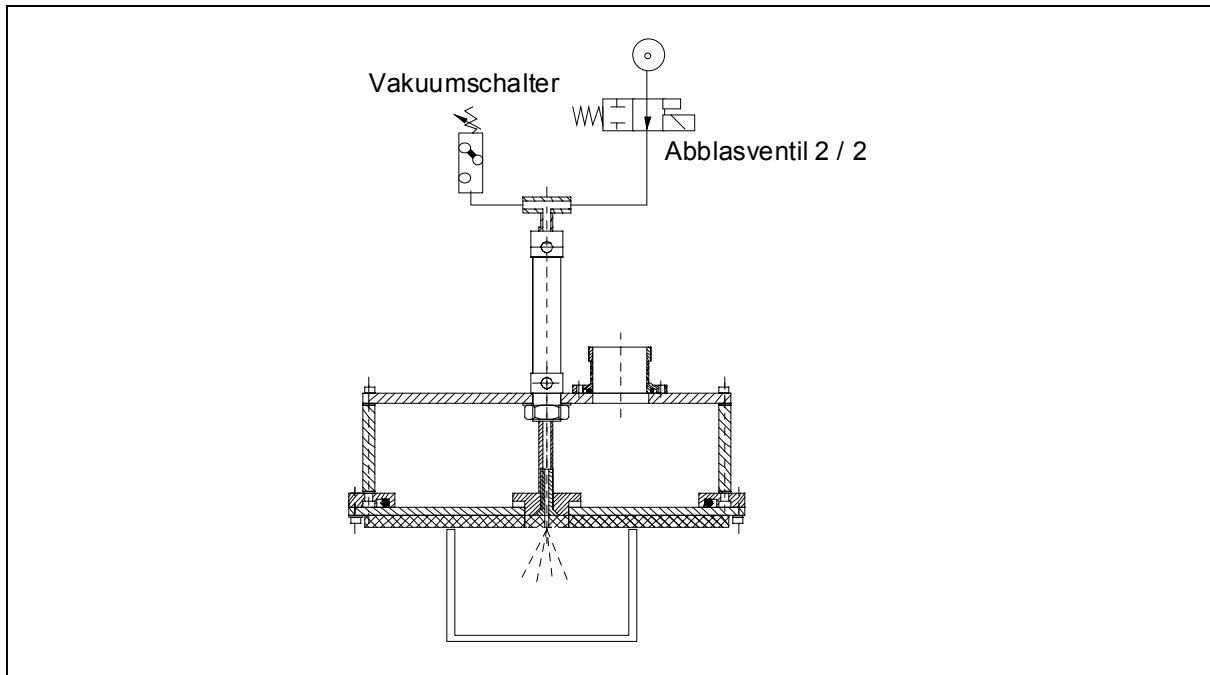


Bild 8.7: Lösen von Hohlkörpern vom Greifer

Damit die Zeit zum Lösen der Hohlkörper möglichst gering ist, sollten die Zuleitungen der Druckluft, die Bohrungen in den durchgehenden Kolbenstangen und die Ausblasöffnungen in den Ventilen möglichst groß sein. Ab dem kritischen Druckverhältnis erreicht die Massenstromstärke ein Maximum, das auch durch höhere Drücke nicht mehr zu steigern ist (s. [Ger84], [Wut88]). Ein möglichst großer Querschnitt der Ausblasöffnung ist daher für geringe Zeiten beim Lösen zu favorisieren.

Die Löszeit der Hohlkörper vom Greifer hängt zudem vom Unterdruck in den Hohlkörpern ab, der vor dem Einblasen der Druckluft vorliegt. Bei Unterdruckerzeugern, die einen wesentlich geringeren Unterdruck im Hohlkörper als p_{Greif} ermöglichen, kann es sinnvoll sein, den Unterdruck im Hohlkörper zu begrenzen. Dazu können Unterdruckbegrenzungsventile verwendet werden, wodurch sich die Zeit zum Lösen ebenfalls verkürzt. Bei Hohlkörpern mit einem großen Öffnungsquerschnitt sind oft mehrere Ansaugöffnungen bzw. Einblasöffnungen innerhalb der Hohlkörperöffnung anzutreffen. Diese sollten dann alle zum Evakuieren bzw. Belüften benutzt werden (Bild 8.8).

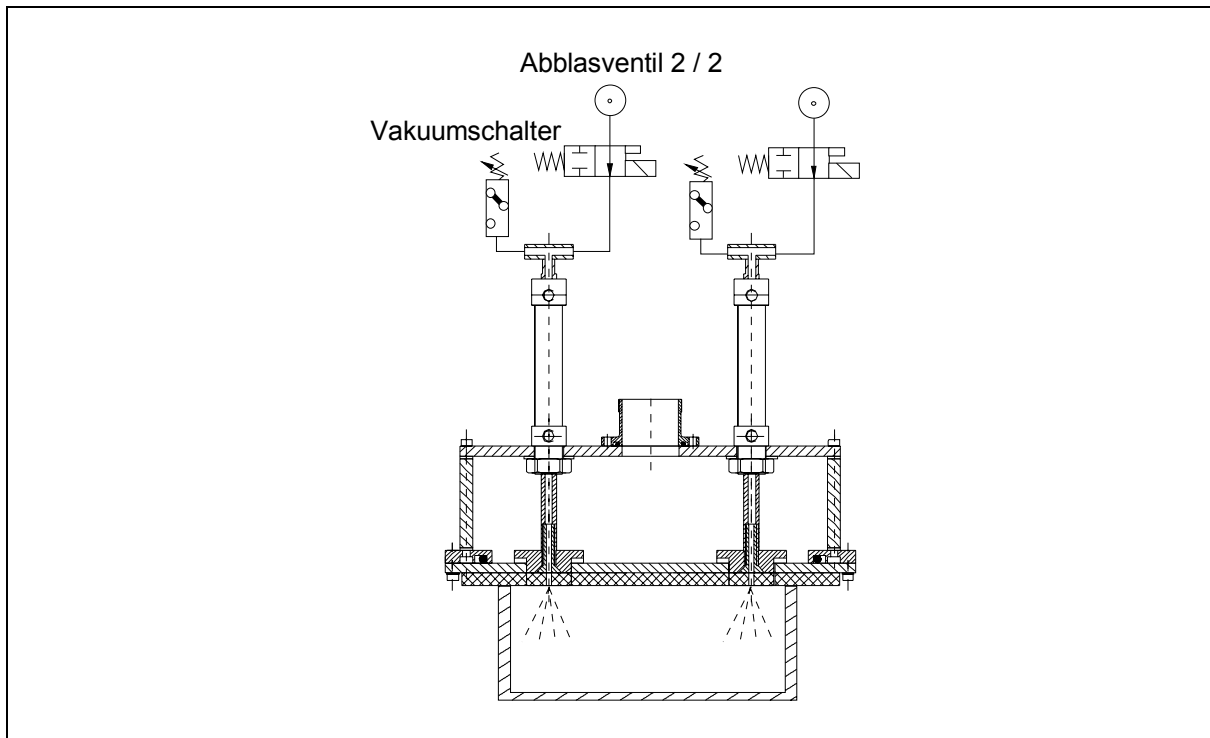


Bild 8.8: Lösen bei zwei Einblasöffnungen

8.7.1 Greifsystem als Vakuumspeicher

Wird beim Greifprozess der Greifer mit geschlossenen Ansaugöffnungen auf die zu greifenden Hohlkörper gesetzt und werden die Saugöffnungen erst geöffnet, wenn die erforderliche Andruckkraft der Flachdichtung auf die Ränder der Hohlkörperöffnungen aufgebracht ist, so kann bei einer speziellen Auslegung das Greifsystem als Vakuumspeicher benutzt werden (vgl. Kapitel 8.6 auf der Seite 149). Dazu muss der Unterdruckerzeuger einen wesentlich höheren Unterdruck erzeugen, als für den eigentlichen Greifprozess benötigt wird. Das Bild 8.9 zeigt den Druckverlauf über die Zeit im Hohlkörper und Greifer bei dieser Greifstrategie.

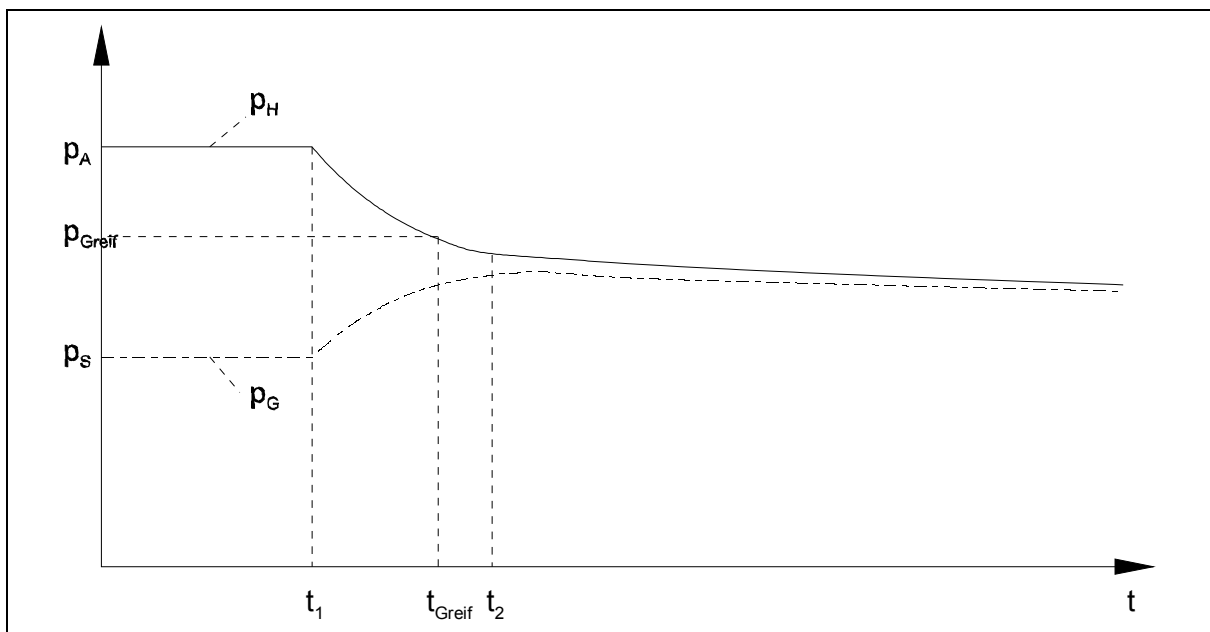


Bild 8.9: Druckverlauf im Hohlkörper und Greifer

Bis zum Zeitpunkt t_1 sind die Ansaugöffnungen geschlossen und werden anschließend geöffnet. Dadurch entsteht ein Ungleichgewicht, so dass die Teilchen im Zustand höheren Druckes (in den Hohlkörpern) zum Bereich des niedrigeren Druckes (im Innenraum des Greifsystems) strömen. Zum Zeitpunkt t_{Greif} hat der Unterdrucksensor registriert, dass die Unterdruckdifferenz in den Hohlkörpern groß genug ist. Der Roboter kann die jetzt gegriffenen Hohlkörper verfahren, da die Greifkräfte ausreichend groß sind. Der Evakuierungsprozess ist zu diesem Zeitpunkt noch nicht abgeschlossen. Das Bild 8.10 zeigt die Zustände zu den Zeitpunkten t_1 und t_2 .

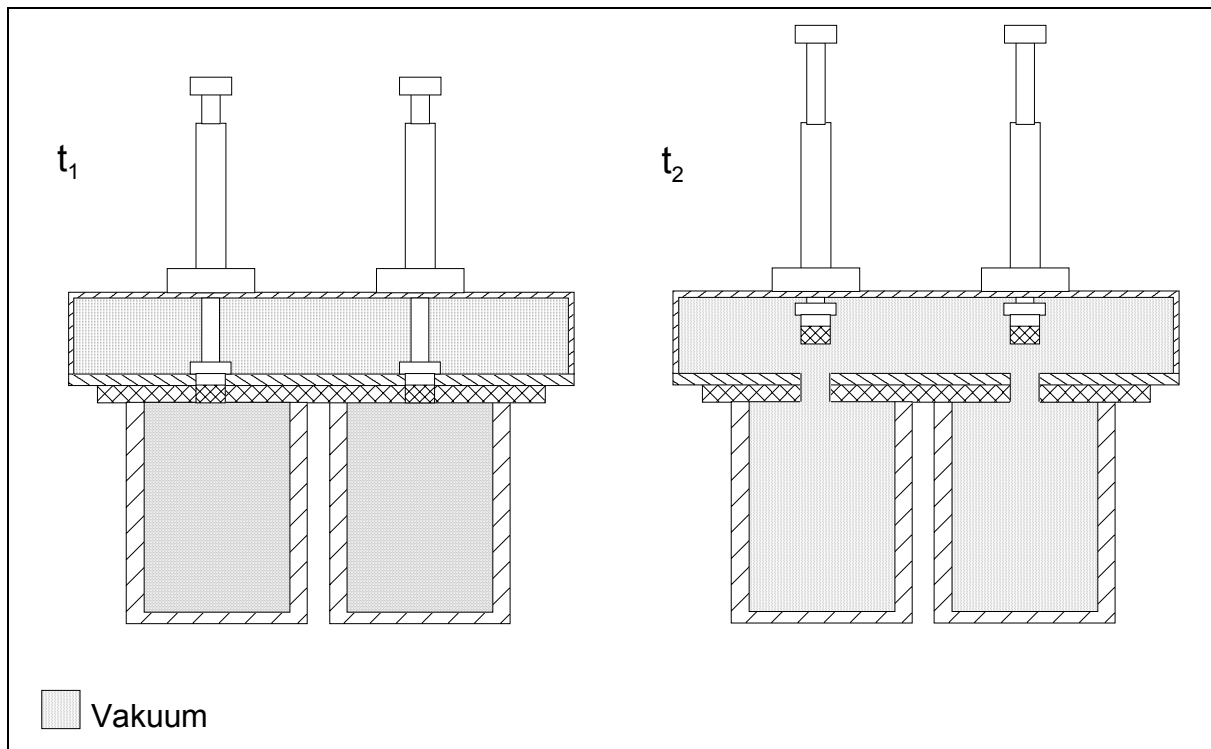


Bild 8.10: Zustände zu den Zeitpunkten t_1 und t_2

Wird das Saugvermögen der Pumpe vernachlässigt, d.h. das Volumen im Innenraum des Greifsystems soll vollständig zum Evakuieren ausreichen, kann näherungsweise mittels der isentropen Zustandsänderung das benötigte Greifsystemvolumen dimensioniert werden. Die Aufgabe des Unterdruckerzeugers ist in diesem Fall, während des Haltens die Leckströme abzusaugen und beim Verfahren des leeren Greifers mit geschlossenen Ventilen den Vakuumspeicher im Greifer auf den für den nächsten Greifprozess nötigen Unterdruck zu evakuieren. Die Leerfahrt des Greifers beim Palettieren zeigt Bild 8.11.

Für die Dimensionierung des inneren Volumens im Greifer (Vakuumspeicher) wird eine Analogie benutzt. Der Zustand zum Zeitpunkt t_1 entspricht einem Zylinder, auf dessen beiden Seiten ungleichmäßige Druckverhältnisse vorliegen. Das eine Zylindervolumen entspricht dem Volumen im Greifer, das andere dem Volumen in den Hohlkörpern.

Werden die Ansaugöffnungen geöffnet, strömt die Luft vom höheren Druck im Hohlkörper zum niedrigeren Druck im Greifer, bis die Druckunterschiede ausgeglichen sind. Dies bedeutet bei der Analogie, dass der Kolben im Zylinder gelöst und so lange von den Druckkräften bewegt wird, bis ein Druckausgleich erreicht ist. Anstelle des sich bewegenden Kolbens ist auch eine Membran vorstellbar. Bild 8.12 zeigt die Analogie.

8. Dimensionierungsanleitung

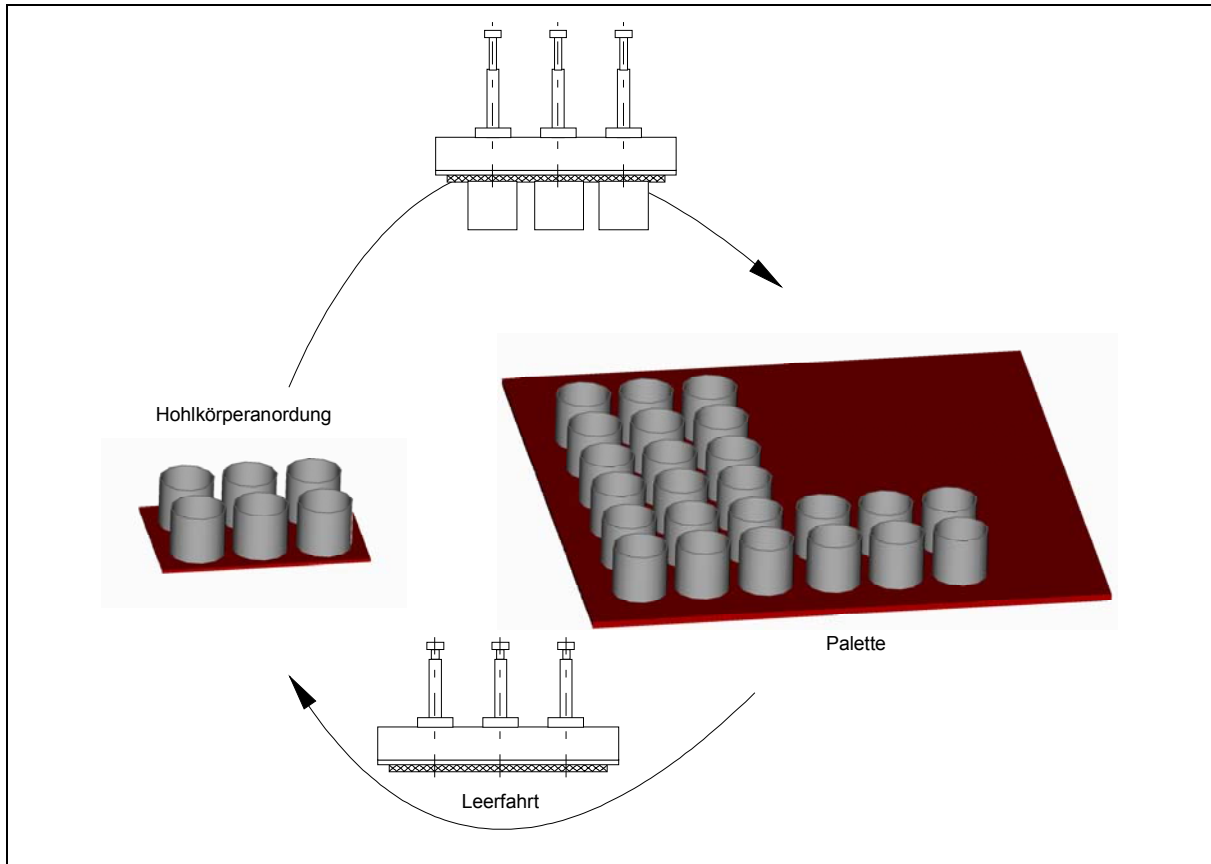


Bild 8.11: Leerfahrt des Greifers beim Palettieren

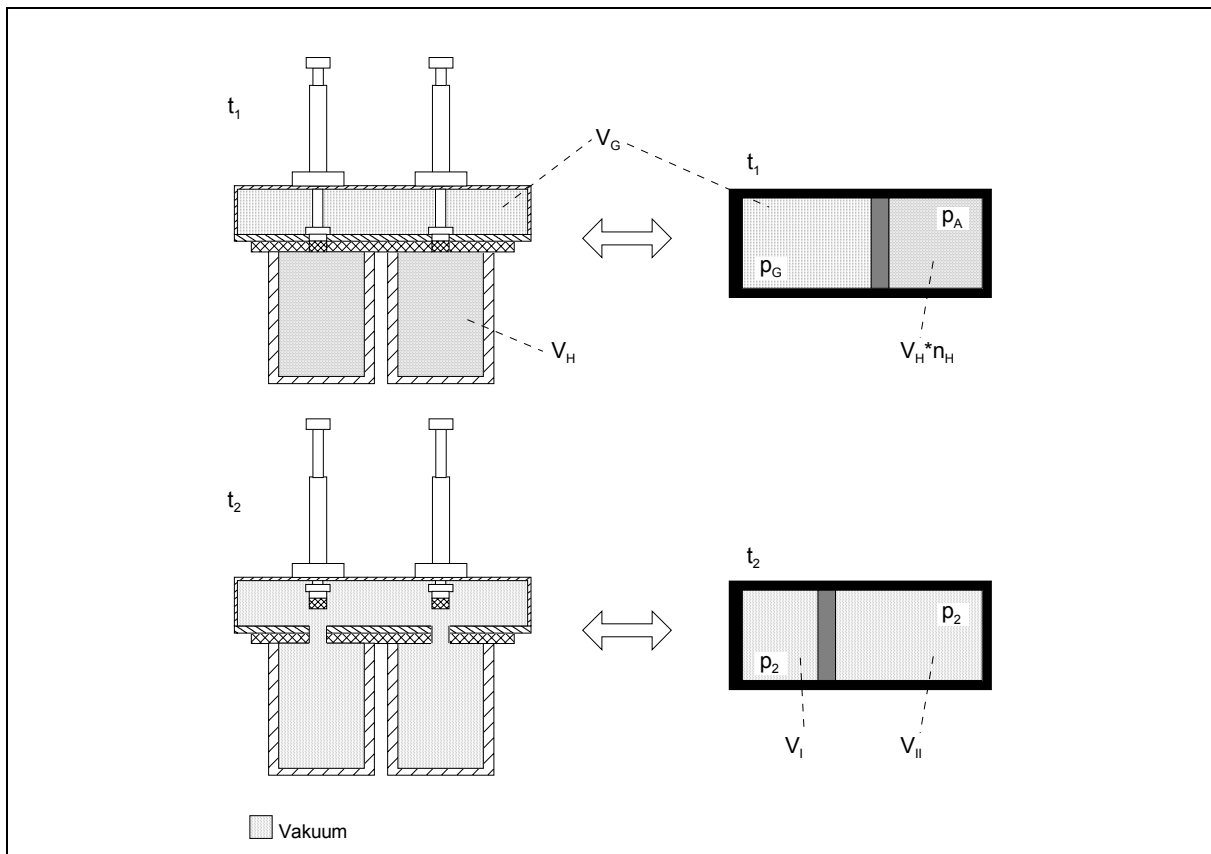


Bild 8.12: Analogie

Für jede Zylinderseite kann jeweils die isentrope Zustandsänderung angesetzt werden. Die isentrope Zustandsänderung ist diejenige, bei der keine Verluste auftreten, d.h. die Entropie bleibt gleich. Dies ist bei der Strömung durch die Saugöffnung nur näherungsweise gewährleistet. Die Saugöffnung hat die Kontur einer Blende. Beim Strömungsvorgang kommt es zu Druckverlusten. Die im Folgenden vorgestellte Dimensionierung ist folglich nur eine Näherung.

Für die isentrope Zustandsänderung gilt:

$$p_1 \cdot V_1^\kappa = p_2 \cdot V_2^\kappa \quad (8.6)$$

mit p : Druck [Pa]
 V : Volumen [m³]
 κ : Isentropenexponent [-]

Wird die isentrope Zustandsänderung für beide Zylinderseiten angesetzt, gilt:

$$p_1 \cdot V_G^\kappa = p_2 \cdot V_I^\kappa \quad (8.7)$$

$$p_A \cdot (V_H \cdot n_H)^\kappa = p_2 \cdot V_{II}^\kappa \quad (8.8)$$

mit p : Druck [Pa]
 p_A : Atmosphärendruck [Pa]
 V : Volumen [m³]
 V_G : Volumen im Inneren des Greifers [m³]
 V_H : Volumen im Inneren des Hohlkörpers [m³]
 n_H : Anzahl der Hohlkörper [-]
 κ : Isentropenexponent [-]

Die Gleichungen werden umgeformt und addiert.

$$p_1^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_G = p_2^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_I \quad (8.9)$$

$$p_A^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_H \cdot n_H = p_2^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_{II} \quad (8.10)$$

$$p_1^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_G + p_A^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_H \cdot n_H = p_2^{\frac{1}{\kappa}} \cdot (V_I + V_{II}) \quad (8.11)$$

Das Volumen des Greifers V_G und das Volumen der Hohlkörper $V_H \cdot n_H$ entspricht in der Analogie dem Volumen von V_I und V_{II} . Das Volumen ist konstant, da nur der Kolben verschoben wird.

$$V_G + V_H \cdot n_H = V_I + V_{II} \quad (8.12)$$

Diese Gleichung wird in die Formel (8.11) eingesetzt.

$$p_1^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_G + p_A^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_H \cdot n_H = p_2^{\frac{1}{\kappa}} \cdot (V_G + V_H \cdot n_H) \quad (8.13)$$

$$p_1^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_G - p_2^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_G = p_2^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_H \cdot n_H - p_A^{\frac{1}{\kappa}} \cdot V_H \cdot n_H \quad (8.14)$$

$$V_G \cdot (p_1^{\frac{1}{\kappa}} - p_2^{\frac{1}{\kappa}}) = V_H \cdot n_H \cdot (p_2^{\frac{1}{\kappa}} \cdot p_A^{\frac{1}{\kappa}}) \quad (8.15)$$

$$V_G = \frac{p_2^{\frac{1}{\kappa}} - p_A^{\frac{1}{\kappa}}}{p_1^{\frac{1}{\kappa}} - p_2^{\frac{1}{\kappa}}} \cdot V_H \cdot n_H \quad (8.16)$$

mit p_2 : Unterdruck in dem Hohlkörper zum Zeitpunkt t_2 [Pa]
 $p_1 = p_{VE}$: Unterdruck in dem Hohlkörper zum Zeitpunkt t_2 entspricht dem max. Unterdruck des Unterdruckerzeugers [Pa]

Die Gleichung (8.16) dient dabei zur Berechnung des benötigten Volumens des Vakuumspeichers im Greifer. Zum Zeitpunkt t_1 sind die Ansaugöffnungen geschlossen, wobei keine Undichtigkeiten angenommen werden. Im Innenraum des Greifers wird der maximale Unterdruck des Unterdruckerzeugers p_{VE} erreicht. Bei der Auslegung von dem Druck p_2 ist Folgendes zu beachten:

Das Ungleichgewicht der Druckkräfte sorgt für den Druckausgleich. Je geringer das Ungleichgewicht wird, desto geringer wird die Druckausgleichsgeschwindigkeit. Für eine geringe Greifzeit sollte daher der Druck p_2 kleiner gewählt werden als der benötigte Unterdruck zum Greifen p_{Greif} .

$$p_2 < p_{Greif} \quad (8.17)$$

Dieser Zusammenhang ist graphisch in dem Bild 8.9 (s. Seite 153) dargestellt.

Anders kann die Auslegung erfolgen, wenn das Evakuieren der Hohlkörper durch den Vakuumspeicher und den Unterdruckerzeuger erfolgt. In diesem Fall muss das Saugvermögen des Unterdruckerzeugers entsprechend größer sein. Dabei kann $p_2 > p_{Greif}$ sein, wie das Bild 8.13 anhand eines beispielhaften Druckverlaufes zeigt.

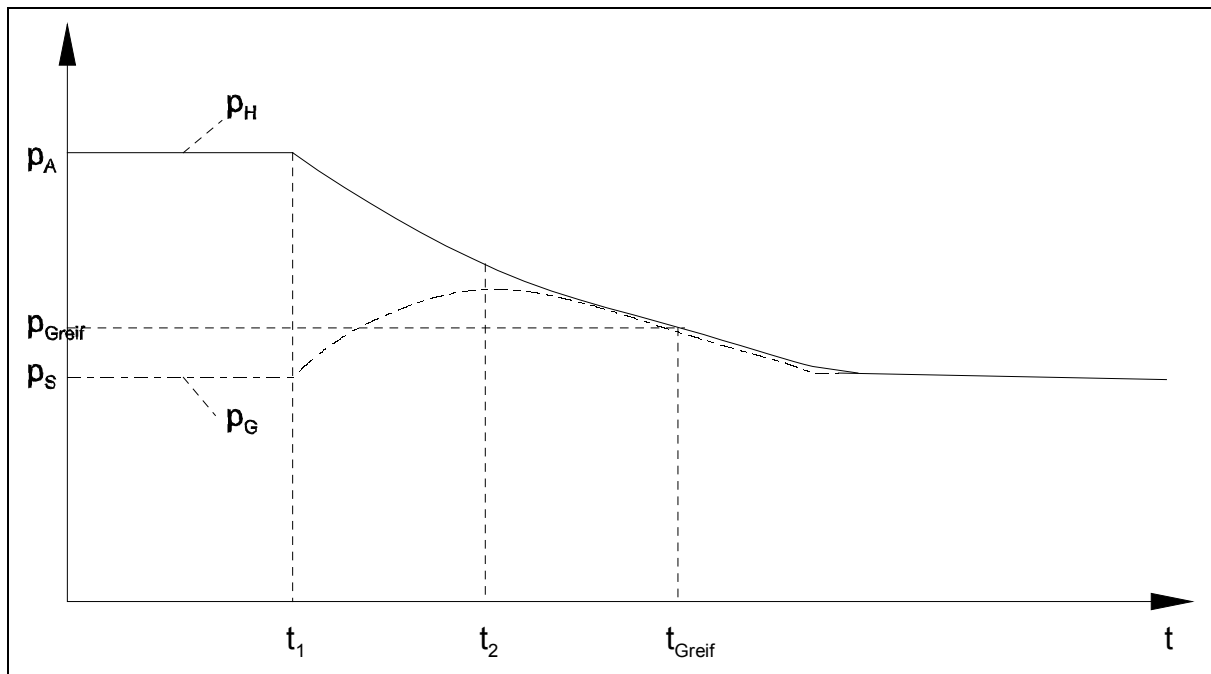


Bild 8.13: Druckverlauf

8.7.2 Hohlkörper mit sekundären Öffnungen

Bei der Definition des Begriffes Hohlkörper wurde die Möglichkeit von sekundären Öffnungen erklärt (s. Bild 3.3, Seite 15). Durch diese wird, entsprechend dem Unterdruck im Hohlraum, ein zusätzlicher Volumenstrom (Leckrate) eingesogen. Der Leckstrom pro Hohlkörper setzt sich dann aus dem Leckstrom an der Schnittstelle „Greifer / Hohlkörper“ und den Leckströmen an den sekundären Öffnungen zusammen. Der Gesamtwiderstand besteht aus den Einzelwiderständen an den Undichtigkeiten (Schnittstelle „Greifer / Hohlkörper“ und sekundäre Öffnungen), im Greifer und der Saugleitung (Bild 8.14).

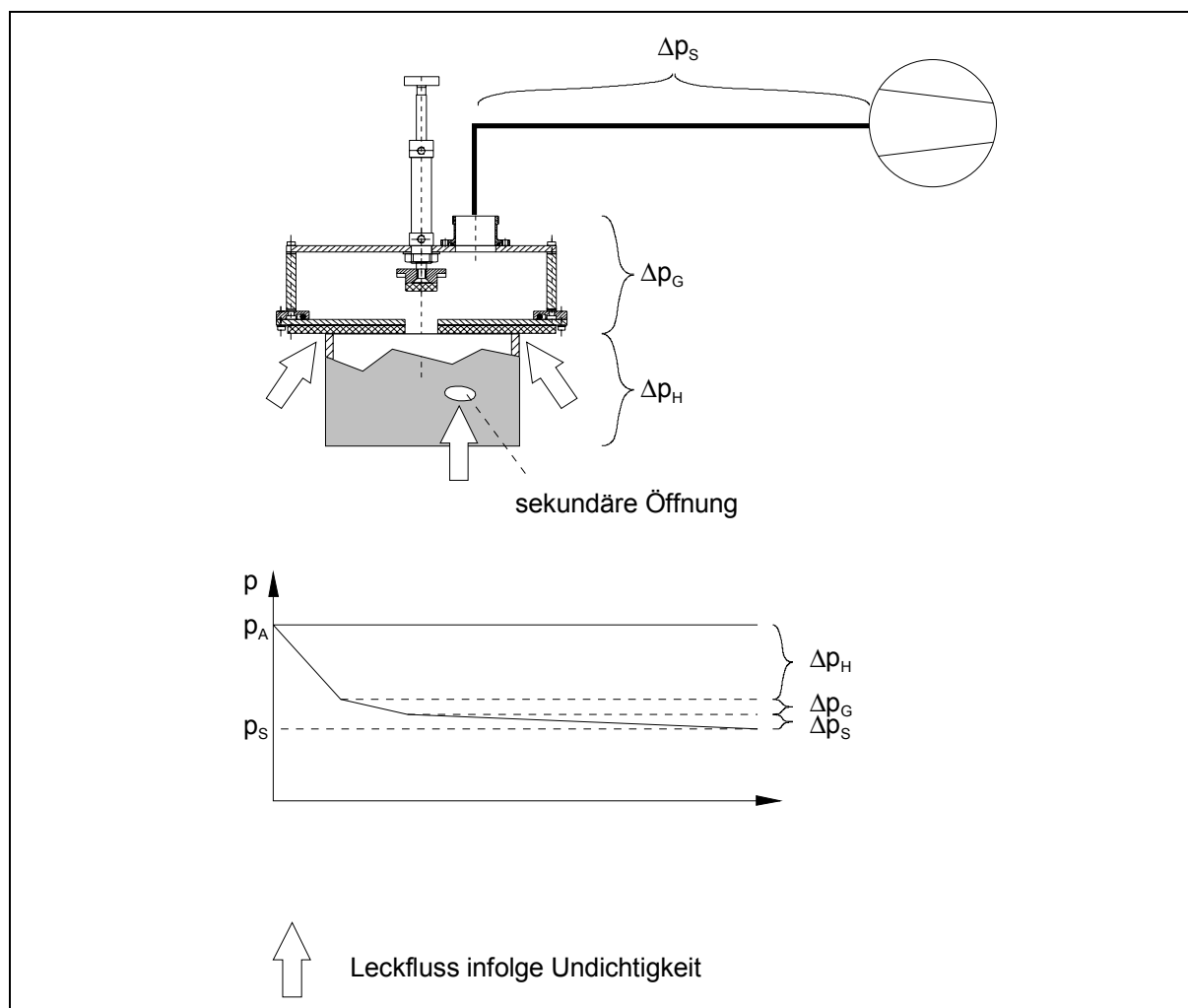


Bild 8.14: Undichtigkeiten

Bei der Dimensionierung der Strömungsquerschnitte im Greifer und des Saugschlauches, sowie der Auswahl eines geeigneten Unterdruckerzeugers müssen die Eigenschaften der sekundären Öffnungen mit berücksichtigt werden.

Die einzelnen Strömungswiderstände werden im Blockschaltbild dargestellt (Bild 8.15).

Die Strömungswiderstände der Schnittstelle „Greifer / Hohlkörper“ und die der sekundären Öffnungen sind parallel geschaltet. Diese Parallelschaltung ist in Reihe mit den Strömungswiderständen des Greifers und der Saugleitung geschaltet.

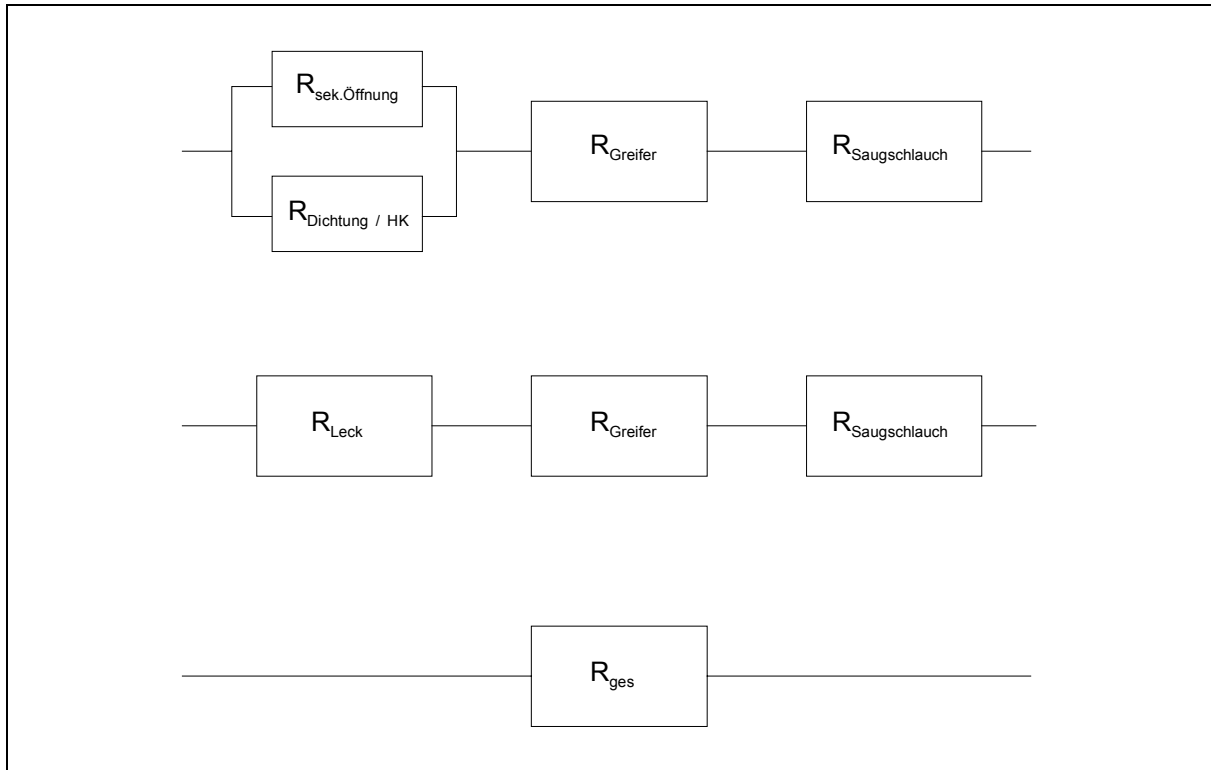


Bild 8.15: Blockschaltbild der Strömungswiderstände

Bei Strömungsgeschwindigkeiten, die wesentlich unterhalb der Machzahl liegen, gilt:

$$\Delta p_V = \zeta \cdot \frac{\rho_m}{2} \cdot \frac{V^2}{A^2} \quad (8.18)$$

$$\Delta p_V = R \cdot V^2 \quad (\text{s. [Boh83]}) \quad (8.19)$$

- mit
- Δp_V : Druckverlust [Pa]
 - ζ : Widerstandsbeiwert [-]
 - ρ_m : mittlere Dichte [kg/m³]
 - V : Volumenstrom [m³/s]
 - A : Fläche [m²]
 - R : Strömungswiderstand [Pa · s² / m⁶]

Das Bild 8.16 auf der Seite 160 zeigt die Addition der Druckdifferenzen und der Volumenströme bei Reihen- und Parallelschaltung.

Bei Reihenschaltung gilt:

$$\Delta p_V = \Delta p_{V1} + \Delta p_{V2} + \Delta p_{V3} \quad (8.20)$$

$$\Delta p_V = (R_1 + R_2 + R_3) \cdot V^2 \quad (8.21)$$

$$R_{\text{ges}} = R_1 + R_2 + R_3 \quad (8.22)$$

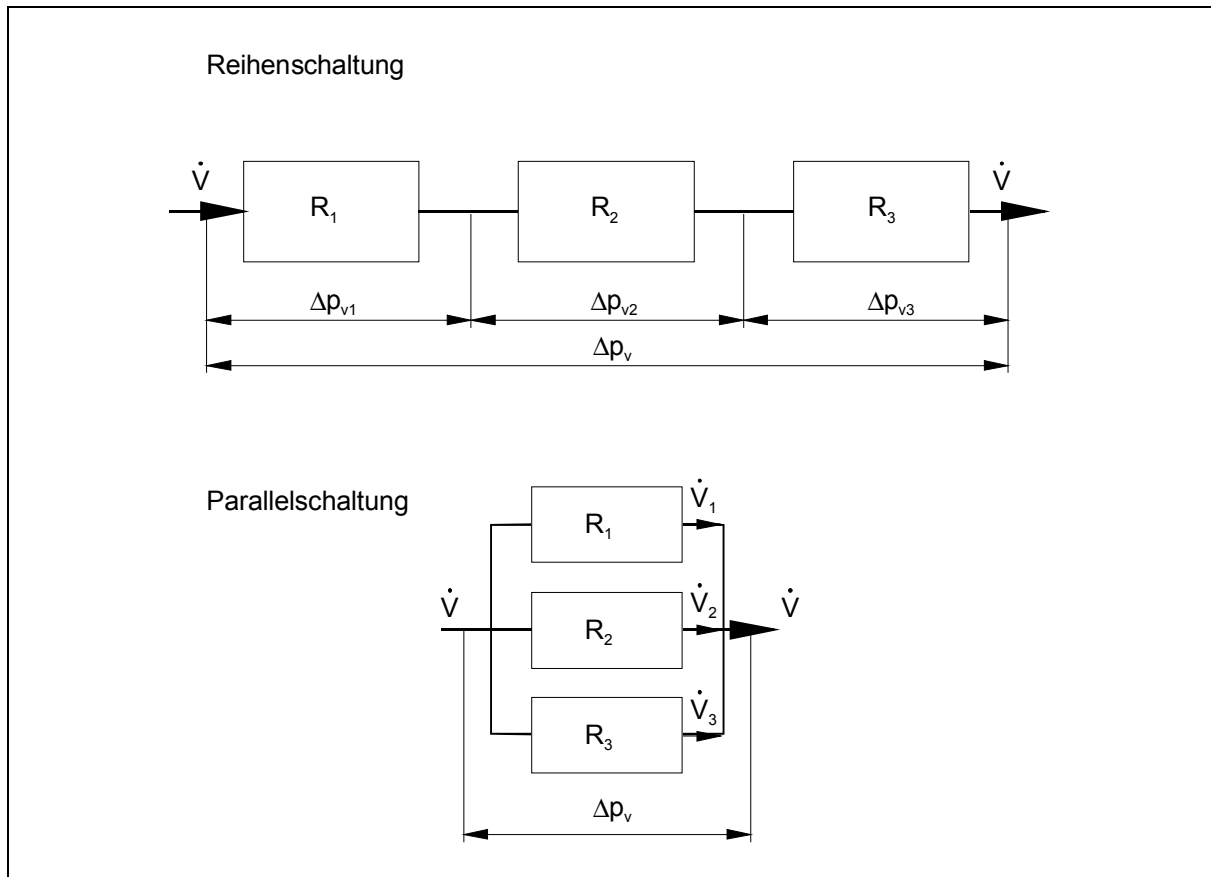


Bild 8.16: Reihen- und Parallelschaltung

Bei Parallelschaltung gilt:

$$\dot{V}_{ges} = \dot{V}_1 + \dot{V}_2 + \dot{V}_3 \quad (8.23)$$

$$\dot{V}_{ges} = \sqrt{\frac{\Delta p_v}{R_1}} + \sqrt{\frac{\Delta p_v}{R_2}} + \sqrt{\frac{\Delta p_v}{R_3}} \quad (8.24)$$

$$\frac{1}{\sqrt{R_{ges}}} = \frac{1}{\sqrt{R_1}} + \frac{1}{\sqrt{R_2}} + \frac{1}{\sqrt{R_3}} \quad (\text{s. [Boh83]}) \quad (8.25)$$

Entsprechend gilt für den Hohlkörpergreifer mit einem angesaugten Hohlkörper, welcher sekundäre Öffnungen besitzt:

$$\Delta p_H = R_{Leck} \cdot \dot{V}_L^2 \quad (8.26)$$

mit Δp_H : Druckdifferenz Innenraum des Hohlkörpers / Atmosphäre [Pa]

R_{Leck} : Strömungswiderstand der Undichtigkeiten [$Pa \cdot s^2 / m^6$]

\dot{V}_L : Volumenstrom der Undichtigkeit (Leckstrom) [m^3/s]

Für die vom Unterdruckerzeuger aufzubringende Druckdifferenz im stationären Zustand gilt:

$$\Delta p_{VP} = R_{ges} \cdot \dot{V}_L^2 \quad (8.27)$$

- mit Δp_{VP} : Druckdifferenz Unterdruckerzeuger [Pa]
 R_{ges} : Gesamtströmungswiderstand [$Pa \cdot s^2 / m^6$]
 \dot{V}_L : Volumenstrom der Undichtigkeit (Leckstrom) [m^3/s]

Durch Umformung wird erhalten:

$$\frac{\Delta p_{VP}}{R_{ges}} = \frac{\Delta p_H}{R_{Leck}} \quad (8.28)$$

Für den Gesamtströmungswiderstand gilt nach Bild 8.15:

$$R_{ges} = R_{Leck} + R_{Greifer} + R_{Saugschlauch} \quad (8.29)$$

- mit R_{ges} : Gesamtströmungswiderstand [$Pa \cdot s^2 / m^6$]
 R_{Leck} : Strömungswiderstand der Undichtigkeiten [$Pa \cdot s^2 / m^6$]
 $R_{Greifer}$: Strömungswiderstand im Greifer [$Pa \cdot s^2 / m^6$]
 $R_{Saugschlauch}$: Strömungswiderstand im Saugschlauch [$Pa \cdot s^2 / m^6$]

Eingesetzt in die Formel (8.28) ergibt:

$$\frac{\Delta p_{VP}}{R_{Leck} + R_{Greifer} + R_{Saugschlauch}} = \frac{\Delta p_H}{R_{Leck}} \quad (8.30)$$

Die benötigte Druckdifferenz im Hohlkörper Δp_H wird berechnet, wie in den Kapiteln 8.2, 8.3 und 8.4 beschrieben. Der Strömungswiderstand an den Undichtigkeiten R_{Leck} ergibt sich bei großen sekundären Öffnungen (näherungsweise aus den sekundären Öffnungen), da dann die Undichtigkeiten an der Schnittstelle „Greifer / Hohlkörper“ vernachlässigt werden können. Entsprechend groß muss das Saugvermögen des Unterdruckerzeugers sein und entsprechend gering müssen die Strömungswiderstände im Greifer $R_{Greifer}$ und Saugschlauch $R_{Saugschlauch}$ ausgelegt werden. Der Volumenstrom, der vom Unterdruckerzeuger abgesaugt werden muss, ist:

$$\dot{V}_L = \sqrt{\frac{\Delta p_H}{R_{Leck}}} \quad (8.31)$$

- mit \dot{V}_L : Volumenstrom der Undichtigkeit (Leckstrom) [m^3/s]
 Δp_H : Druckdifferenz Innenraum des Hohlkörpers / Atmosphäre [Pa]
 R_{Leck} : Strömungswiderstand der Undichtigkeiten [$Pa \cdot s^2 / m^6$]

Die vorherigen Ausführungen gelten analog, wenn der Hohlkörper aus porösem, d.h. luftdurchlässigen Material besteht oder nur ein Teil einer geöffneten Ansaugöffnung durch den Hohlkörper abgedichtet wird.

8.8 Realisiertes, modulares, flexibles Sauggreifsystem

Auf Grundlage der in Kapitel 3.4 beschriebenen Auslegung zur Bestimmung der Anzahl und Anordnung der verschließbaren Ansaugöffnungen, sowie der in Kapitel 8.3 aufgezeigten

Ermittlung des Unterdruckerzeugers, des Saugschlauches und anderer Komponenten, ist dieses realisierte Hohlkörpergreifsystem am Fraunhofer-Institut für Materialfluss und Logistik vom Autor entwickelt worden (s. [Gru95]).

Es wird in der keramischen Industrie eingesetzt und dient zum Handling von Blumen-übertöpfen. Diese werden, abhängig vom Durchmesser, in acht verschiedenen Setzmustern in Stückzahlen von 1, 2, 3, 4, 5, 6, 8 und 9 auf sogenannten Brennplatten im Ofen gebrannt. Die Blumenübertöpfe werden mittels des Sauggreifsystems von den Brennplatten aufgenommen und auf Europaletten palettiert. Das Bild 8.17 zeigt die acht möglichen Setzmuster auf den Brennplatten und die daraus resultierenden Anordnungen auf den Europaletten.

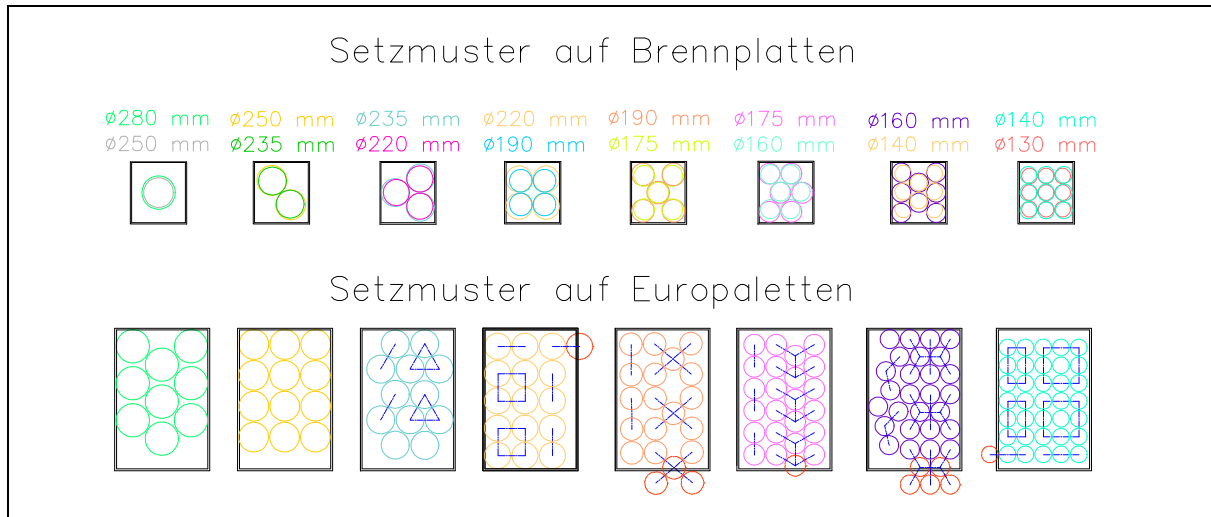


Bild 8.17: Setzmuster auf den Brennplatten

Mit dem Greifsystem werden immer alle Töpfe einer Brennplatte gegriffen. In den Randbereichen der Europalette werden - aufgrund der geometrischen Abmessungen des jeweiligen Setzmusters - nicht alle Töpfe vom Greifer gelöst. Vielmehr werden die am Greifer verbliebenen Töpfe an geeigneten Positionen auf der Europalette oder auf einem speziellen Pufferplatz abgesetzt. Daraus erklärt sich die Notwendigkeit, die einzelnen Töpfe gezielt lösen zu können. Für die acht verschiedenen Setzmuster mit den verschiedenen Durchmessern werden im Hohlkörpergreifsystem elf automatisch verschließbare Ansaugöffnungen benötigt, deren Anordnung Bild 8.18 zeigt.

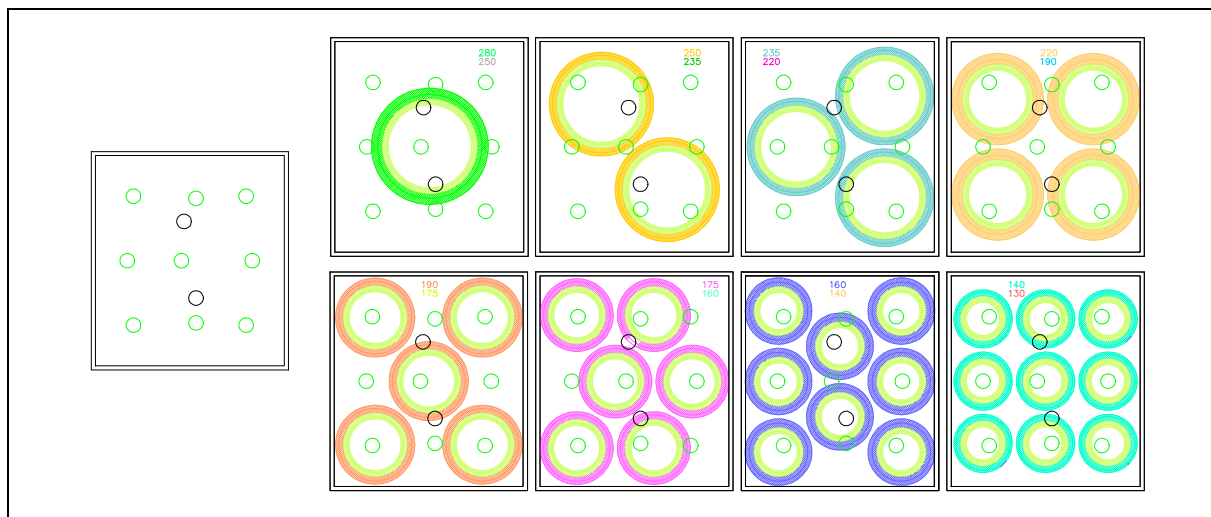


Bild 8.18: Verschließbare Ansaugöffnungen mit Brennplattenmustern

Der Aufbau des Hohlkörpergreifsystems erfolgte modular. Für die verschließbaren Ansaugöffnungen wurde die bereits im Versuchsgreifer des Versuchstandes I (s. Kap. 5.1.2 auf der Seite 42) eingesetzte Baugruppe verwendet. Der sonstige Aufbau des Greifers erfolgte ebenso analog zu dem Versuchsgreifer I. Das Bild 8.19 stellt einen Schnitt durch das Greifsystem dar.

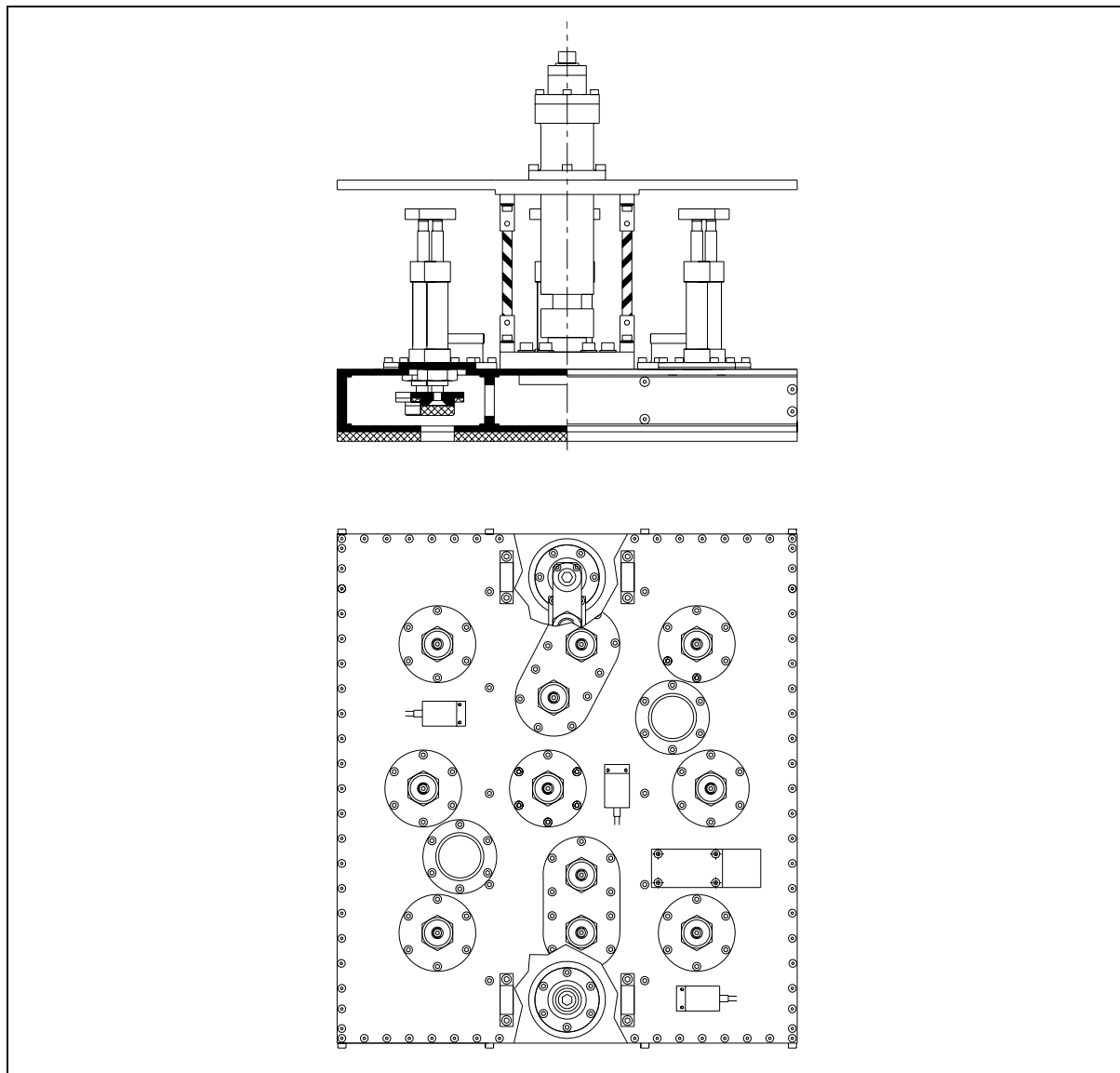


Bild 8.19: Schnitt durch das Greifsystem

Das Lösen der einzelnen Blumenübertöpfe erfolgt durch Einströmen von Druckluft durch die hohle Kolbenstange des jeweiligen Pneumatikzylinders. Mittels einstellbarer Vakuumschalter findet die Greifkontrolle der einzelnen Blumenübertöpfe statt. Der Anschluss eines jeden Pneumatikzylinders mit hohler Kolbenstange entspricht dem Schema des Schaltplanes, wie in Bild 10.10 auf der Seite 186 dargestellt. Der Hohlkörpergreifer hat sich im Industrieinsatz im Zweischichtbetrieb bewährt. Die gesammelten Erfahrungen zeigen, dass das gewählte Prinzip und Konzept erfolgreich ist und für weitere Einsatzfälle benutzt werden sollte. Die Umsetzung weiterer Hohlkörpergreifsysteme wird durch die theoretischen und in den Versuchen ermittelten Ergebnissen, sowie durch die erarbeiteten modularen Baugruppen dieser Arbeit wesentlich erleichtert. Bild 8.20 zeigt das realisierte modulare und flexible Greifsystem für Hohlkörper, angebaut an einen Portalroboter (s. [Gru95]). Die Ansaugöffnungen sind in Bild 8.21 dargestellt.

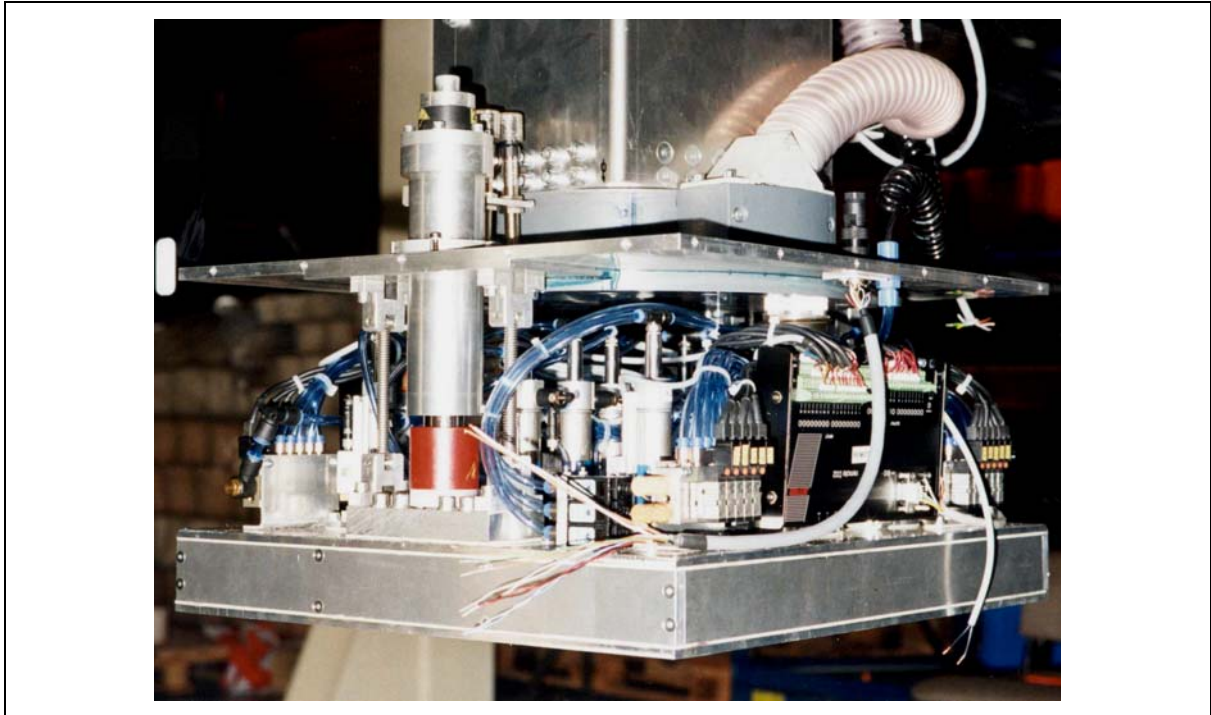


Bild 8.20: Sauggreifsystem bei der Inbetriebnahme



Bild 8.21: Sauggreifsystem im Einsatz

Das Steuerungskonzept von diesem Sauggreifsystem ist in [FA98] beschrieben.

8.9 Zusammenfassung Dimensionierung

In diesem Kapitel wurde die Dimensionierung von Hohlkörpergreifern beschrieben. Zunächst erfolgte in der Greiferkonzeption - entsprechend den vorgegebenen Setzmustern - die Festlegung der Anzahl und Lage der verschleißbaren Ansaugöffnungen. In Abhängigkeit von den bei der Handhabung der Hohlkörper auftretenden Beschleunigungen und den vorliegenden geometrischen und stofflichen Eigenschaften der Hohlkörper wird der für ein sicheres Greifen benötigte Haltedruck berechnet. Anschließend erfolgt die Auswahl des Unterdruckerzeugers entsprechend der gewünschten Greifzeit. Da das effektive Saugvermögen des gewählten Unterdruckerzeugers Einfluss auf die benötigte Druckdifferenz im Greifer hat, ist nachzuprüfen, ob unter den vorgegebenen Randbedingungen der ausgewählte Unterdruckerzeuger mit seinem effektiven Saugvermögen eine für den Greifprozess hinreichende Unterdruckkraft aufbaut.

Einen speziellen Versagensfall stellt bei der horizontalen Beschleunigung das Verrutschen von Hohlkörpern dar. Die Eigenheiten dieses Versagensfalles wurden dargestellt.

Bei der Auswahl des Unterdruckerzeugers ist die Bestimmung der Evakuierzeit von besonderer Bedeutung. Die Berechnung der Evakuierzeit wurde aufgezeigt.

Zusätzlich wurden zwei Sonderfälle beschrieben:

- Im ersten Fall wird mittels einer speziellen Greifstrategie der Hohlkörpergreifer mit geschlossenen Ansaugöffnungen auf die zu greifenden Hohlkörper aufgesetzt und dann der Hohlraum im Greifer als Vakuumspeicher benutzt. Dieses Vorgehen kann Vorteile in Form von einer geringeren Greifzeit bringen oder auch die Auswahl eines kleinen Unterdruckerzeugers ermöglichen.
- Der zweite Sonderfall sind Hohlkörper mit zusätzlichen Öffnungen (sekundäre Öffnungen). Es wird auf die Besonderheit bei der Dimensionierung mit diesen Randbedingungen eingegangen.

Den Abschluss des Kapitels 8 bildete die Vorstellung eines realisierten Hohlkörpergreifsystems. Dieses wurde für den industriellen Einsatz entwickelt und hat sich dort im Zweischichtbetrieb bewährt.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Ausgangspunkt dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Greifsystems zum flexiblen Palettieren und Depalettieren von Hohlkörpern, welches darauf ausgerichtet ist, verschiedene Anordnungen von variablen Hohlkörpern zu greifen. Bei diesem Greifkonzept wird der leere Raum in einem Hohlkörper analog dem Saugerraum bei pneumatischen Flächengreifern (Standardsaugelemente) genutzt. An diesem Greifsystem erfolgt die weitere Erforschung der bis zum heutigen Zeitpunkt nur unzureichend geklärten Wirkzusammenhänge beim Halten von biegefesten Handhabungsobjekten mittels Unterdruck. Bisher ist es nicht möglich, zwischen den aufgestellten theoretischen Kräfte-Modellen und den experimentellen Untersuchungen eine gute Übereinstimmung zu erreichen.

An dem neuen Greifsystem kann der Wirkzusammenhang beim Halten mittels Unterdruck ohne den störenden Einfluss der Kontraktion erforscht werden. Die Hohlkörper können so formstabil ausgewählt werden, dass die wirksame Saugfläche auch beim vorliegenden Unterdruck konstant bleibt.

Für das Konzept müssen die Hohlkörper die im Kapitel 3.1 (s. Bild 3.3, Seite 15) beschriebenen Eigenschaften aufweisen. Durch steuerbare Ansaugöffnungen, die verschlossen und geöffnet werden können, wird das Konzept weiter verfeinert. So ist eine optimale Anpassung des Greifers an verschiedene Anordnungen von Hohlkörpern (Setzmustern) möglich. Dabei ist das zugrunde liegende Konzept der verschließbaren Ansaugöffnungen völlig neuartig. Durch das Schließen von Ansaugöffnungen, die den jeweiligen Hohlkörpern zugeordnet sind, und Einblasen von Druckluft ist das Lösen beliebiger einzelner oder mehrerer Hohlkörper möglich. Durch Unterdruckmessung direkt an den einzelnen Ansaugöffnungen kann das Greifen oder Lösen von Hohlkörpern kontrolliert werden. Durch die in Kapitel 6.1.6 durchgeführten Versuche wurde die Gebrauchsfähigkeit dieser Art der Unterdruckmessung für die Greif- und Löskontrolle nachgewiesen.

Für das neue Greifsystem, welches das physikalische Wirkprinzip der Unterdruckkräfte nutzt, wird ein Kräfte-Modell aufgestellt. Dabei werden Analogien zu den existierenden Kräfte-Modellen für pneumatische Standardsaugelemente genutzt. Die Entwicklung des Kräfte-Modells zur Berechnung des neuartigen Greifsystems für Hohlkörper (vgl. Kap. 4.1) baut, teilweise auf Veröffentlichungen von Kaulins und Kaulinja (s. [Kau79]) und Becker (s. [Bec93]) auf, die jeweils ein Kräfte-Modell für Standardeinzelsauger veröffentlicht haben. Genutzt wird beim Hohlkörperkräfte-Modell der von Kaulins und Kaulinja sowie Becker beschriebene inhomogene Dichtlippenstreckenlastverlauf.

Bei der Erstellung wird großen Wert darauf gelegt, dass das Modell alle wesentlichen Einflussfaktoren berücksichtigt. Einflussfaktoren sind Gewichtskräfte bei mittlerer und außermittiger Belastung, Trägheitskräfte bei translatorischen vertikalen und horizontalen Bewegungen sowie Abmessungen und stoffliche Eigenschaften der Versuchskörper. Nicht direkt berücksichtigt wird im Kräfte-Modell der Einfluss des Dichtungsmaterials und des Unterdruckerzeugers. Wie diese in das Kräfte-Modell eingehen können, wird bei der Erstellung des Kräfte-Modells (Kapitel 4.2) und bei der ganzheitlichen Betrachtung (Kapitel 7) beschrieben.

Zur Überprüfung des Kräfte-Modells wurden zwei Versuchsstände benutzt, wobei Versuchsstand I für diese Aufgabe neu entwickelt wurde. Mit Versuchsstand I erfolgten die statischen Messungen bei geringen Unterdrücken und großem Saugvermögen (Definition s. Kap. 10.1) sowie der Nachweis der Greifkontrolle mittels Unterdruckmessung. Die statischen

Messungen umfassen die Bestimmung der Leckströme⁴³, der Grenzdrücke und der Abreißkräfte⁴⁴. Der Versuchsstand II diente für statische Messungen bei hohen Unterdrücken und mittlerem bis geringem Saugvermögen. Zusätzlich erfolgten mit Versuchsstand II alle dynamischen Messungen. Diese dienten zur Bestimmung des Einflusses von vertikaler oder horizontaler Beschleunigung auf den Grenzdruck. Der Aufbau und die Ausstattung der Versuchsstände ist in Kapitel 1 beschrieben.

Mit den Versuchsständen wurden zur Bestimmung der Einflussgrößen folgende Versuche durchgeführt:

- Bestimmung des Leckstromes in Abhängigkeit von Unterdruck, Versuchskörper und Dichtungsmaterial
- Bestimmung des Grenzdruckes bei mittlerer Belastung in Abhängigkeit von Versuchskörper und Dichtungsmaterial
- Bestimmung der vertikalen Abreißkraft in Abhängigkeit von Druckdifferenz, Versuchskörper und Dichtungsmaterial
- Bestimmung des Grenzdruckes bei außermittigen Belastungen in Abhängigkeit von außermittiger Belastung, Versuchskörper und Dichtungsmaterial
- Bestimmung des Grenzdruckes bei vertikal beschleunigter Bewegung in Abhängigkeit von vertikaler Beschleunigung, Versuchskörper und Dichtungsmaterial
- Bestimmung des Grenzdruckes bei horizontal beschleunigter Bewegung in Abhängigkeit von horizontaler Beschleunigung, Versuchskörper und Dichtungsmaterial

Die durchgeführten Versuche wurden jeweils entsprechend dem theoretischen Kräftemodell ausgewertet. Dabei wurde zunächst - wie von Becker (s. [Bec93], S48 und S135) sowie Kaulins und Kaulinja vorgegeben - im Versagensfall von einer minimalen Dichtkraft, die zu Null gesetzt wird, ausgegangen.

Die Abweichungen der Ergebnisse von Versuch und Theorie waren recht erheblich und führten zu weiteren systematischen Untersuchungen und Überlegungen. Diese brachten die Erkenntnis, dass nicht allein der Druck im Saugraum des Hohlkörpers für das Kraftübertragungsverhalten des Unterdruckgreifsystems entscheidend ist, sondern auch die minimale Dichtkraft, die für die Abdichtung des Hohlkörpers am Greifsystem eine maßgebliche Größe ist. Die minimale Dichtkraft ist diejenige Dichtkraft, bei der das System gerade noch stabil ist. Eine weitere Verringerung lässt das System instabil werden und das Versagen des Gesamtsystems beginnt. Das Gesamtsystem besteht aus den Komponenten Hohlkörper, Greifsystem und Unterdruckerzeuger.

Der Einfluss der minimalen Dichtkraft auf das Kraftübertragungsverhalten wird am Beispiel der vertikalen Abreißkraft erläutert. An dieser Stelle wird zunächst die Existenz einer minimalen Dichtkraft vorausgesetzt. Die Erklärung für diese Kraft erfolgt später. Die vertikale Abreißkraft ist die Unterdruckkraft minus der Gewichtskraft und der minimalen Dichtkraft (s. Kräftemodell Kapitel 7.4 auf der Seite 139 die Formel (7.15)). Ist die minimale Dichtkraft vernachlässigbar gering, so ist die vertikale Abreißkraft gleich der theoretisch berechenbaren Unterdruckkraft minus der Gewichtskraft. Bei den experimentellen Versuchen konnten Randbedingungen nachgewiesen werden, bei denen die minimale Dichtkraft nahezu Null ist. Meist ist jedoch die minimale Dichtkraft nicht vernachlässigbar. Die vertikal übertragbare Abreißkraft ist dann die Unterdruckkraft abzüglich der minimalen Dichtkraft und der Gewichtskraft. Je größer also die minimale Dichtkraft ist, desto geringer

⁴³ Die Messung der Leckströme erfolgte wegen der messtechnischen Ausstattung nur mit Versuchsstand I.

⁴⁴ Aus Gründen der messtechnischen Ausstattung wurden die Abreißkräfte ausschließlich mit Versuchsstand II ermittelt.

ist die vertikal übertragbare Abreißkraft. Bei den experimentellen Versuchen konnte - in Abhängigkeit von den Randbedingungen - eine minimale Dichtkraft ermittelt werden, die bis zu 37%⁴⁵ von der berechneten Unterdruckkraft betrug.

Zur Erklärung der minimalen Dichtkraft wird im Kapitel 7 der Zeitpunkt betrachtet, bei dem das Versagen des Gesamtsystems beginnt. Das Versagen beginnt, wenn der Unterdruck-erzeuger bei dem benötigten Unterdruck im Hohlkörper nicht mehr in der Lage ist, den vorliegenden Leckstrom aus dem Hohlkörper zu saugen. Die Größe des Leckstromes hängt von der Abdichtung des Greifers an der Schnittstelle zwischen Greifer und Hohlkörper ab. Je geringer die Dichtkraft wird, desto schlechter ist die Abdichtung.

Von dem Unterdruck im Hohlraum wird ein Teil zum Halten des Hohlkörpers verwendet – der „Haltedruck“ - und ein anderer Teil zur Abdichtung – der „Dichtdruck“.

Der dynamische Vorgang der Druckänderung im Hohlraum wurde analysiert. Es wurde festgestellt, bei welchen Randbedingungen ein Gesamtsystem, bestehend aus Greifer mit Hohlkörper und Unterdruckerzeuger, stabil ist und wann es instabil wird. Für die ermittelten Zusammenhänge erfolgte die Darstellung der Systemstruktur im Blockschaltbild. Die Erkenntnisse des Kapitels 7 erklären das Versagen von Unterdruckgreifern als ein Instabilwerden des Gesamtsystems. Diese Erkenntnisse bilden die wesentlichen Aussagen und damit das Kernstück der Arbeit.

Abgerundet wird die Arbeit durch eine Anleitung zur Dimensionierung von Hohlkörpergreifsystemen. Beachtenswert ist dabei die in Kapitel 8.7.1 beschriebene Möglichkeit, bei entsprechendem Steuerungskonzept das Volumen im Greifsystem als Unterdruckspeicher zum Erzielen kurzer Greifzeiten zu nutzen.

Die Ergebnisse dieser Arbeit ermöglichen den Einsatz des neuen Konzeptes zum Handhaben, Palettieren und Depalettieren von Hohlkörpern. Das neue Konzept weist in vielerlei Hinsicht Vorteile zu den konventionellen Möglichkeiten auf. Diese sind:

- die große Leistungsfähigkeit
- die Flexibilität (unterschiedliche Setzmuster)
- der modulare Aufbau des Greifsystems
- schonendes Greifen

Ein nach dem neuen Konzept realisiertes Sauggreifsystem für Hohlkörper, das mit Erfolg in der Industrie eingesetzt wird, beschreibt Kapitel 8.8.

Die gewonnenen Erkenntnisse gelten analog auch für Standardsaugelemente (pneumatische Flächensauger). Anstelle des Unterdruckes im Hohlkörperinnenraum, ist es der Unterdruck im Saugerinnenraum. Die Abhängigkeit vom effektiven Saugvermögen und der Undichtigkeit gilt genauso, wobei zusätzlich noch die Einschnürung zu berücksichtigen ist. Für die Zukunft wäre es erstrebenswert, wenn die gewonnenen Erkenntnisse auch bei den Standardsaugelementen zu einer Verbesserung der Dimensionierung und dem Verständnis für die möglichen Versagensfälle führen würden.

Des Weiteren zeigen die Erkenntnisse, dass noch erheblicher Forschungsbedarf existiert. Dies betrifft den komplexen Vorgang der Abdichtung an der Schnittstelle Hohlkörper und Greifsystem. Jetzt, wo der theoretische Wirkzusammenhang zwischen der minimalen Dichtkraft und den übertragbaren Kräften (neues Kräftemodell), sowie der theoretische Wirkzusammenhang zwischen minimaler Dichtkraft, Unterdruckerzeuger und Abdichtung geklärt ist, sollte die Abdichtung weiter untersucht werden. Die Abdichtung an der Schnittstelle „Hohlkörper /

⁴⁵ Siehe Tabelle 6.2 auf der Seite 69

Greifsystem“ ist ein sehr komplexer Vorgang, der von vielen Randbedingungen⁴⁶ beeinflusst wird. Bisher ist die Ermittlung des Leckstroms in Abhängigkeit vom Unterdruck und anderen Randbedingungen nur experimentell möglich. Für die Zukunft wäre es erstrebenswert, wenn aus vorgegebenen Randbedingungen die theoretische Bestimmung der Leckstromkurve in Abhängigkeit vom Differenzdruck erfolgen könnte. Dieser Beitrag soll dazu als Anregung dienen.

Ein weiterer Aspekt für weiterführende Forschungen ist die Ähnlichkeit des in Kapitel 7.5 aufgestellten Blockschaltbildes mit einer Regelstrecke. Die Bestimmung des Grenzpunktes könnte zukünftig auch mit regelungstechnischen Stabilitätsuntersuchungen erfolgen.

Wie auf der Seite 94 und der Seite 116 beschrieben, berücksichtigt das aufgestellte Kräftemodell bei der außermittigen Belastung bzw. der horizontalen Beschleunigung nicht die auftretende Schrägstellung. Sie bietet sich für weitere Untersuchungen als Thema an.

⁴⁶ Einflussfaktoren sind: Differenzdruck, Dichtungsmaterial, Durchmesser der Hohlkörperöffnung, Geometrie des Hohlkörpers, Ebenheit des Randes der Hohlkörperöffnung.

10 Anhang

10.1 Begriffsbestimmungen

□ Druck (s. [Fes])

Der Druck p ist eine der physikalischen Größen, die messbare Eigenschaften oder Vorgänge von Körpern beschreiben. Der Druck beschreibt das Verhältnis von Kraft pro Fläche. In der Pneumatik beziehen sich Druckangaben meist auf einen Bezugsdruck - den atmosphärischen Druck. Dieser ist wetterabhängig und schwankt in Meereshöhe zwischen ca. 0,98 bar und 1,04 bar. Der Atmosphärendruck nimmt dabei mit zunehmender Höhe ab. Wird der tatsächliche Druck auf den Atmosphärendruck bezogen, so ist die Druckangabe relativ; sie wird hierbei durch den relativen Über- oder Unterdruck angegeben. Im Gegensatz dazu wird der absolute Druck auf die absolute Nulllinie bezogen. Null bar absoluter Raum besagt, dass es sich um einen drucklosen Raum handelt (Bild 10.1).

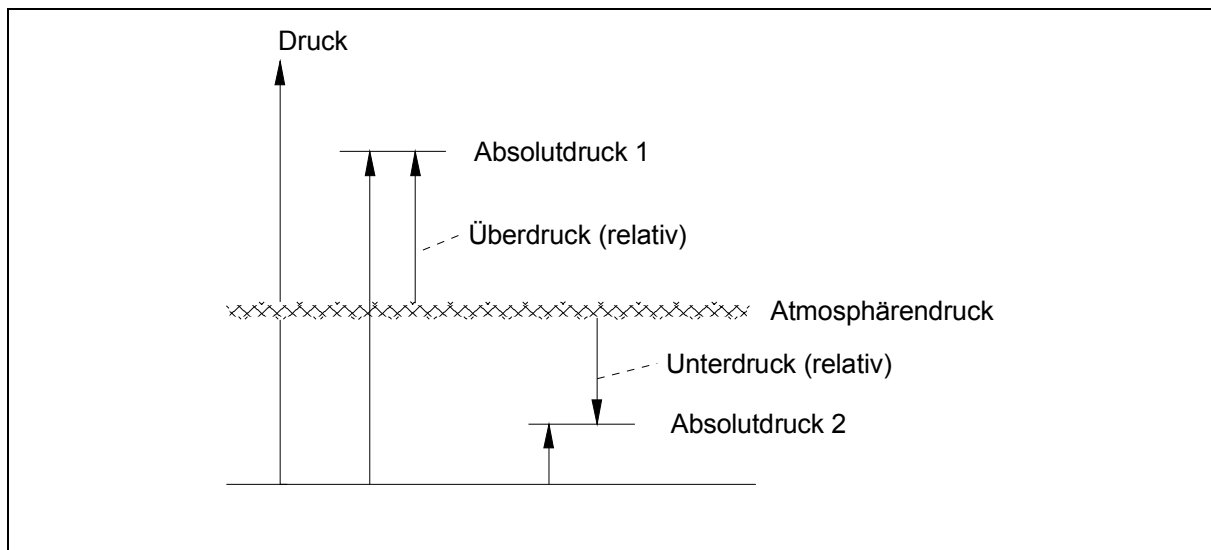


Bild 10.1: Druckangaben

□ Druckeinheiten (s. [DIN 28400], [Pfe])

Die gesetzlichen Druckeinheiten sind das Pascal als SI-Einheit (Einheitenzeichen Pa) sowie das Bar (Einheitenzeichen bar) als besonderer Einheitenname für 10^5 Pa.

$$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N m}^{-2}$$

$$1 \text{ bar} = 1000 \text{ mbar} = 10^5 \text{ N m}^{-2} = 10^5 \text{ Pa}$$

Die übliche Einheit in der Vakuumtechnik ist das Millibar [mbar].

□ Normzustand (s. [DIN 1343], [Pfe])

Der Normzustand ist der durch Normtemperatur und Normdruck festgelegte Zustand eines festen, flüssigen oder gasförmigen Stoffes.

Normtemperatur $T_n = 273,15 \text{ K}$ oder $t_n = 0^\circ \text{ C}$

Normdruck $p_n = 101325 \text{ Pa} = 1013,25 \text{ mbar}$

□ **Normvolumen (s. [DIN 1343], [Pfe])**

Das Volumen eines Stoffes im Normzustand, d.h. bei Normtemperatur und Normdruck, wird Normvolumen V_n genannt.

Die übliche Einheit in der Vakuumtechnik ist der Normliter [NI].

□ **Vakuum (s. [DIN 28400])**

Vakuum heißt der Zustand eines Gases, wird in einem Behälter der Druck des Gases und damit die Teilchenanzahl niedriger als außerhalb bzw. ist der Druck des Gases niedriger als 300 mbar, d.h. kleiner als der niedrigste auf der Erdoberfläche vorkommende Atmosphärendruck.

Das Vakuum wird nach dem Druck bzw. der Teilchenanzahldichte in verschiedene Vakuumbereiche eingeteilt. Für Hohlkörpergreifer bzw. die Handhabungstechnik auf Vakuumbasis allgemein ist der Grobvakuumbereich ausreichend. Dieser reicht von $1 \cdot 10^5$ Pa bis $1 \cdot 10^2$ Pa, was $1 \cdot 10^3$ mbar bis 1 mbar entspricht. Höhere Unterdrücke erfordern einen extremen Aufwand, der durch die daraus resultierende Zunahme der Unterdruckkraft nicht zu rechtfertigen ist.

□ **Volumenstrom (s. [Ger84])**

Der Volumenstrom \dot{V} ist der Quotient aus dem Volumen eines Gases, das während einer Zeitspanne bei dem jeweils herrschenden Druck und der jeweils vorliegenden Temperatur durch einen Leitungsquerschnitt strömt, und der Zeitspanne. Nach der DIN 28400 [DIN 28400] wird der Volumenstrom auch als Volumendurchfluss bezeichnet.

$$\dot{V} = \frac{V}{t} [m^3 / s]$$

mit \dot{V} : Volumenstrom [m^3/s]
 V : Volumen [m^3]
 t : Zeit [s]

□ **Saugvermögen (s. [Pfe])**

Das Saugvermögen S ist der mittlere Volumendurchfluss durch den Querschnitt der Ansaugöffnung einer Pumpe. Die Einheit des Saugvermögens ist [m^3/s].

□ **Strömungsleitwert (s. [DIN 28400], [Pfe])**

Der Strömungsleitwert zwischen zwei Querschnitten eines Leitungssystems ist der Quotient aus dem Produkt aus Druck p und Volumenstrom \dot{V} und dem Druckverlust Δp_v zwischen den beiden Querschnitten, bei dem jeweils herrschenden mittleren Druck.

$$L = \frac{p \cdot \dot{V}}{\Delta p_v} = \frac{p \cdot V}{\Delta p_v \cdot t} [m^3 / s]$$

mit L : Leitwert [m^3/s]
 Δp_v : Druckverlust [Pa]

□ **Leitwert bei Parallelschaltung (s. [Pfe])**

$$L = L_1 + L_2 + L_3 \dots [m^3 / s]$$

□ **Strömungswiderstand (s. [DIN 28400], [Pfe])**

Der Strömungswiderstand ist der Kehrwert des Strömungsleitwertes.

$$W_s = \frac{\Delta p}{q_{pv}} = \frac{1}{L} [s / m^3]$$

mit W_s : Strömungswiderstand [s/m³]

□ **Strömungswiderstand bei Reihenschaltung**

$$W_s = W_{s1} + W_{s2} + W_{s3} \dots [s / m^3]$$

□ **Effektives Saugvermögen (s. [Pfe])**

Das effektive Saugvermögen ist dasjenige am Sauganschluss eines Rezipienten (z.B. Behälter), das sich aus dem Saugvermögen der Pumpe und dem Leitwert der Vakuumsleitungen und Komponenten nach folgender Beziehung ergibt:

$$S_{\text{eff}} = \frac{1}{\frac{1}{L_g} + \frac{1}{S}} = \frac{S \cdot L_g}{S + L_g} [m^3 / s]$$

mit S_{eff} : effektives Saugvermögen [m³/s]

S : Saugvermögen der Pumpe [m³/s]

L_g : Gesamtleitwert aller Leitungen und Komponenten zwischen der Pumpe und dem Rezipienten [m³/s]

Aus der Formel geht hervor, dass der Gesamtleitwert L_g möglichst groß sein sollte, damit das Saugvermögen S der Pumpe gut ausgenutzt ist. Ist z.B. $L_g = S$, dann ist S_{eff} nur noch 50% von S . Ist dagegen $L_g = 10 S$, dann wird S_{eff} ca. 90% von S .

Kennt man das für den Pumpprozess benötigte effektive Saugvermögen S_{eff} , dann lässt sich eine dafür geeignete Pumpe mit Saugvermögen S bestimmen aus:

$$S = \frac{S_{\text{eff}} \cdot L}{L - S_{\text{eff}}} [m^3 / s]$$

□ **Druck am Rezipient (s. [Pfe])**

$$p_{\text{eff}} = \frac{S \cdot p}{S_{\text{eff}}} [Pa]$$

mit p_{eff} : Druck am Ende der Rohrleitung [Pa]

S : Saugvermögen der Pumpe [m³/s]

p : Druck am Beginn der Rohrleitung
(Ansaugdruck der Pumpe) [Pa]

S_{eff} : Saugvermögen am Ende der Leitung (Rezipient) [m^3/s]

□ **Leckrate (Undichtheit) (s. [Pfe], [Pia])**

Unter Leckrate versteht man die durch Löcher, Poren und dergleichen von außen bei Atmosphärendruck in ein Vakuumsystem eindringende Luftmenge pro Zeiteinheit. Die Leckrate oder Undichtheit wird in mbar l/s angegeben.

In leckenden Systemen (z.B. beim Heben von porösem Material) muss die Pumpe zwecks Aufrechterhaltung des gewünschten Vakuumniveaus die ständig eintretende Luft abtransportieren können. Durch Bestimmung des Leckflusses kann anhand der Pumpendiagramme die geeignete Pumpe für die Applikation bestimmt werden. Erfolgt die Leckage durch eine bekannte Öffnung, kann die Luftmenge mit Hilfe des Diagrammes in Bild 10.2 bestimmt werden.

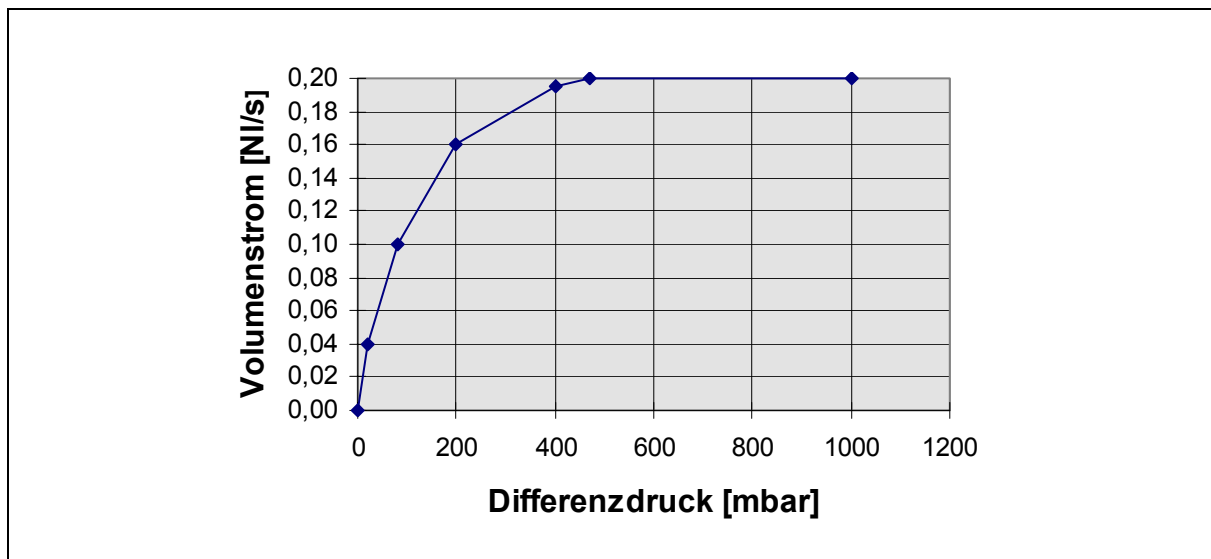


Bild 10.2: Leckfluss durch eine Öffnung von 1 mm^2 (s. [Pia])

Das Diagramm enthält Werte des Leckflusses, wenn die Leckfläche bekannt ist. Der Leckfluss gilt dabei für eine Öffnung von 1 mm^2 (bei 1013 mbar). Um den Gesamtvolumenstrom zu erhalten, multipliziert man den Wert mit der gesamten Leckfläche.

□ **Kritisches Druckverhältnis (s. [Ger84], [Fes], [Wut88])**

Das Verhältnis p_2/p_1 , bei dem im engsten Querschnitt einer Verengung überkritische Strömung erreicht wird, also keine Steigerung des Masse- und Volumenstromes mehr möglich ist, bezeichnet man als kritisches Druckverhältnis b . Dieses ist abhängig von der Form der Öffnung (Bild 10.3).

Beim kritischen Druckverhältnis und darüber hinaus erreicht die Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt Schallgeschwindigkeit.

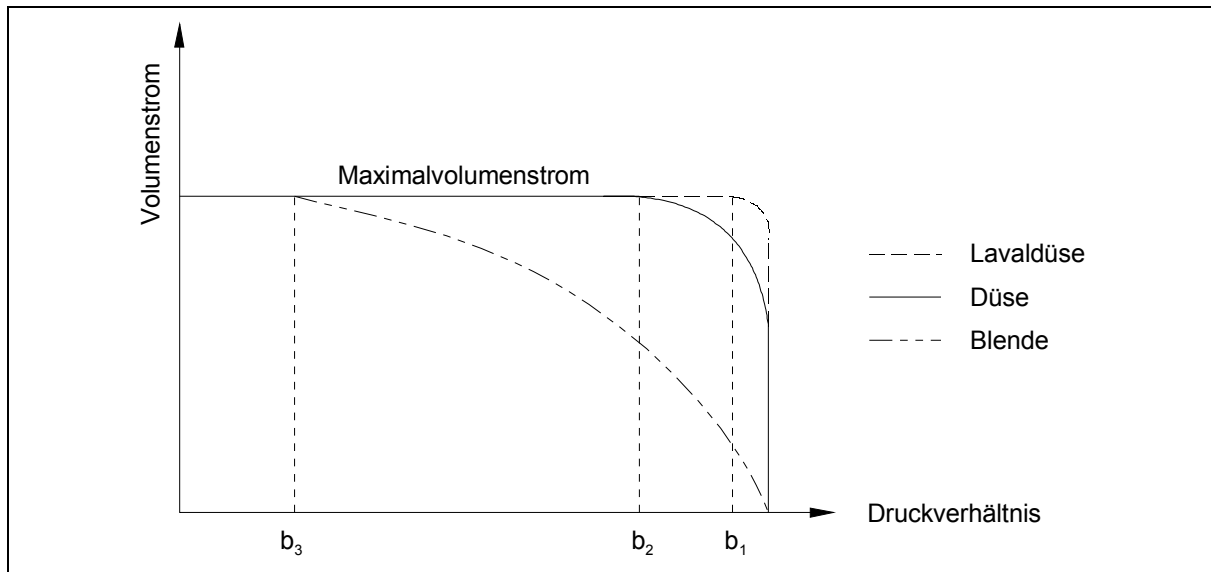


Bild 10.3: Kritisches Druckverhältnis (s. [Fes])

□ **Auspumpzeit (s. [Pfe])**

Die Auspumpzeiten bzw. Auspumpzeitkurven für Unterdruckerzeuger werden üblicherweise gemessen. Doch lassen sich die Auspumpzeiten für Pumpen, deren Saugvermögen über große Ansaugbereiche konstant ist, auch berechnen. Dies gilt besonders für Drehschieberpumpen zwischen 1013 mbar und einigen Zehntel mbar. Bei Wälzkolbenpumpen und anderen Unterdruckerzeugern, deren Saugvermögen nicht konstant ist, rechnet man unter Benutzung der Saugvermögenkurve abschnittsweise mit einem jeweils mittleren konstanten Saugvermögen.

$$t_a = \frac{V_R}{S_{\text{eff}}} \cdot \ln \frac{p_A}{p_E} \text{ [s]}$$

mit t_a : Auspumpzeit [s]

V_R : Volumen des Rezipienten (z.B. Behälter) [m³]

S_{eff} : Effektives Saugvermögen [m³/s]

p_A : Atmosphärendruck [Pa]

p_E : Enddruck (Vakuum) [Pa]

Um einen Behälter in einer gewünschten Zeit auf einen vorgegebenen Druck zu evakuieren, gilt die Formel:

$$S_{\text{eff}} = \frac{V_R}{t} \cdot \ln \frac{p_A}{p_E} \text{ [m}^3 \text{ / s]}$$

Daraus kann man unter Berücksichtigung des Leitwertes der Verbindungsleitung „Pumpe - Behälter“ die richtige Pumpengröße bestimmen.

□ **Vakuumschalter**

Vakuumschalter übernehmen die Aufgabe eines Sensors und erkennen, ob sich das Vakuum vollständig aufgebaut hat. Sie werden zwischen Unterdruckerzeuger und Vakuumgreifer

angeschlossen. Hängt kein Teil an dem Vakuumgreifer, so kann sich durch die nachströmende Luft kein Unterdruck aufbauen. Erst wenn das Greifgut den Vakuumgreifer verschließt, baut sich ein Unterdruck auf. Hierdurch wird der Vakuumschalter betätigt. Dieser gibt dabei ein Signal ab.

Begriffe bei Strömungsvorgängen mit geringen Druckdifferenzen

Strömungsvorgänge von Gasen, bei denen die Strömungsgeschwindigkeit klein gegenüber der Schallgeschwindigkeit ist, sind einfacher zu beschreiben als solche mit nahezu Schall- oder Überschallgeschwindigkeit, für welche die Gesetze der Gasdynamik gelten. Bei den erstgenannten Gasströmungen kann die Temperatur als konstant betrachtet werden, wenn nicht äußere Einflüsse die Temperatur verändern (vgl. [Wut88]).

Bei geringen Unterdrücken (z.B. bei Ventilatoren, Ringspalt-Ejektoren und teilweise auch Seitenkanalverdichtern oder Drehkolben-Gebläsen) können die Formeln für inkompressible Strömungen benutzt werden (vgl. [Boh83], [Spe]). Der Druckverlust kann dann in Abhängigkeit von der Reynoldszahl berechnet werden.

□ **Reynoldszahl (s. [Boh83], [Ger84], [Pfe])**

Die Reynoldszahl (R_e) ist eine dimensionslose Kennzahl zur Beschreibung der Strömung. Bei einer bestimmten kritischen Reynoldszahl erfolgt der Wechsel von laminarer zu turbulenter Strömungsform.

$$R_e = \frac{\rho_F \cdot w_m \cdot l_c}{\eta} [-]$$

mit R_e : Reynoldszahl [-]

ρ_F : Dichte des Fluids [kg/m^3]

w_m : mittlere Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

l_c : Charakteristische Länge (z.B. Rohrdurchmesser) [m]

η : Dynamische Zähigkeit [$\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$]

Bei Rohrströmungen ist die kritische Reynoldszahl ungefähr 2300. Dies bedeutet, dass die Strömung für

$R_e < 2300$ laminar

$R_e > 4000$ turbulent ist.

Dabei ist zu beachten, dass es dazwischen einen Übergangsbereich gibt.

□ **Druckverlust (s. [Boh83], [Spe])**

Beim Durchströmen von Rohren, Schläuchen, Einbauten etc. mit Luft entsteht aufgrund der Viskosität des Mediums ein Druckverlust.

Druckverlust bei geraden Rohrleitungen:

$$\Delta p_v = \lambda \cdot \frac{l_R}{d_R} \cdot \rho_m \cdot \frac{w_m^2}{2} [\text{Pa}]$$

mit	Δp_v	: Druckverlust (Druckabfall) [Pa]
	λ	: Rohrreibungszahl [-]
	l_R	: Rohrlänge [m]
	d_R	: Rohrlinnendurchmesser [m]
	ρ_m	: mittlere Dichte [kg/m ³]
	w_m	: mittlere Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

Druckverlust bei Abzweigungen, Richtungsänderungen, Querschnittsveränderungen und Einbauten:

$$\Delta p_v = \zeta \cdot \rho_m \cdot \frac{w_b^2}{2} = \zeta \cdot p_d [\text{Pa}]$$

mit	ζ	: Widerstandsbeiwert [-]
	ρ_m	: mittlere Dichte [kg/m ³]
	w_b	: Bezugsgeschwindigkeit der Strömung [m/s]
	p_d	: dynamischer Druck [Pa]

Tabellen mit Rohrreibungszahlen und Widerstandsbeiwerten sind in [Boh83] und [Spe] verfügbar.

□ **Anlagenkennlinie (s. [Boh83], [Spe])**

Unter der Anlagenkennlinie ist die Summe aller Druckverluste der gesamten Anlage, abhängig vom durchgesetzten Volumenstrom, zu verstehen (Bild 10.4).

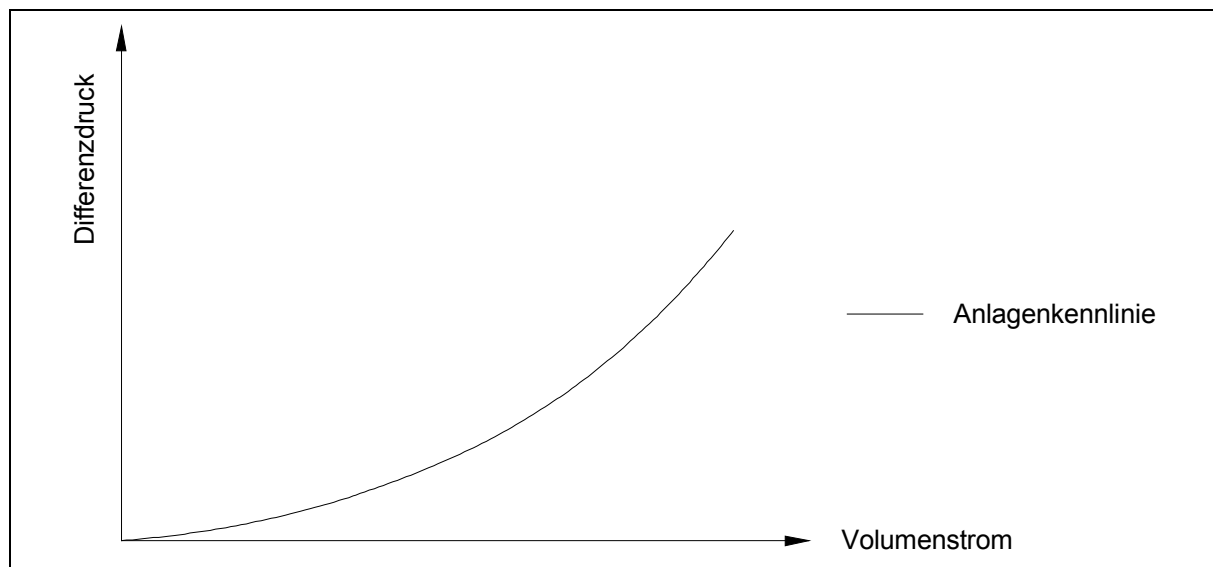


Bild 10.4: Anlagenkennlinie

□ **Betriebspunkt des Unterdruckerzeugers (s. [Eck72])**

Der Betriebspunkt B eines Unterdruckerzeugers ergibt sich als Schnittpunkt von Anlagenkennlinie und der Kennlinie des Unterdruckerzeugers (über dem Saugvermögen aufgetragene Druckdifferenz), wie das Bild 10.5 zeigt. Es ist derjenige Punkt, in dem die vom Unterdruckerzeuger geförderte Luftmenge genauso groß ist wie die durch das Leitungssystem geförderte Menge. Wäre eine solche Übereinstimmung für einen Augenblick nicht erfüllt, so würde durch einen Drucküberschuss oder -unterschuss in der Luftleitung sofort eine Beschleunigung oder Verzögerung so lange wirken, bis obiges Gleichgewicht erfüllt ist.

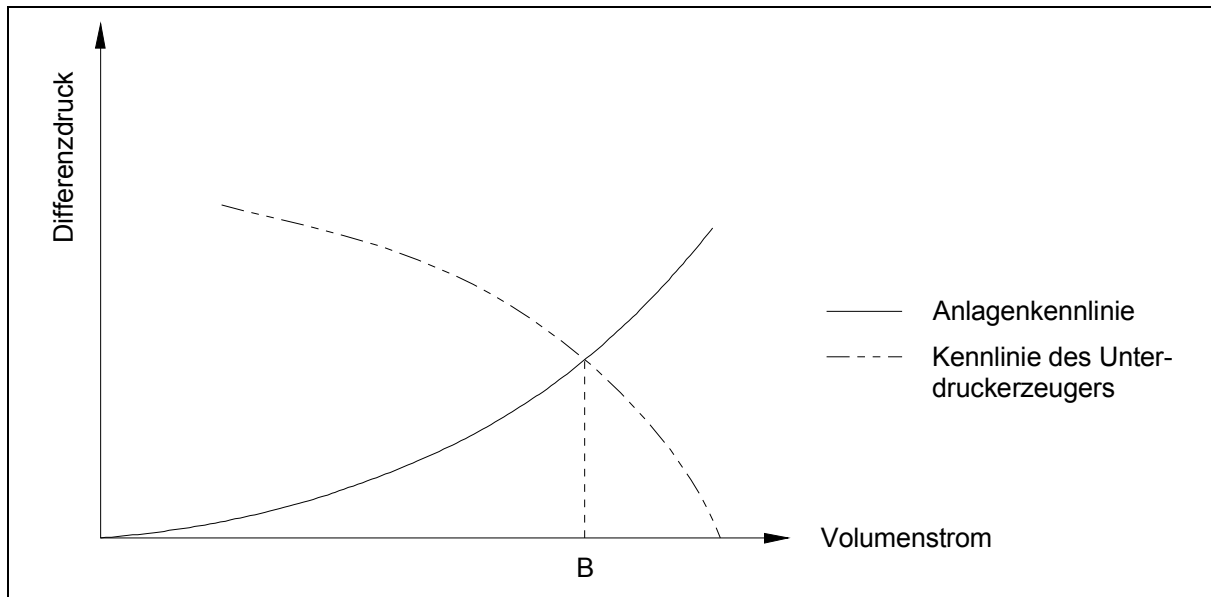


Bild 10.5: Betriebspunkt

10.2 Zusammenstellung der wichtigsten Formeln des Hohlkörperkräfte-modells

<p style="text-align: center;">Linienlast von F_{Dicht}</p>
<p>Statisches Halten:</p> $\Delta p_{StatGrenz} = \frac{F_{DichtStatGrenz} (\Delta p_{StatGrenz}) + m_H \cdot g}{A_{Wirk}}$ <p style="text-align: right;">Seite 28</p>
<p>Vertikale Bewegung:</p> $\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz} (\Delta p_{HGrenz}) + m_H \cdot (g + a_z)}{A_{Wirk}}$ <p style="text-align: right;">Seite 29</p>
<p>Horizontale Bewegung:</p> $\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz} (\Delta p_{HGrenz}) + \frac{m_H \cdot a_x \cdot I_{Sz}}{\Delta l_{Dichtzus}} + m_H \cdot g}{A_{Wirk}}$ <p style="text-align: right;">Seite 34</p>
<p>Zusätzliches außermittiges Gewicht:</p> $\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz} (\Delta p_{HGrenz}) + m_{zus} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}\right) + m_H \cdot g}{A_{Wirk}}$ <p style="text-align: right;">Seite 36</p>
<p>Zusätzliches außermittiges Gewicht und vertikale Bewegung:</p> $\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz} (\Delta p_{HGrenz}) + m_{zus} \cdot (g + a_z) \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}\right) + m_H \cdot (g + a_z)}{A_{Wirk}}$ <p style="text-align: right;">Seite 38</p>

Zusätzliches außermittiges Gewicht und horizontale Bewegung:

$$\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + m_H \cdot a_x \cdot \frac{l_{Sz}}{\Delta l_{Dichtzus}} + m_{zus} \cdot a_x \cdot \frac{l_{Szzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}}{A_{Wirk}} + \frac{m_H \cdot g + m_{zus} \cdot g \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}\right)}{A_{Wirk}}$$

Seite 39

Zusätzliches außermittiges Gewicht und allgemeine Bewegung:

$$\Delta p_{HGrenz} = \frac{F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz}) + m_H \cdot a_x \cdot \frac{l_{Sz}}{\Delta l_{Dichtzus}} + m_{zus} \cdot a_x \cdot \frac{l_{Szzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}}{A_{Wirk}} + \frac{m_H \cdot (g + a_z) + m_{zus} \cdot (g + a_z) \cdot \left(1 + \frac{\Delta l_{Gzus}}{\Delta l_{Dichtzus}}\right)}{A_{Wirk}}$$

Seite 41

a_x	: horizontale Beschleunigung [m/s ²]
A_{Wirk}	: Wirkfläche der Unterdruckkraft [m ²]
a_z	: vertikale Beschleunigung [m/s ²]
$F_{DichtGrenz}$: Minimale Dichtkraft im Grenzfall [N]
$F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz})$: Dichtkraft im Grenzfall, abhängig von Δp_{HGrenz} [N]
$F_{DichtStatGrenz}$: Minimale Dichtkraft im statischen Grenzfall [N]
$F_{DichtStatGrenz}(\Delta p_{StatGrenz})$: Minimale Dichtkraft im statischen Grenzfall, abhängig vom Grenzdruck [N]
g	: Erdbeschleunigung [m/s ²]
l_{Sz}	: Strecke Lochrand/Schwerpunkt des Hohlkörpers [m]
l_{Szzus}	: Strecke Lochrand/ S_{zus} des Hohlkörpers [m]
m_H	: Masse Hohlkörper [kg]
m_{zus}	: Masse des außermittigen Zusatzgewichtes [kg]
$\Delta l_{Dichtzus}$: Abstand von $F_{Dichtzus}$ zum Zentrum des Hk-Loches [m]
Δl_{Gzus}	: Abstand von G_{zus} zum Zentrum des Hk-Loches [m]
Δp_{HGrenz}	: Druckdifferenz Innenraum des Hk/Atm. im Grenzfall [Pa]
$\Delta p_{StatGrenz}$: Druckdifferenz im statischen Grenzfall [Pa]

Kreisförmige Hohlkörperöffnung und Rand

$$\Delta l_{Dichtzus} = \frac{r_{Rand}}{2}$$

$$A_{\text{Wirk}} = p \cdot r_{\text{HÖ}}^2$$

mit r_{Rand} : mittlerer Radius des Randes des Hohlkörperloches [m]

$r_{\text{HÖ}}$: Radius der Hohlkörperöffnung [m]

Rechteckige Hohlkörperöffnung und Rand

$$\Delta l_{\text{Dichtzus}} = \frac{a_{\text{Rand}}^2 + 3 \cdot a_{\text{Rand}} \cdot b_{\text{Rand}}}{6 \cdot (a_{\text{Rand}} + b_{\text{Rand}})}$$

$$A_{\text{Wirk}} = l_{\text{HÖ}} \cdot b_{\text{HÖ}}$$

mit a_{Rand} : mittlere Länge der Längsseite des Öffnungsrandes [m]

b_{Rand} : mittlere Länge der Breitseite des Öffnungsrandes [m]

$l_{\text{HÖ}}$: Länge der Hohlkörperöffnung [m]

$b_{\text{HÖ}}$: Breite der Hohlkörperöffnung [m]

Tabelle 10.1: Formeln des Kräftemodells

10.3 Messtechnische Ausstattung des Versuchsstandes I

- **Druckmessung**

Die Messung des Unterdruckes erfolgt mit zwei in Eigenbau hergestellten Präzisionsmanometern nach Prandtl. Als Steigrohre dienen zwei durchsichtige Plexiglasrohre mit einem Innendurchmesser von 4 mm und 2 m Länge. Als Medium wird Wasser verwendet. Bild 10.6 zeigt den prinzipiellen Aufbau.

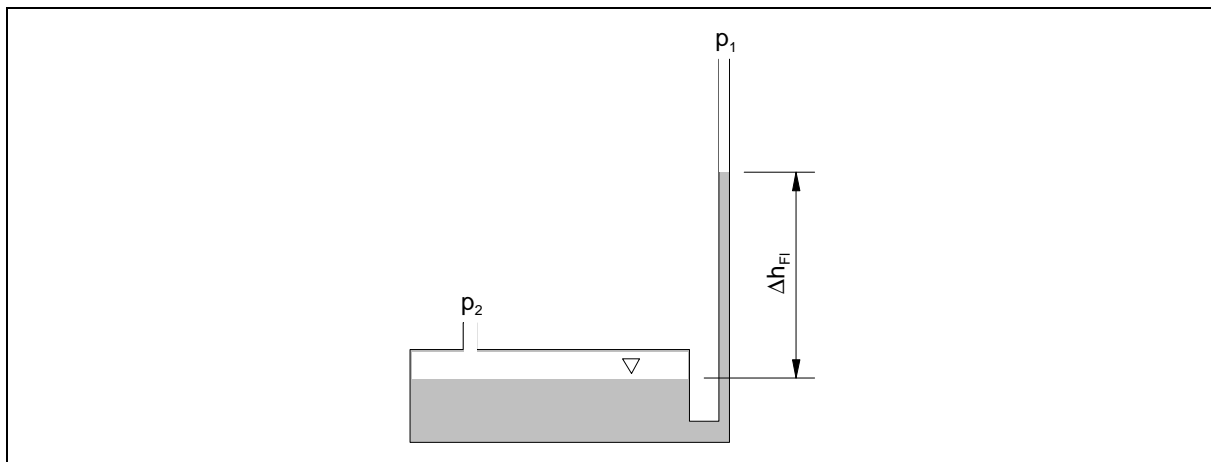


Bild 10.6: Präzisionsmanometer nach Prandtl

Für die Druckdifferenz gilt nach [Ger84]:

$$p_2 - p_1 = \rho_{\text{Fl}} \cdot g \cdot \Delta h_{\text{Fl}} \quad (10.1)$$

mit p : Druck [Pa]

ρ_{Fl} : Dichte der Flüssigkeit [kg/m³]

g : Erdbeschleunigung [m/s^2]

Δh_{Fl} : Höhendifferenz der Flüssigkeitssäule [m]

Bei einer Rohrlänge von 2 m ist somit die messbare Druckdifferenz begrenzt auf 200 mbar. Da die Höhendifferenz bis auf einen Millimeter genau abgelesen werden kann, ist die Auflösung 0,1 mbar.

- **Volumenstrommessung**

Zur Beurteilung der Undichtigkeit an der Schnittstelle „Hohlkörpergreifer / Hohlkörper“ ist der Volumenstrom durch Messung zu ermitteln. Hierzu werden zwei Messrohre mit Flügelradmesswertaufnehmer und Multiflow-Auswerteeinheit von der HÖNTZSCH GmbH (s. [Hoe]) verwendet. Ein Flügelradmesswertaufnehmer als Messprinzip bietet dabei den Vorteil, dass ein Flügelrad eine Drehzahl proportional zur Strömungsgeschwindigkeit des Mediums annimmt. Aufgrund des geringen Gewichtes des Flügelrades und der damit verbundenen kleinen Trägheit erfolgt somit eine Anpassung der Drehzahl des Flügelrades bei Änderung der Strömungsgeschwindigkeit innerhalb von Millisekunden, wodurch eine hohe Genauigkeit erzielt wird. Ein induktiver Näherungsschalter erfasst hierauf die Flügelraddrehzahl und erzeugt entsprechend der Drehzahl elektrische Impulse, die der Auswerteeinheit zugeführt werden. Diese rechnet die Impulse in eine Strömungsgeschwindigkeit oder entsprechend der Nennweite des Messrohres in einen Volumenstrom um. Die Daten dieser Messgeräte sind in nachfolgender Tabelle 10.2 zusammengefasst.

Flügelradmesswertaufnehmer	Beiwert	Nennweite	Messbereich Strömungs- geschwindigkeit	Messbereich Volumenstrom
	[-]	[mm]	[m/s]	[m ³ /h]
DN 18,2 GE-mn40/100/p10	0,84	18,2	0,5 - 40	0,4 - 31,5
DN 50 GE-mn40/60/p10	0,84	50	0,5 - 40	3 - 237,5

Tabelle 10.2: Daten der Flügelradmesswertaufnehmer

Die Messgenauigkeit ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit. Sie beträgt:

- $\pm 0,15\text{m/s}$ bei einer Strömungsgeschwindigkeit $< 10 \text{ m/s}$
- max. 1,5% vom Messwert bei einer Strömungsgeschwindigkeit $> 10 \text{ m/s}$

- **Messwerterfassung**

Beim Versuchsstand I erfolgt eine rein manuelle Erfassung der Messwerte, da mit diesem ausschließlich statische Messungen ausgeführt werden.

10.4 Messtechnische Ausstattung des Versuchsstandes II

In Bezug auf diesen Versuchsstand sind die Messaufnehmer nahezu beliebig miteinander zu verbinden, so dass je nach Anforderung sowie Ziel der jeweiligen Versuchsreihe individuelle Zusammenstellungen realisiert werden können.

- **Druckmessung**

Eine elementare Messgröße zur Beurteilung von Hohlkörpergreifern ist der in dem Handhabungsobjekt „Hohlkörper“ erzeugte Unterdruck. Messtechnisch lässt sich dieser zum

einen direkt im Wirkraum des Greifmoduls mittels eines Differenzdruckaufnehmers sowie zum anderen durch die Differenzbildung einzeln gemessener Absolutdrücke von Messpunkt und Umgebung ermitteln.

Hierzu stehen Messaufnehmer mit unterschiedlichen Messbereichen zur Verfügung (s. [Jün97]). Die elektrischen Informationen dieser Druckaufnehmer können von dem PC-Messwerterfassungssystem PCI verarbeitet werden. So können hochdynamische Druckmessungen durchgeführt werden.

Für statische Druckmessungen stehen ein Prandtl-Manometer mit Quecksilberfüllung der Firma Observator und ein Präzisionsmanometer (Skalenendwert 0,005; Kl. 0,6) der Firma Wika (s. [Wik]) zur Verfügung. Diese sind jeweils für den gesamten Unterdruckbereich geeignet.

Allen Druckmessgeräten gemein ist die parallele Schaltung zu den elektrischen Druckaufnehmern für das PC-Messwerterfassungssystem. Diese dienen zur Kontrolle der elektrischen Druckaufnehmer, zum einfachen Ablesen des Unterdruckes beim Einstellen von Unterdrücken am Versuchsstand und zur statischen Druckmessung.

- **Kraft- und Drehmomentmessung**

Zur Beurteilung des Greifverhaltens während des Handhabungsvorganges und zur Ermittlung der Belastungsgrenze ist der Kraft- bzw. der Drehmomentverlauf ein wichtiges Hilfsmittel.

Diesbezüglich wird ein sechs-Achsen-Kraftsensor FS6-120A-600 der Firma Schunk (s. [Scu]) eingesetzt. Dieser kann jede beliebige Belastung des Greifers erfassen und nimmt dabei mit Hilfe von sechs Wandlern mit Dehnungsmessstreifen die drei orthogonal aufeinander stehenden Kräfte F_x , F_y und F_z sowie die drei Momente M_x , M_y und M_z auf.

Die Ausgangssignale aller Wandler werden analog aufgenommen, anschließend digitalisiert und durch den eingebauten Prozessor umgerechnet. Dieser Prozessor bereitet die Eingangsdaten auf und formatiert sie für eine Ausgabe entweder in Form eines seriellen Datenstromes (kompatibel mit RS-232) oder als Analogsignal. Mittels einer einfachen Befehlssprache kann für den Sensor ein bestimmtes Ausgabeformat der Sensordaten gewählt werden. Unter anderem kann der Ursprung verändert bzw. Grenzwerte für die Sensorsignale gesetzt werden. Diese Funktionen werden durch einen Befehlssatz gesteuert, der von dem eingebauten Prozessor in Echtzeit interpretiert wird.

Mit Hilfe des PCI-Zusatzprogramms PANELKIT wurde eine Bedieneroberfläche für den Kraftsensor geschaffen, so dass er vollständig in das PCI-Messsystem integriert wurde (s. [Bec93], [Jün97]).

- **Messwerterfassung**

Für die Messwerterfassung und -verarbeitung steht das PC-Messwerterfassungssystem PCI der Firma Siemens zur Verfügung. Dieses System setzt sich aus den IEC-Bus-fähigen Messgeräten Analog-Digital-Wandler, Multimeter, Scanner, Digital-Input-Output und einem Softwarepaket zusammen. Letzteres (Bild 10.7) ermöglicht dabei die Steuerung der Messgeräte sowie die Aufnahme, Speicherung, Darstellung und Auswertung der Messdaten.

Die Software basiert hierbei auf der grafischen Betriebssystemoberfläche GEM von Digital Research und nutzt die dort vorhandene Grafikumgebung sowie die Peripherietreiber (z.B. Drucker- und Bildschirmtreiber). Mittels eines integrierten Programmgenerators, der BASIC-Quelltexte erzeugt, können Messreihen automatisch aufgenommen bzw. die gemessenen Messgrößen sofort in die physikalischen Werte umgewandelt werden (s. [Bec93]).

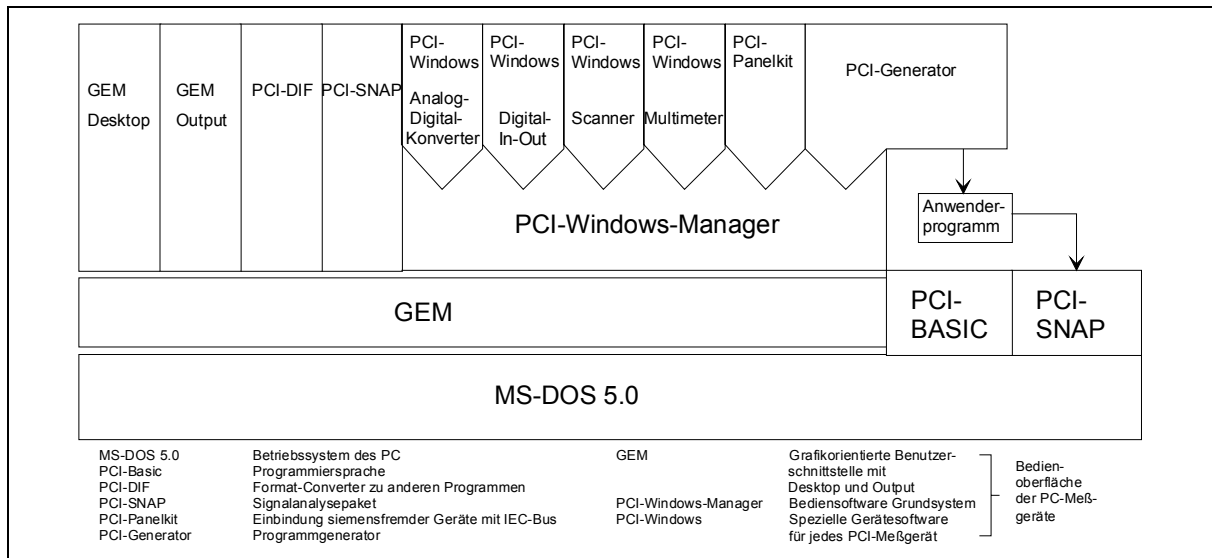


Bild 10.7: Aufbau des PCI-Softwarepaketes (s. [Bec93], [Jod91])

Mit dem PCI-Messsystem können bis zu acht Kanäle gleichzeitig erfasst und dargestellt werden. Somit kann eine unmittelbare visuelle Überprüfung der aufgenommenen Messwerte erfolgen. Diese werden von allen Geräten parallel erfasst und anschließend über ein Analyseprogramm ausgewertet.

Die gesamte Systemkonfiguration am Roboter-Versuchsstand ist in nachfolgendem Bild 10.8 dargestellt.

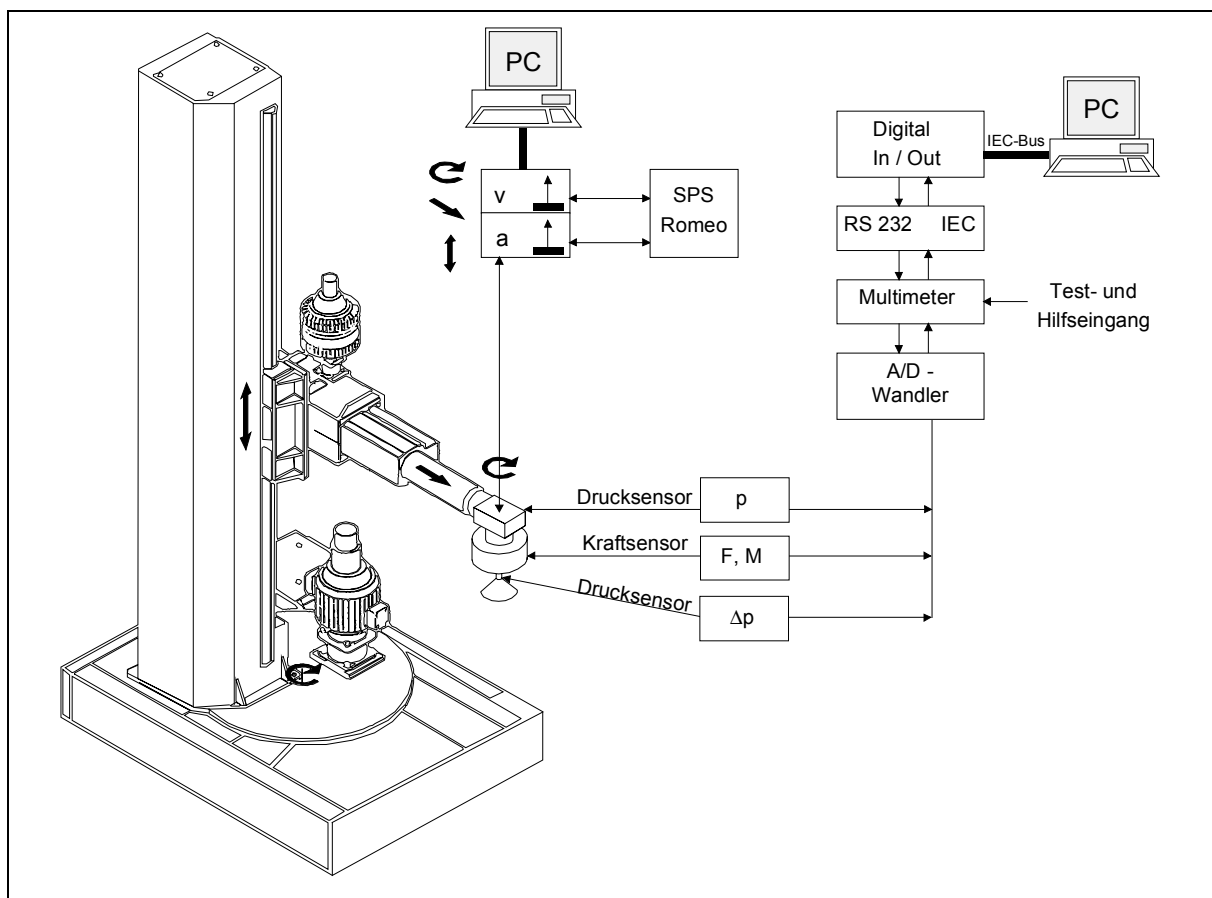


Bild 10.8: Systemkonfiguration am Roboter-Versuchsstand (s. [Jün97])

10.5 Technische Daten zum Materialflussroboter „ROMEO“

- Traglast: max. 50 kg
- Reichweite: 1900 mm
(Säulen-Drehachse / Greiferachse)
- Greiferarm-Hub vertikal: 1850 mm
- Säulen-Drehwinkel: 360 Grad
- Greifer-Drehwinkel: 360 Grad
- Verfahrbereich: auslegungsabhängig
- Positionier-Genauigkeit: $\pm 0,5$ mm
- Geschwindigkeit:

Fahren:	0,4 m/s
Drehen:	100 Grad/s
Heben / Senken	1 m/s
Arm teleskopieren:	1,44 m/s
Greifer drehen:	133 Grad/s

- Beschleunigung (max.):

Fahren:	0,2 m/s ²
---------	----------------------
- Drehen: 133,3 Grad/s²
- Heben / Senken: 1,33 m/s²
- Arm teleskopieren: 3,6 m/s²
- Greifer drehen: 177 Grad/s²
- Steuerung: Bahnsteuerung oder PTP-Steuerung
- Programmierung: Teach-in-Verfahren

10.6 Unterdruckerzeuger

Zur Unterdruckerzeugung kommen verschiedene Geräte mit unterschiedlichen Prinzipien in Frage. Im Rahmen dieser Arbeit wird auf die Arbeitsweise und Funktion der einzelnen Unterdruckerzeuger nicht eingegangen. Informationen können unter anderem in (s: [Bek], [Dem], [Fez], [Pia], [Sch], [Spe], [Sch92a]) nachgelesen werden.

Außer dem Unterdruck und dem Volumenstrom sind für eine Auswahl oft noch andere Randbedingungen wie Gewicht, Lebensdauer oder Wartungsarmut von Bedeutung. Die Unterdruckerzeuger auf Ejektorbasis weisen sehr geringe Gewichte auf. Die Charakteristiken von ausgewählten Unterdruckerzeugern sind in Tabelle 10.3 dargestellt.

Die einzelnen Arten von Unterdruckerzeugern weisen charakteristische Kennlinien auf, wird der erzeugte Unterdruck in Abhängigkeit vom Saugvermögen verglichen (s. Bild 10.9).

Der Verlauf der Kennlinien hat einen großen Einfluss auf die Evakuierungszeit. Je größer der Mittelwert der Fläche unter der Kurve vom Anfangsdruck (Unterdruck = 0) bis zum gewünschten Enddruck und je größer das Saugvermögen ist, desto kleiner ist die Evakuierungszeit.

	Trockenläufer:	ölgesch. Pumpe:	Vakuumbeläse:	Ejektor:
Aufbau:	Vielzellen	Vielzellen	Seitenkanal	Venturi
Vakuum:	hoch	hoch	niedrig	hoch
Volumenstrom:	mittel	mittel	hoch	niedrig
Einbau:	beliebig	horizontal	beliebig	beliebig
Wartung:	frei	Ölwechsel	frei	frei
Lebensdauer:	mittel	hoch	hoch	mittel
Evakuierzeit:	mittel	mittel	kurz	mittel
Besonderheit:	ölfrei	Laufruhe		EX-Schutz

Tabelle 10.3: Charakteristiken von Unterdruckerzeugern (s. [Fez])

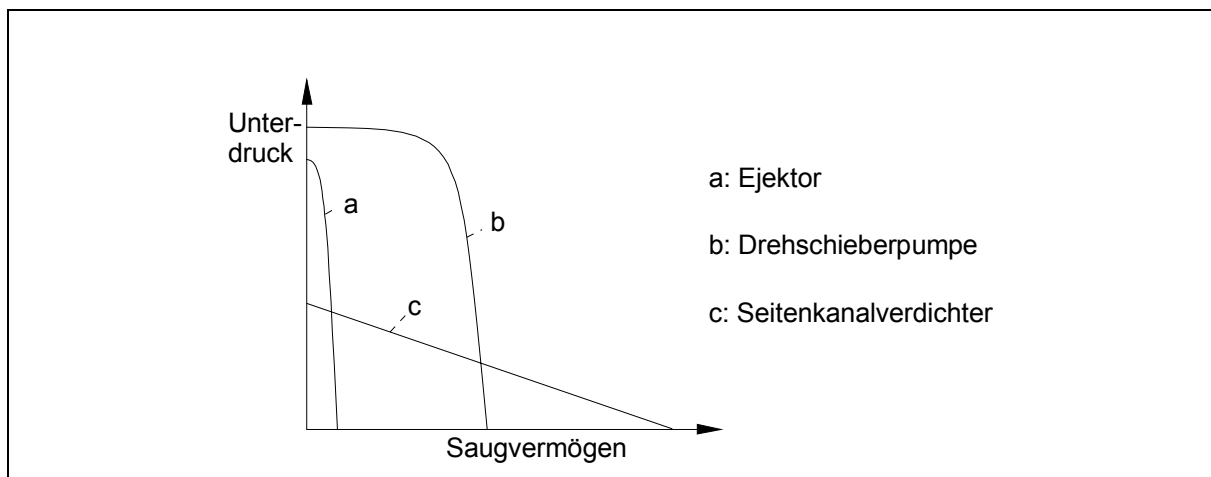


Bild 10.9: Charakteristische Kennlinien von Unterdruckerzeugern

10.7 Schaltpläne

Für den Einsatz der unterschiedlichen Unterdruckerzeuger für Hohlkörpergreifer gibt es zwei grundsätzliche Möglichkeiten der Anordnung, wie sie in Bild 10.10 und Bild 10.11 auf der Seite 186 dargestellt sind. Die technischen Symbole für Schaltpläne sind genormt. Diese sogenannten Bildzeichen sind in der Übersichtsnorm „Vakuumtechnik Bildzeichen“ (s. [DIN 28401]) aufgeführt.

Das Bild 10.10 zeigt die Schaltplanvariante beim Einsatz von elektrisch angetriebenen Unterdruckerzeugern, während das Bild 10.11 die Anwendung von pneumatisch betriebenen Unterdruckerzeugern darstellt. Der jeweils zwischen Unterdruckerzeuger und Hohlkörpergreifer geschaltete Filter soll den Vakuumherzeuger vor angesaugten Verunreinigungen schützen. Beim Einsatz von Ejektoren und Transvektoren ist es sinnvoll, ein Rückschlagventil in die Saugleitung vor den Unterdruckerzeuger zu schalten, da bei Ausfall der Druckluft das Vakuum sehr schnell abfällt.

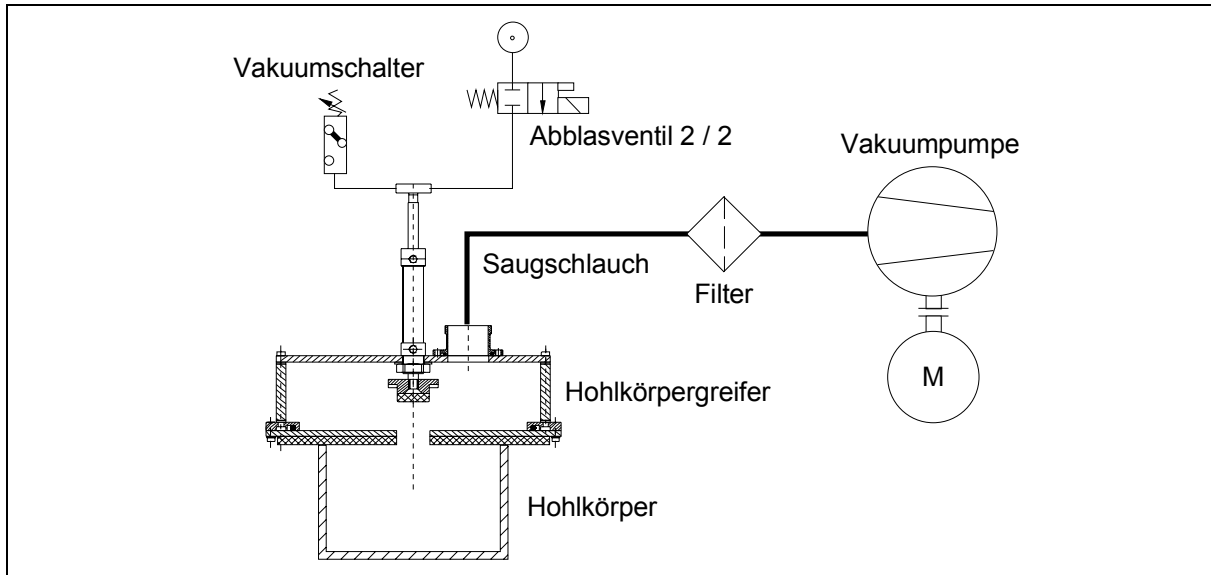


Bild 10.10: Schaltplan mit Vakuumpumpe

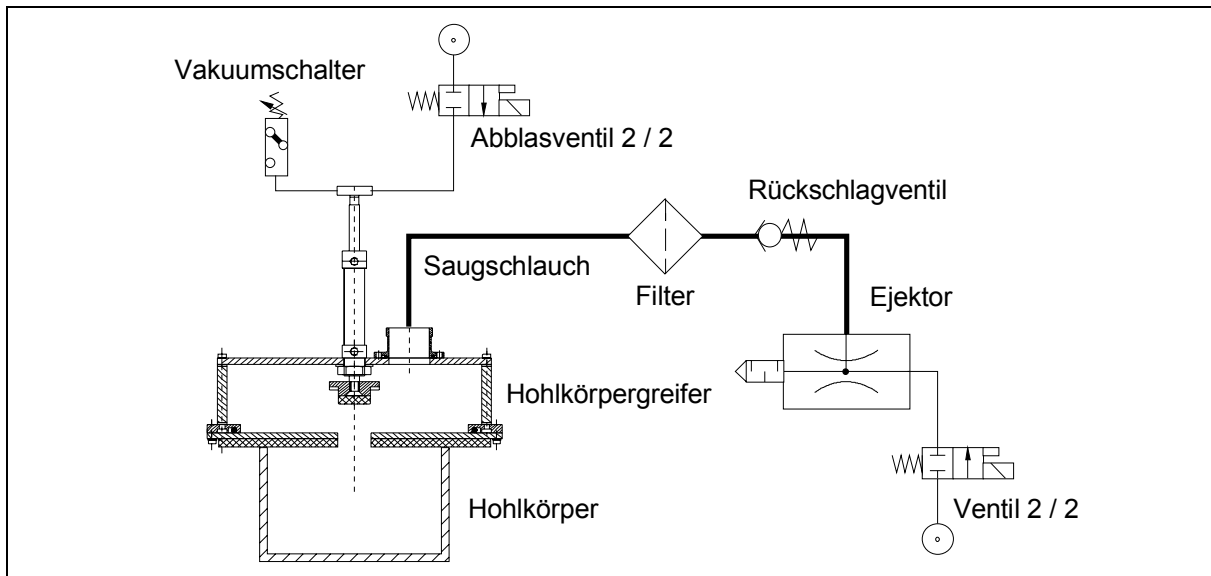


Bild 10.11: Schaltplan mit Ejektor oder Transvektor

10.8 Tabellen

10.8.1 Versuche mit außermittigen Zusatzgewichten

φ47,2 Vakuumpumpe							
M [Nm]	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Unterdruck Δp _{HGrenz} [bar]				
			Dichtung 1	Dichtung 2	Dichtung 3	Dichtung 4	Dichtung 5
homogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,00	0	0	0,14	0,135	0,145	0,13	0,13
0,00	1	0	0,21	0,19	0,2	0,19	0,19
0,00	2	0	0,275	0,25	0,255	0,245	0,24
inhomogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,40	1	1	0,21	0,235	0,255	0,27	0,28
0,80	2	1	0,295	0,33	0,37	0,41	0,42
0,80	1	2	0,245	0,3	0,35	0,395	0,38
1,20	1	3	0,335	0,375	0,43	0,55	0,48
1,60	2	2	0,45	0,46	0,55	0,625	0,605
2,40	2	3	0,7	0,66	0,73	0,885	0,85

φ72,5 Vakuumpumpe							
M [Nm]	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Unterdruck Δp _{HGrenz} [bar]				
			Dichtung 1	Dichtung 2	Dichtung 3	Dichtung 4	Dichtung 5
homogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,00	0	0	0,07	0,07	0,07	0,065	0,055
0,00	1	0	0,1	0,095	0,105	0,09	0,08
0,00	2	0	0,125	0,13	0,135	0,12	0,105
inhomogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,40	1	1	0,105	0,12	0,13	0,125	0,115
0,80	2	1	0,14	0,16	0,18	0,185	0,175
0,80	1	2	0,12	0,145	0,16	0,165	0,155
1,20	1	3	0,15	0,17	0,195	0,21	0,195
1,60	2	2	0,195	0,21	0,245	0,26	0,245
2,40	2	3	0,25	0,27	0,305	0,345	0,315

φ95,7 Vakuumpumpe							
M [Nm]	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Unterdruck Δp _{HGrenz} [bar]				
			Dichtung 1	Dichtung 2	Dichtung 3	Dichtung 4	Dichtung 5
homogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,00	0	0	0,048	0,04	0,045	nicht messbar	nicht messbar
0,00	1	0	0,055	0,06	0,06	nicht messbar	nicht messbar
0,00	2	0	0,075	0,075	0,07	0,065	0,06
inhomogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,40	1	1	0,065	0,07	0,07	0,07	0,06
0,80	2	1	0,09	0,095	0,1	0,095	0,09
0,80	1	2	0,08	0,085	0,09	0,085	0,08
1,20	1	3	0,09	0,1	0,105	0,105	0,1
1,60	2	2	0,12	0,135	0,14	0,135	0,13
2,40	2	3	0,145	0,16	0,175	0,17	0,165

Ejektor Dichtung 5							
M [Nm]	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Unterdruck Δp _{HGrenz} [bar]				
			φ47,2		φ72,5		φ95,7
homogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,00	0	0	0,146		0,076		0,035
0,00	1	0	0,215		0,104		0,05
0,00	2	0	0,267		0,128		0,065
inhomogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,40	1	1	0,263		0,122		0,063
0,80	2	1	nicht messbar		0,177		0,097
0,80	1	2	nicht messbar		0,157		Messung fehlerhaft
1,20	1	3	nicht messbar		0,192		0,106
1,60	2	2	nicht messbar		0,241		0,138
2,40	2	3	nicht messbar		nicht messbar		0,178

Tabelle 10.4: Übersicht der Versuche mit außermittigen Zusatzgewichten

10. Anhang

Ver- suchs- körper	Greifer Nr.	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Unterdruck Δp_{HGrenz} [bar]	Gewicht Zusatzgew. m_{zus} [g]	Δl_{Gzus} [mm]	$\Delta l_{Dichtzus_theo}$ [mm]	$\Delta p_{StatGrenz}$ [bar]	theoretischer Unterdruck Δp_{HGrenz_theo} [bar]	Dreh- moment M [Nm]
VK 4	1	0	0	0,07	0	0				
VK 5	1	1	0	0,1	1020	0				
VK 6	1	2	0	0,125	2040	0				
VK 5	1	1	1	0,105	1020	40	18,8	0,07	0,146	0,40
VK 6	1	2	1	0,14	2040	40	18,8	0,07	0,222	0,80
VK 5	1	1	2	0,12	1020	80	18,8	0,07	0,198	0,80
VK 6	1	2	2	0,195	2040	80	18,8	0,07	0,325	1,60
VK 5	1	1	3	0,15	1020	120	18,8	0,07	0,249	1,20
VK 6	1	2	3	0,25	2040	120	18,8	0,07	0,428	2,40
VK 4	5	0	0	0,055	0	0				
VK 5	5	1	0	0,08	1020	0				
VK 6	5	2	0	0,105	2040	0				
VK 5	5	1	1	0,115	1020	40	18,8	0,055	0,131	0,40
VK 6	5	2	1	0,175	2040	40	18,8	0,055	0,207	0,80
VK 5	5	1	2	0,155	1020	80	18,8	0,055	0,183	0,80
VK 6	5	2	2	0,245	2040	80	18,8	0,055	0,310	1,60
VK 5	5	1	3	0,195	1020	120	18,8	0,055	0,234	1,20
VK 6	5	2	3	0,315	2040	120	18,8	0,055	0,413	2,40
konstante Parameter										
Vakuumerzeuger								: Vakuumpumpe		
Durchmesser								: 72,5 mm		
wirksame Unterdruckfläche						A_{Wirk}		: 4128 mm ²		
Gewicht Versuchskörper						m_H		: 2335 g		

Tabelle 10.5: Theoretische Grenzdrücke für Versuchskörper mit $\phi 72$ mm

Ver- suchs- körper	Greifer Nr.	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Unterdruck Δp_{HGrenz} [bar]	Gewicht Zusatzgew. m_{zus} [g]	Δl_{Gzus} [mm]	$\Delta l_{Dichtzus_theo}$ [mm]	$\Delta p_{StatGrenz}$ [bar]	theoretischer Unterdruck Δp_{HGrenz_theo} [bar]	Dreh- moment M [Nm]
VK 4	1	0	0	0,14	0	0				
VK 5	1	1	0	0,21	1020	0				
VK 6	1	2	0	0,275	2040	0				
VK 5	1	1	1	0,21	1020	40	18,8	0,14	0,319	0,40
VK 6	1	2	1	0,295	2040	40	18,8	0,14	0,498	0,80
VK 5	1	1	2	0,245	1020	80	18,8	0,14	0,441	0,80
VK 6	1	2	2	0,45	2040	80	18,8	0,14	0,742	1,60
VK 5	1	1	3	0,335	1020	120	18,8	0,14	0,563	1,20
VK 6	1	2	3	0,7	2040	120	18,8	0,14	0,985	2,40
VK 4	5	0	0	0,13	0	0				
VK 5	5	1	0	0,19	1020	0				
VK 6	5	2	0	0,24	2040	0				
VK 5	5	1	1	0,28	1020	40	18,8	0,13	0,309	0,40
VK 6	5	2	1	0,42	2040	40	18,8	0,13	0,488	0,80
VK 5	5	1	2	0,38	1020	80	18,8	0,13	0,431	0,80
VK 6	5	2	2	0,605	2040	80	18,8	0,13	0,732	1,60
VK 5	5	1	3	0,48	1020	120	18,8	0,13	0,553	1,20
VK 6	5	2	3	0,85	2040	120	18,8	0,13	0,975	2,40
konstante Parameter										
Vakuumerzeuger								: Vakuumpumpe		
Durchmesser								: 47,2 mm		
wirksame Unterdruckfläche						A_{Wirk}		: 1750 mm ²		
Gewicht Versuchskörper						m_H		: 2335 g		

Tabelle 10.6: Theoretische Grenzdrücke für Versuchskörper mit $\phi 47$ mm

10. Anhang

Ver- suchs- körper	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Unterdruck Δp_{HGrenz} [bar]	Gewicht Zusatzgew. m_{zus} [g]	Δl_{Gzus} [mm]	$\Delta l_{Dichtzus_theo}$ [mm]	$\Delta p_{StatGrenz}$ [bar]	theoretischer Unterdruck Δp_{HGrenz_theo} [bar]	Dreh- moment M [Nm]
VK 4	0	0	0,076	0	0				
VK 5	1	0	0,104	1020	0				
VK 6	2	0	0,128	2040	0				
VK 5	1	1	0,122	1020	40	18,8	0,076	0,152	0,40
VK 6	2	1	0,177	2040	40	18,8	0,076	0,228	0,80
VK 5	1	2	0,157	1020	80	18,8	0,076	0,204	0,80
VK 6	2	2	0,192	2040	80	18,8	0,076	0,331	1,60
VK 5	1	3	0,241	1020	120	18,8	0,076	0,255	1,20
VK 6	2	3	nicht messbar	2040	120	18,8	0,076	0,434	2,40
VK 4	0	0	0,055	0	0				
VK 5	1	0	0,08	1020	0				
VK 6	2	0	0,105	2040	0				
VK 5	1	1	0,115	1020	40	18,8	0,055	0,131	0,40
VK 6	2	1	0,175	2040	40	18,8	0,055	0,207	0,80
VK 5	1	2	0,155	1020	80	18,8	0,055	0,183	0,80
VK 6	2	2	0,245	2040	80	18,8	0,055	0,310	1,60
VK 5	1	3	0,195	1020	120	18,8	0,055	0,234	1,20
VK 6	2	3	0,315	2040	120	18,8	0,055	0,413	2,40
konstante Parameter									
Vakuumerzeuger							: Ejektor		
Durchmesser							: 72,5 mm		
Greifer Nr.							: 5		
wirksame Unterdruckfläche A_{Wirk}							: 4128 mm ²		
Gewicht Versuchskörper m_H							: 2335 g		

Tabelle 10.7: Theoretische Grenzdrücke für Dichtung 5

10. Anhang

Ver- suchs- körper	Greifer Nr.	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Unterdruck Δp_{HGrenz} [bar]	Gewicht Zusatzgew. m_{zus} [g]	Δl_{Gzus} [mm]	$\Delta p_{StatGrenz}$ [N]	$\Delta l_{Dichtzus}$ [mm]		M [Nm]
VK 1	1	0	0	0,14	0	0	0,14	0,0	Dichtung 1 ϕ 47	0,00
VK 2	1	1	0	0,21	1020	0	0,14	0,0		0,00
VK 3	1	2	0	0,275	2040	0	0,14	0,0		0,00
VK 2	1	1	1	0,21	1020	40	0,14	178,5		0,40
VK 3	1	2	1	0,295	2040	40	0,14	112,6		0,80
VK 2	1	1	2	0,245	1020	80	0,14	95,7		0,80
VK 3	1	2	2	0,45	2040	80	0,14	46,8		$\Delta l_{Dichtzusmittel}$ 67,1 1,60
VK 2	1	1	3	0,335	1020	120	0,14	49,8		1,20
VK 3	1	2	3	0,7	2040	120	0,14	30,8		2,40
VK 1	2	0	0	0,135	0	0	0,135	0,0		Dichtung 2 ϕ 47
VK 2	2	1	0	0,19	1020	0	0,135	0,0	0,00	
VK 3	2	2	0	0,25	2040	0	0,135	0,0	0,00	
VK 2	2	1	1	0,235	1020	40	0,135	53,4	0,40	
VK 3	2	2	1	0,33	2040	40	0,135	56,7	0,80	
VK 2	2	1	2	0,3	1020	80	0,135	42,4	$\Delta l_{Dichtzusmittel}$ 44,5 0,80	
VK 3	2	2	2	0,46	2040	80	0,135	43,4	1,60	
VK 2	2	1	3	0,375	1020	120	0,135	37,5	1,20	
VK 3	2	2	3	0,66	2040	120	0,135	33,4	2,40	
VK 1	3	0	0	0,145	0	0	0,145	0,0	Dichtung 3 ϕ 47	
VK 2	3	1	0	0,2	1020	0	0,145	0,0		0,00
VK 3	3	2	0	0,255	2040	0	0,145	0,0		0,00
VK 2	3	1	1	0,255	1020	40	0,145	43,3		0,40
VK 3	3	2	1	0,37	2040	40	0,145	41,4		0,80
VK 2	3	1	2	0,35	1020	80	0,145	31,0		$\Delta l_{Dichtzusmittel}$ 34,4 0,80
VK 3	3	2	2	0,55	2040	80	0,145	31,5		1,60
VK 2	3	1	3	0,43	1020	120	0,145	30,1		1,20
VK 3	3	2	3	0,73	2040	120	0,145	29,2		2,40
VK 1	4	0	0	0,13	0	0	0,13	0,0		Dichtung 4 ϕ 47
VK 2	4	1	0	0,19	1020	0	0,13	0,0	0,00	
VK 3	4	2	0	0,245	2040	0	0,13	0,0	0,00	
VK 2	4	1	1	0,27	1020	40	0,13	27,6	0,40	
VK 3	4	2	1	0,41	2040	40	0,13	27,6	0,80	
VK 2	4	1	2	0,395	1020	80	0,13	22,0	$\Delta l_{Dichtzusmittel}$ 23,6 0,80	
VK 3	4	2	2	0,625	2040	80	0,13	24,0	1,60	
VK 2	4	1	3	0,55	1020	120	0,13	18,9	1,20	
VK 3	4	2	3	0,885	2040	120	0,13	21,4	2,40	
VK 1	5	0	0	0,13	0	0	0,13	0,0	Dichtung 5	
VK 2	5	1	0	0,19	1020	0	0,13	0,0		0,00
VK 3	5	2	0	0,24	2040	0	0,13	0,0		0,00
VK 2	5	1	1	0,28	1020	40	0,13	24,6		0,40
VK 3	5	2	1	0,42	2040	40	0,13	26,0		0,80
VK 2	5	1	2	0,38	1020	80	0,13	23,7		$\Delta l_{Dichtzusmittel}$ 24,3 0,80
VK 3	5	2	2	0,605	2040	80	0,13	25,4		1,60
VK 2	5	1	3	0,48	1020	120	0,13	23,4		1,20
VK 3	5	2	3	0,85	2040	120	0,13	22,7		2,40
konstante Parameter										
Vakuumerzeuger								: Vakuumpumpe		
Durchmesser								: 47,2 mm		
wirksame Unterdruckfläche						A_{Wirk}		: 1750 mm ²		
Gewicht Versuchskörper						m_H		: 2228 g		

Tabelle 10.8: $\Delta l_{Dichtzus}$ der gemessenen Werte

10. Anhang

φ47,2 Vakuumpumpe							
M [Nm]	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Δ _{Dichtzus} [mm]				
			Dichtung 1	Dichtung 2	Dichtung 3	Dichtung 4	Dichtung 5
homogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,00	0	0	0	0	0	0	0
0,00	1	0	0	0	0	0	0
0,00	2	0	0	0	0	0	0
inhomogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,40	1	1	178,5	53,4	43,3	27,6	24,6
0,80	2	1	112,6	56,7	41,4	27,6	26,0
0,80	1	2	95,7	42,4	31,0	22,0	23,7
1,20	1	3	46,8	43,4	31,5	24,0	25,4
1,60	2	2	49,8	37,5	30,1	18,9	23,4
2,40	2	3	30,8	33,4	29,2	21,4	22,7

φ72,5 Vakuumpumpe							
M [Nm]	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Δ _{Dichtzus} [mm]				
			Dichtung 1	Dichtung 2	Dichtung 3	Dichtung 4	Dichtung 5
homogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,00	0	0	0	0	0	0	0
0,00	1	0	0	0	0	0	0
0,00	2	0	0	0	0	0	0
inhomogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,40	1	1	90,1	37,6	27,1	27,1	27,5
0,80	2	1	90,1	46,7	31,5	27,1	27,3
0,80	1	2	75,3	38,2	29,5	25,6	25,8
1,20	1	3	50,7	42,4	30,7	26,5	27,5
1,60	2	2	52,2	38,4	28,9	24,1	25,2
2,40	2	3	44,2	38,4	31,2	25,1	27,6

φ95,7 Vakuumpumpe							
M [Nm]	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Δ _{Dichtzus} [mm]				
			Dichtung 1	Dichtung 2	Dichtung 3	Dichtung 4	Dichtung 5
homogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,00	0	0	0	0	0	nicht messbar	nicht messbar
0,00	1	0	0	0	0	nicht messbar	nicht messbar
0,00	2	0	0	0	0	0	0
inhomogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,40	1	1	180,1	34,6	50,2	29,4	39,9
0,80	2	1	78,5	40,9	40,9	37,1	37,1
0,80	1	2	61,5	35,8	35,8	32,8	32,8
1,20	1	3	50,4	33,1	33,1	31,8	31,8
1,60	2	2	59,4	36,2	36,2	31,0	31,0
2,40	2	3	48,3	36,2	32,7	31,8	31,8

Ejektordichtung 5							
M [Nm]	Zusatz- gewichte	Loch- abstand	Δ _{Dichtzus} [mm]				
			φ47,2		φ72,5		φ95,7
homogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,00	0	0	0		0		0
0,00	1	0	0		0		0
0,00	2	0	0		0		0
inhomogene Dichtkraft über den Dichtrand							
0,40	1	1	38,2		44,6		39,5
0,80	2	1	nicht messbar		36,9		32,6
0,80	1	2	nicht messbar		34,2		Messung fehlerhaft
1,20	1	3	nicht messbar		33,3		29,6
1,60	2	2	nicht messbar		31,7		29,2
2,40	2	3	nicht messbar		nicht messbar		29,0

Tabelle 10.9: Zusammenstellung der berechneten Δ_{Dichtzus} Werte

10.8.2 Versuchsreihe Staupunkt

Volumenstrom [m ³ /h]	Geschwindigkeit [m/s]				
	Höhe der Ventilöffnung [mm]				
	2,5	5	7,5	10	15
20	20	10			
25	25	12			
30	29	15			
35	34	17	11	10	
40	39	20	13	11	11
45	44	22	15	12	12
50	49	25	16	14	14
55	54	27	18	15	15
60	59	29	20	16	16
65	64	32	21	18	18
70	69	34	23	19	19
75	74	37	25	20	20
80	79	39	26	22	22
85	84	42	28	23	23
90	88	44	29	25	25
95	93	47	31	26	26
100	98	49	33	27	27
105	103	52	34	29	29

Tabelle 10.10: Mittlere Geschwindigkeit in der charakteristischen Fläche

Volumenstrom [m ³ /h]	Widerstandszahl ζ [-]				
	Höhe der Ventilöffnung [mm]				
	2,5	5	7,5	10	15
20	1,3	0,7			
25	1,1	1,0			
30	1,1	1,4			
35	1,1	1,2	0,5	0,5	
40	1,0	1,2	1,7	2,5	2,8
45	1,0	1,2	2,1	2,4	2,5
50	1,0	1,2	1,9	2,4	2,5
55	1,0	1,2	2,0	2,4	2,4
60	1,0	1,2	1,9	2,4	2,5
65	1,0	1,2	1,9	2,4	2,5
70	1,0	1,2	1,8	2,4	2,4
75	1,0	1,1	1,9	2,4	2,5
80	1,0	1,1	1,8	2,5	2,4
85	1,0	1,1	1,8	2,4	2,4
90	1,0	1,1	1,8	2,4	2,4
95	1,0	1,1	1,8	2,4	2,4
100	1,0	1,1	1,7	2,4	2,4
105	1,0	1,1	1,7	2,4	2,4

Tabelle 10.11: Widerstandsbeiwerte ζ_{GAO} der Greiferansaugöffnung

10.8.3 Versuchsreihe vertikale Beschleunigung

Versuchskörper	Vakuumerzeuger	Greifer Nr.	Zusatzgewichte	Lochabstand	Gesamtmasse m [g]	Beschleunigung a_z [%]	Unterdruck Δp_{HGrenz} [bar]	Datum	$\Delta p_{StatGrenz}$ [bar]	Beschleunigung a_z [m/s ²]	$m_H \cdot a_z / A_{Wirk}$ [bar]	theoretischer Unterdruck $\Delta p_{HGrenz,theo}$ [bar]	
VK 4	V	1	0		2335	0 ver	0,07		0,07	0,00	0,000	0,070	
VK 4	V	1	0		2335	45 ver	0,07		0,07	0,60	0,003	0,073	
VK 4	V	1	0		2335	67 ver	0,075		0,07	0,89	0,005	0,075	
VK 4	V	1	0		2335	90 ver	0,075	30.07.98	0,07	1,20	0,007	0,077	
VK 5	V	1	1	mittig	3355	0 ver	0,1		0,1	0,00	0,000	0,100	
VK 5	V	1	1	mittig	3355	45 ver	0,1		0,1	0,60	0,005	0,105	
VK 5	V	1	1	mittig	3355	67 ver	0,105	30.07.98	0,1	0,89	0,007	0,107	
VK 5	V	1	1	mittig	3355	90 ver	0,105	30.07.98	0,1	1,20	0,010	0,110	
VK 6	V	1	2	mittig	4375	0 ver	0,125		0,125	0,00	0,000	0,125	
VK 6	V	1	2	mittig	4375	45 ver	0,13	30.07.98	0,125	0,60	0,006	0,131	
VK 6	V	1	2	mittig	4375	67 ver	0,135	30.07.98	0,125	0,89	0,009	0,134	
VK 6	V	1	2	mittig	4375	90 ver	0,135	30.07.98	0,125	1,20	0,013	0,138	
VK 4	V	5	0		2335	0 ver	0,055		0,055	0,00	0,000	0,055	
VK 4	V	5	0		2335	45 ver	0,06	30.07.98	0,055	0,60	0,003	0,058	
VK 4	V	5	0		2335	67 ver	0,06	30.07.98	0,055	0,89	0,005	0,060	
VK 4	V	5	0		2335	90 ver	0,06	30.07.98	0,055	1,20	0,007	0,062	
VK 5	V	5	1	mittig	3355	0 ver	0,08		0,08	0,00	0,000	0,080	
VK 5	V	5	1	mittig	3355	45 ver	0,09	30.07.98	0,08	0,60	0,005	0,085	
VK 5	V	5	1	mittig	3355	67 ver	0,09	30.07.98	0,08	0,89	0,007	0,087	
VK 5	V	5	1	mittig	3355	90 ver	0,09	30.07.98	0,08	1,20	0,010	0,090	
VK 6	V	5	2	mittig	4375	0 ver	0,105		0,105	0,00	0,000	0,105	
VK 6	V	5	2	mittig	4375	45 ver	0,115	30.07.98	0,105	0,60	0,006	0,111	
VK 6	V	5	2	mittig	4375	67 ver	0,12	30.07.98	0,105	0,89	0,009	0,114	
VK 6	V	5	2	mittig	4375	90 ver	0,12	30.07.98	0,105	1,20	0,013	0,118	
VK 6	E	5	2	mittig	4375	0 ver	0,11		0,11	0	0,000	0,110	
VK 6	E	5	2	mittig	4375	45 ver	0,12	19.11.97	0,11	0,60	0,006	0,116	
VK 6	E	5	2	mittig	4375	67 ver	0,14	19.11.97	0,11	0,89	0,009	0,119	
VK 6	E	5	2	mittig	4375	90 ver	0,2	19.11.97	0,11	1,20	0,013	0,123	
konstante Parameter													
Durchmesser									: 72	[mm]			
wirksame Unterdruckfläche									A_{Wirk}	: 4128	[mm ²]		

Tabelle 10.12: Versuche mit vertikaler Beschleunigung

10.8.4 Versuchsreihe horizontale Beschleunigung

Lochdurchmesser	m_{HK}	m_{PL}	m_{VK}	Zusatzgewichte mittig	m_{zus}	l_{HK}	l_{SHK}	l_{SPL}	l_{SSchr}	l_{SGK}	l_{SZG}	l_{SZ}
[mm]	[g]	[g]	[g]	[-]	[g]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
ø47	149	363	2228	0	0	112	61	113,5	120	162,5	0	146,4
ø47	149	363	2228	1	1020	112	61	113,5	120	162,5	187	159,2
ø47	149	363	2228	2	2040	112	61	113,5	120	162,5	174	159,6
ø72	263	356	2335	0	0	76	45	77,5	84	126,5	0	108,6
ø72	263	356	2335	1	1020	76	45	77,5	84	126,5	151	121,5
ø72	263	356	2335	2	2040	76	45	77,5	84	126,5	138	122,3
ø95	126	353	2195	0	0	15	11	16,5	23	65,5	0	53,2
ø95	126	353	2195	1	1020	15	11	16,5	23	65,5	90	64,8
ø95	126	353	2195	2	2040	15	11	16,5	23	65,5	77	64,6

Tabelle 10.13: Berechnung des Abstandes l_{SZ}

ø47,2 Vakuumpumpe													
a_{hor} [%]	a_{hor} [m/s ²]	Zusatzgewichte	Drehmoment M [Nm]	Grenzdruck [bar]									
				Dichtung 1		Dichtung 2		Dichtung 3		Dichtung 4		Dichtung 5	
				Δp_{HGrenz} Messung	$\Delta p_{HGrenz,the}$ Theorie	Δp_{HGrenz} Messung	$\Delta p_{HGrenz,the}$ Theorie	Δp_{HGrenz} Messung	$\Delta p_{HGrenz,the}$ Theorie	Δp_{HGrenz} Messung	$\Delta p_{HGrenz,the}$ Theorie	Δp_{HGrenz} Messung	$\Delta p_{HGrenz,the}$ Theorie
45	1,62	0	0,53	0,225	0,383	0,265	0,378	0,295	0,388	0,295	0,373	0,29	0,373
67	2,41	0	0,79	0,285	0,501	0,355	0,496	0,39	0,506	0,475	0,491	0,45	0,491
90	3,24	0	1,06	0,34	0,625	0,42	0,620	0,465	0,630	0,48	0,615	0,49	0,615
45	1,62	1	0,84	0,325	0,594	0,38	0,574	0,42	0,584	0,435	0,574	0,39	0,574
67	2,41	1	1,25	0,425	0,782	0,5	0,762	0,545	0,772	0,59	0,762	0,595	0,762
90	3,24	1	1,67	0,5	0,979	0,595	0,959	0,655	0,969	0,78	0,959	0,76	0,959
45	1,62	2	1,10	0,435	0,782	0,475	0,757	0,525	0,762	0,565	0,752	0,59	0,752
67	2,41	2	1,64	0,535	1,029	0,615	1,004	0,67	1,009	0,775	0,999	0,77	0,999
90	3,24	2	2,21	0,66	1,288	0,745	1,263	0,815	1,268	nicht messbar	1,258	nicht messbar	1,258
ø95,7 Vakuumpumpe													
a_{hor} [%]	a_{hor} [m/s ²]	Zusatzgewichte	Drehmoment M [Nm]	Grenzdruck [bar]									
				Dichtung 1		Dichtung 2		Dichtung 3		Dichtung 4		Dichtung 5	
				Δp_{HGrenz} Messung	$\Delta p_{HGrenz,the}$ Theorie	Δp_{HGrenz} Messung	$\Delta p_{HGrenz,the}$ Theorie	Δp_{HGrenz} Messung	$\Delta p_{HGrenz,the}$ Theorie	Δp_{HGrenz} Messung	$\Delta p_{HGrenz,the}$ Theorie	Δp_{HGrenz} Messung	$\Delta p_{HGrenz,the}$ Theorie
45	1,62	0	0,19	nicht messbar	0,045	nicht messbar	0,045	nicht messbar	0,05	nicht messbar	nicht messbar	nicht messbar	nicht messbar
67	2,41	0	0,34	0,045	0,064	0,045	0,056	0,05	0,061	0,066	nicht messbar	nicht messbar	nicht messbar
90	3,24	0	0,46	0,055	0,069	0,05	0,061	0,05	0,066	nicht messbar	nicht messbar	nicht messbar	nicht messbar
45	1,62	1	0,28	0,06	0,074	0,06	0,079	0,065	0,079	0,065	0,074	0,055	0,072
67	2,41	1	0,50	0,065	0,083	0,07	0,088	0,07	0,088	0,07	0,083	0,065	0,081
90	3,24	1	0,67	0,075	0,093	0,075	0,098	0,085	0,098	0,075	0,093	0,07	0,091
45	1,62	2	0,36	0,075	0,100	0,08	0,100	0,08	0,095	0,075	0,090	0,075	0,085
67	2,41	2	0,66	0,085	0,112	0,095	0,112	0,095	0,107	0,085	0,102	0,085	0,097
90	3,24	2	0,89	0,095	0,125	0,105	0,125	0,105	0,120	0,1	0,115	0,095	0,110

Tabelle 10.14: Versuche bei horizontaler Beschleunigung

10. Anhang

Ver- suchs- körper	Greifer Nr.	a_x [%]	a_x [m/s ²]	Zusatz- gewichte mittig	Unterdruck Δp_{HGrenz} [bar]	Gewicht Zusatzgew. m_{zus} [g]	l_{sz} [mm]	$\Delta l_{Dichtzus_theo}$ [mm]	$\Delta p_{StatGrenz}$ [bar]	theoretischer Unterdruck Δp_{HGrenz_theo} [bar]	Dreh- moment M [Nm]
"nicht messbar" bedeutet, dass der entsprechende Unterdruck nicht einstellbar war (Einstellbereich des Vakuumerzeugers)											
VK 1	1	45	1,62	0	0,225	0	146,4	12,5	0,14	0,383	0,53
VK 1	1	67	2,41	0	0,285	0	146,4	12,5	0,14	0,501	0,79
VK 1	1	90	3,24	0	0,34	0	146,4	12,5	0,14	0,625	1,06
VK 2	1	45	1,62	1	0,325	1020	159,2	12,5	0,21	0,594	0,84
VK 2	1	67	2,41	1	0,425	1020	159,2	12,5	0,21	0,782	1,25
VK 2	1	90	3,24	1	0,5	1020	159,2	12,5	0,21	0,979	1,67
VK 3	1	45	1,62	2	0,435	2040	159,6	12,5	0,275	0,782	1,10
VK 3	1	67	2,41	2	0,535	2040	159,6	12,5	0,275	1,029	1,64
VK 3	1	90	3,24	2	0,66	2040	159,6	12,5	0,275	1,288	2,21
VK 1	2	45	1,62	0	0,265	0	146,4	12,5	0,135	0,378	0,53
VK 1	2	67	2,41	0	0,355	0	146,4	12,5	0,135	0,496	0,79
VK 1	2	90	3,24	0	0,42	0	146,4	12,5	0,135	0,620	1,06
VK 2	2	45	1,62	1	0,38	1020	159,2	12,5	0,19	0,574	0,84
VK 2	2	67	2,41	1	0,5	1020	159,2	12,5	0,19	0,762	1,25
VK 2	2	90	3,24	1	0,595	1020	159,2	12,5	0,19	0,959	1,67
VK 3	2	45	1,62	2	0,475	2040	159,6	12,5	0,25	0,757	1,10
VK 3	2	67	2,41	2	0,615	2040	159,6	12,5	0,25	1,004	1,64
VK 3	2	90	3,24	2	0,745	2040	159,6	12,5	0,25	1,263	2,21
VK 1	3	45	1,62	0	0,295	0	146,4	12,5	0,145	0,388	0,53
VK 1	3	67	2,41	0	0,39	0	146,4	12,5	0,145	0,506	0,79
VK 1	3	90	3,24	0	0,465	0	146,4	12,5	0,145	0,630	1,06
VK 2	3	45	1,62	1	0,42	1020	159,2	12,5	0,2	0,584	0,84
VK 2	3	67	2,41	1	0,545	1020	159,2	12,5	0,2	0,772	1,25
VK 2	3	90	3,24	1	0,655	1020	159,2	12,5	0,2	0,969	1,67
VK 3	3	45	1,62	2	0,525	2040	159,6	12,5	0,255	0,762	1,10
VK 3	3	67	2,41	2	0,67	2040	159,6	12,5	0,255	1,009	1,64
VK 3	3	90	3,24	2	0,815	2040	159,6	12,5	0,255	1,268	2,21
VK 1	4	45	1,62	0	0,295	0	146,4	12,5	0,13	0,373	0,53
VK 1	4	67	2,41	0	0,44	0	146,4	12,5	0,13	0,491	0,79
VK 1	4	90	3,24	0	0,475	0	146,4	12,5	0,13	0,615	1,06
VK 2	4	45	1,62	1	0,435	1020	159,2	12,5	0,19	0,574	0,84
VK 2	4	67	2,41	1	0,59	1020	159,2	12,5	0,19	0,762	1,25
VK 2	4	90	3,24	1	0,78	1020	159,2	12,5	0,19	0,959	1,67
VK 3	4	45	1,62	2	0,565	2040	159,6	12,5	0,245	0,752	1,10
VK 3	4	67	2,41	2	0,775	2040	159,6	12,5	0,245	0,999	1,64
VK 3	4	90	3,24	2	nicht messbar	2040	159,6	12,5	0,245	1,258	2,21
VK 1	5	45	1,62	0	0,29	0	146,4	12,5	0,13	0,373	0,53
VK 1	5	67	2,41	0	0,45	0	146,4	12,5	0,13	0,491	0,79
VK 1	5	90	3,24	0	0,49	0	146,4	12,5	0,13	0,615	1,06
VK 2	5	45	1,62	1	0,39	1020	159,2	12,5	0,19	0,574	0,84
VK 2	5	67	2,41	1	0,595	1020	159,2	12,5	0,19	0,762	1,25
VK 2	5	90	3,24	1	0,76	1020	159,2	12,5	0,19	0,959	1,67
VK 3	5	45	1,62	2	0,59	2040	159,6	12,5	0,24	0,752	1,10
VK 3	5	67	2,41	2	0,77	2040	159,6	12,5	0,24	0,999	1,64
VK 3	5	90	3,24	2	nicht messbar	2040	159,6	12,5	0,24	1,258	2,21
konstante Parameter											
Vakuumerzeuger : Vakuumpumpe											
Durchmesser : 47,2 mm											
wirksame Unterdruckfläche A_{Wirk} : 1750 mm ²											
Gewicht Versuchskörper m_{VK} : 2228 g											

Tabelle 10.15: Theoretische Berechnung bei horizontaler Beschleunigung

10.9 Lösung der DGL aus Kapitel 7.3

Zur Lösung der Differentialgleichung $K_1 \cdot \dot{p}_H + p_H = K_2 - \dot{m}_{\text{eff}} \cdot K_3$ wird zunächst die Lösung der homogenen DGL ermittelt.

$$K_1 \cdot \dot{p}_H + p_H = 0 \quad (10.2)$$

Die Lösung dieser homogenen linearen DGL erster Ordnung mit konstanten Koeffizienten kann durch den „klassischen“ Ansatz erfolgen.

$$p_H(t) = C \cdot e^{st} \quad (10.3)$$

mit: C : Konstante

s : Eigenwert

t : Zeit [s]

$$\dot{p}_H(t) = s \cdot C \cdot e^{st} \quad (10.4)$$

$$K_1 \cdot s \cdot C \cdot e^{st} + C \cdot e^{st} = 0 \quad (10.5)$$

$$e^{st} \neq 0 \Rightarrow K_1 \cdot s + 1 = 0 \quad (10.6)$$

$$s = -\frac{1}{K_1} \quad (10.7)$$

$$p_{H_hom}(t) = C \cdot e^{-\frac{t}{K_1}} \quad (10.8)$$

Lösung der inhomogenen DGL

$$K_1 \cdot \dot{p}_H + p_H = K_2 - \dot{m}_{\text{eff}} \cdot K_3 \quad (10.9)$$

Die spezielle Lösung (partikuläre Lösung) kann bei Aufschaltung einer Sprungfunktion mit der Sprunghöhe $\dot{m}_{\text{eff}1}$ wie folgt ermittelt werden⁴⁷:

$$\dot{m}_{\text{eff}}(t) = \dot{m}_{\text{eff}1} \text{ für } t > 0 \quad (10.10)$$

Das Bild 10.12 zeigt die Sprungfunktionen.

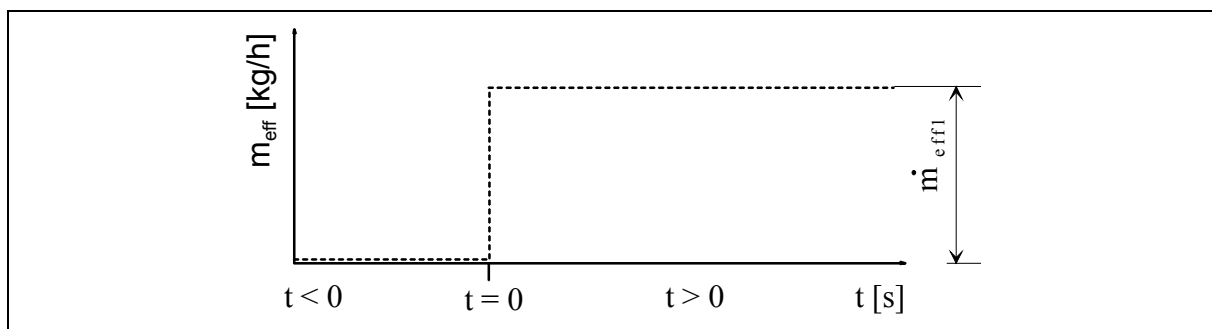


Bild 10.12: Sprungfunktion

⁴⁷ Siehe [Lut95], Seite 51

Ansatz:

$$\rho_{H_spez} = D = \text{const.} \quad (10.11)$$

mit: D : Konstante

Den Ansatz eingesetzt in die inhomogene DGL ergibt:

$$D = K_2 - \dot{m}_{eff1} \cdot K_3 \text{ für } t \geq 0 \quad (10.12)$$

Die allgemeine Lösung für $\rho_H(t)$ ist die Addition der allgemeinen homogenen Lösung mit der speziellen Lösung.

$$\rho_H(t) = \rho_{H_hom}(t) + \rho_{H_spez}(t) \quad (10.13)$$

$$\rho_H(t) = C \cdot e^{-\frac{t}{K_1}} + K_2 - \dot{m}_{eff1} \cdot K_3 \text{ für } t \geq 0$$

Die Integrationskonstante C wird durch die Anfangsbedingung festgelegt.

$$\rho_H(t=0) = C + K_2 - \dot{m}_{eff}(t=0) \cdot K_3 \quad (10.14)$$

$$C = \rho_H(t=0) - K_2 + \dot{m}_{eff}(t=0) \cdot K_3 \quad (10.15)$$

11 Literaturverzeichnis

- [Aer] N.N.:
- Vakuum-Hebegeräte
 - Vakuum-Schlauchheber für Lasten bis 120 kg
 - Saugplatten für Vakuum-Hebe- und Transportanlagen
 - Vakuum-Sauger / Vakuum-Komponenten
- Firmenschriften der AERO-LIFT Vakuumtechnik GmbH,
D-72351 Geislingen-Binsdorf
- [Bec93] BECKER, R.:
- Untersuchungen zum Kraftübertragungsverhalten von
Vakuumgreifern.
- Dissertation, Universität Dortmund, 1993
- [Beh97] BEHREND, J.:
- Stählerne Intelligenz schafft mehr.
- In: Schweizer Maschinenmarkt (SMM), Nr.19/1997, Zürich,
Seite 26 - 28
- [Bek] N.N.:
- Seitenkanalverdichter und Vakuumpumpen.
- Firmenschrift der Gebr. Becker GmbH & Co.,
D-42238 Wuppertal
- [Bir] N.N.:
- Musterkarte Zellkautschuk, Moosgummi, Weichgummi,
Zellpolyäthylen, Zellvulkollan und Weich-PVS-Schaum.
- Firmenschrift der Joh. Birkenstock GmbH, D-42329
Wuppertal
- [Bög97] BÖGER, T.:
- Beitrag zur Projektierung von Greifelementen für die
Handhabung flächiger, biegeweicher Materialien.
- Dissertation, Universität Dortmund, 1997
- [Boh83] BOHL, W.:
- Ventilatoren. Berechnung, Konstruktion, Versuch, Betrieb.
- Vogel-Buchverlag, Würzburg 1983

- [Bra88] BRAUN, D.:
Beitrag zur Auslegung von pneumatischen Flächengreifern für Industrieroboter.
Dissertation, Universität Dortmund, 1988
- [Car81] CARDAUN, U.:
Systematische Auswahl von Greiferkonzepten für die Werkstückhandhabung.
Dissertation, Universität Hannover, 1981
- [Dal] N.N.:
Firmenschrift der Dalmec GmbH Handhabungs-Manipulatoren, D-85738 Garching
- [Dem] N.N.:
Firmenschrift der Mannesmann Demag Verdichter und Drucklufttechnik - Wittig, D-79650 Schopfheim
- [Deu] N.N.:
Pneumatische Dichtungen.
Firmenschrift der DEUTSCHEN CARBONE, D-60437 Frankfurt am Main
- [DIN 1343] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (DIN) (HRSG.):
DIN 1343: Referenzzustand, Normzustand, Normvolumen.
Beuth Verlag, Berlin, Ausgabe 01.90
- [DIN 28400] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (DIN) (HRSG.):
DIN 28400: Vakuumtechnik Benennung und Definition.
Beuth Verlag, Berlin, Ausgabe 05.90
- [DIN 28401] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (DIN) (HRSG.):
DIN 28401: Vakuumtechnik Bildzeichen.
Beuth Verlag, Berlin, Ausgabe 11.76
- [DIN 55510] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG E.V. (DIN) (HRSG.):
DIN 55510: Modulare Koordination im Verpackungswesen.
Beuth Verlag, Berlin, Ausgabe 03.82
- [DPO] DEUTSCHES PATENT (HRSG.):
Offenlegungsschrift 1431877, Aktenzeichen P 14 31 877.5 (A 50289), 25. September 1969
Vorrichtung zum Ansaugen, Anheben und Befördern von empfindlichen Werkstücken.
Anmelder: Aktieselskabet Bing & Grøndahls Porcellaens-fabrik, Kopenhagen

- [Dzw92] DZWO-DZUNGLI; HALL-E-L.:
Vacuum gripper designs for parcel handling.
In: Technical Paper, Society of Manufacturing Engineers,
Univ. of Cincinnati, USA, 1992, Paper-Nr. 91-337, Seite 1 -
18
- [Eck72] ECK, B.:
Ventilatoren.
Springer Verlag, Berlin - Heidelberg - New York 1972
- [Elk98] EL-KHOURY, M.; HÖHENER, R.:
Greifer mit eisigem Griff.
In: Schweizer Maschinenmarkt (SMM), Nr. 25/1998, Zürich,
Seite 20, 21, 23, 25, 27
- [FA96a] N.N.:
Aus für Handarbeit.
In: Flexible Automation 1/96; Seite 46
- [FA96b] N.N.:
Spinne hebt 400 Kilo.
In: Flexible Automation 1/96; Seite 50
- [FA96c] N.N.:
Heben mit Luft.
In: Flexible Automation 3/96; Seite 59 - 60
- [FA97a] N.N.:
Handling mit Luft.
In: Flexible Automation 3/97; Seite 38
- [FA97b] N.N.:
Hingelangt.
In: Flexible Automation 3/97; Seite 36 - 37
- [FA98] N.N.:
Palettierroboter mit Prozess-SPS.
In: Flexible Automation 3/98, Seite 80 - 81
- [Fes] N.N.:
 - FESTO PNEUMATIC
 - Der Pneumatic-KatalogFirmenschrift und CD ROM der Festo KG, D-73734
Esslingen

- [Fez] N.N.:
- FEZER Vakuum Transport Technik
 - FEZER Grundlagen der Vakuum Technik
 - FEZER Ansaugplatten
 - FEZER Vakuumerzeuger
 - FEZER VacuBoy
 - FEZER VacuCoil
 - FEZER VacuWood
 - VacuEasylift
- Firmenschriften der Albert Fezer Maschinenfabrik GmbH, D-73716 Esslingen
- [Fip] N.N.:
- Vakuum-Technik.
- Firmenschrift der FIPA GmbH Industrie-Ausrüstungen, D-85737 Ismaning
- [Ger84] GERSTEN, K.:
- Einführung in die Strömungsmechanik.
- Vieweg-Verlag, Braunschweig - Wiesbaden 1984
- [Gkn] N.N.:
- ATHLAT lässt Lasten schweben... .
- Firmenschrift der GKN Westland Sitec GmbH – Geschäftsbereich ATHLAT Handhabungstechnik, D-82237 Wörthsee
- [Gmg] N.N.:
- GMG Modulare Greifsysteme
 - Die rechte Hand ihrer Maschine
- Firmenschriften der Gesellschaft für modulare Greifersysteme mbH, D-59494 Soest
- [Göt91] GÖTZ, R.:
- Strukturierte Planung flexibel automatisierter Montagesysteme für flächige Bauteile.
- Springer Verlag, Berlin 1991
- [Gru95] GRUBBA, A.:
- Vollportalroboter mit Sauggreifsystem zum flexiblen Palettieren von Hohlkörpern.
- Tätigkeitsbericht 1995 des Fraunhofer-Institutes für Materialfluss und Logistik (Dortmund)

- [Gru99] GRUBBA, A.:
Die Greifwerkzeuge der Roboter.
In: Verpackungs-Berater (8) 1999, Seite 25 - 26
- [Hed] HEIDENBLUT, V.:
Abkürzungen und Definitionen in der Logistik.
Firmenschrift der VES Planungsgesellschaft für Transport-
und Lagersysteme mbH, D-44225 Dortmund
- [Heg] N.N.:
Werkstoffblatt Schwammgummi.
Firmenschrift der Hegra GmbH, D-94539 Grafing
- [Hei95] HEISEL, U.; RICHTER, F.:
Drehen ist besser als wechseln.
In: Roboter (8) 1995, Seite 18 - 20
- [Hes91] HESSE, S.:
Greifer-Praxis: Greifer in der Handhabungstechnik.
1. Aufl., Vogel Verlag, Würzburg 1991
- [Hes96] HESSE, S.:
Technische Hände richtig auswählen.
In: TECHNICA 5/96, Seite 10 - 12
- [Hes97a] HESSE, S.:
Luft - ein produktiver Faktor.
In: Flexible Automation 4/97, Seite 42
- [Hes97b] HESSE, S.; MANSCH, I.:
Auswahl flexibler Greifer.
In: Robotersysteme (5) 1989, Seite 97 - 104
- [Hoe] N.N.:
höntzsch INSTRUMENTS.
Firmenschrift der HÖNTZSCH GmbH, D-71303 Waiblingen
- [Imh96] IMHOF, H.:
Stand der Technik beim Vakuumspannen.
In: TR TRANSFER, Nr.18/1996, Seite 40 - 43
- [Jod90] JODIN, D.:
Zuschnitte exakt greifen.
In: packung & transport 12/90, Seite 26 - 29

- [Jod91] JODIN, D.:
Untersuchungen zur Handhabung von biegeweichen
Flächenzuschnitten aus Leder mit pneumatischen Greifern.
Dissertation, Universität Dortmund, 1991
- [Jün] JÜNEMANN, R.:
Transportroboter „ROMEO“.
In: Informationsblatt des Fraunhofer-Institutes für Material-
fluss und Logistik, D-44227 Dortmund
- [Jün88] JÜNEMANN, R.:
Materialfluss und Logistik.
Springer Verlag, Berlin 1988, Seite 340
- [Jün89] JÜNEMANN, R.; BRAUN, D.; SCHIELEIT, J.:
Entwicklung von Auslegungskriterien als Grundlage für die
Gestaltung von pneumatischen Flächengreifern.
DFG Bericht, Dortmund 1989
- [Jün93] JÜNEMANN, R.; BECKER, R.; BÖCKER, T.:
Weiterentwicklung der Auslegungskriterien für pneumatische
Flächengreifer unter Berücksichtigung realer Bedingungen.
DFG Bericht, Dortmund 1993
- [Jun95] JUNG, C.:
Effektoren effektiv.
In: Flexible Automation 1/95, Seite 52 - 53
- [Jün95] JÜNEMANN, R.:
Trends in Informatik und Automatisierung.
In: Fördertechnik 9/95, Seite 3, 10, 11
- [Jün96a] JÜNEMANN, R.:
Zeitstrahl für die Marksteine der Logistik.
In: Materialfluss & Logistik Sonderpublikation 4/96, Seite 12,
13, 15
- [Jün96b] JÜNEMANN, R.; HÜLSMANN, N.:
Hütte: Taschenbuch für Betriebsingenieure.
Springer Verlag, Berlin 1996, Kapitel 16.5.4 „Handhaben“
- [Jün97] JÜNEMANN, R.; BÖGER, T.; GRUBBA, A.; HÜLSMANN, N.:
Entwicklung von Auslegungskriterien für pneumatische
Flächengreifer in dynamischen Systemen.
DFG Bericht, Dortmund 1997

- [Kau79] KAULINS, I. A.; KAULINJA, Z.S.:
Bestimmung der Konstruktionsparameter von Vakuumbreifern für Industrieroboter.
In: Avtomatizacija sborocnych processov, Riga, (1979) Nr. 8, Seite 47 - 54
(Deutsche Übersetzung: Universitätsbibliothek, Ü/Do944)
- [Köp] N.N.:
Dichten, isolieren, dämmen, stoß- und schalldämpfen mit Zellkautschuk, Zellpolyäthylen, Zell-PVC, Moosgummi, Schaumkunststoff und Schwammgummi.
Musterkarte Zellkautschuk, Zellpolyäthylen, Zellvulkollan, Moosgummi, Schaumsilikon und Schwammgummi.
Firmenschrift der Wilhelm Köpp, Zellkautschuk GmbH & Co, D-52080 Aachen
- [Lut95] LUTZ, H.; WENDT W.:
Taschenbuch der Regelungstechnik.
Harri Deutsch-Verlag, Thun - Frankfurt am Main 1995
- [Man] N.N.:
Know-how in Pneumatik.
Firmenschrift der Mannesmann Rexroth Pneumatik GmbH, D-30453 Hannover
- [Mas] N.N.:
Schläuche mit Profil.
Firmenschrift der Masterflex Kunststofftechnik GmbH, D-45841 Gelsenkirchen
- [Mil90] MILBERG, J.; GÖTZ, R.:
Vakuum bewegt - Handhaben und Montieren von flächigen und nicht formstabilen Teilen mit Flächensauggreifern.
In: Maschinenmarkt, Würzburg 96 (1990) 12
- [Mil92a] MILBERG, J.; GÖTZ, R.:
Sicher Greifen mit niedrigem Druck - Handhaben flächiger, nicht formstabiler Teile.
In: Schweizer Maschinenmarkt (SMM), Nr.7/1992, Seite 22, 23, 25, 27
- [Mil92b] MILBERG, J.; GÖTZ, R.:
Flexible Montage flächiger Bauteile kommt voran.
In: Roboter (3) 1992, Seite 22 - 24

- [Nor] N.N.:
Kompaktkatalog NORGREN.
Firmenschrift der IMI Norgren GmbH, D-46519 Alpen
- [Par] N.N.:
Vakuum Bauteile.
Firmenschrift der Parker Pneumatik AB, S-523 23
ULRICEHAMN (Schweden)
(Parker Hannifin GmbH, D-42549 Velbert)
- [Pfe] N.N.:
PFEIFFER VACUUM.
CD ROM der Pfeiffer Vacuum GmbH, D-35614 Asslar
- [Pfk96] PFEFFERKORN, R.:
Hände und Finger für Roboter.
In: Flexible Automation 6/96, Seite 32 - 34
- [Pia] N.N.:
 - Vakuumtechnik
 - Vakuum-Automation
 - Graphic Air PumpsFirmenschriften der PIAB Vakuum GmbH, D-61169
Friedberg
- [Prä] N.N.:
Prämeta Greifer.
Firmenschrift der Prämeta, D-51085 Köln
- [Rad92] RADTKE, M. F. U.:
Untersuchungen zur Dimensionierung von Sauggreifern.
Dissertation, Technische Universität Dresden, 1992
- [Rei] N.N.:
Technische Produkte
Firmenschrift der Reif GmbH, D-72762 Reutlingen
- [Rob93] N.N.:
Portalroboter eiskalt.
In: Roboter (2) 1993, Seite 62

- [Rot97] N.N.:
Kostengünstig palettieren.
Produktion 30.10.97 Nr. 44, Seite 15
Greifer der Fa. RoTeg mbH, D-44227 Dortmund
- [Sap] N.N.:
Von der Vakuumgreiftechnik.
Firmenschrift der Firma SAPELEM, F-49070 BEAUCOZE
(Frankreich)
- [Sch] N.N.:
 - Vakuum-Komponenten
 - Vakuum-Komponenten-Vorsprung durch Innovation
 - Vakuum-Schlauchheber Jumbo
 - VacuMaster - Handhaben leicht gemachtFirmenschriften der J. Schmalz GmbH, D-72293 Glatten
- [Sch92a] SCHMALZ, K.:
Vakuum-Komponenten in der Montage- und Handhabungs-
technik.
Konferenz Einzelbericht: 10. Aachener Fluidtechnisches
Kolloquium, Fachgebiet Pneumatik, Inst. für hydraulische und
pneumatische Antriebe und Steuerungen, RWTH Aachen, 17.-
19.03.1992, Seite 109 - 128
- [Sch92b] SCHMALZ, K.:
Die technischen Polypen-Arme.
In: KEM (11) 1992, Seite 102, 104, 106
- [Sch95] SCHMALZ, K.:
Vakuumgreifer an Robotern und Handlingsystemen.
In: Antriebs- und Getriebetechnik - Dokumentation, Band 24
(1995) Heft 1, Seite 34, 37, 38, 40
- [Sci90] SCHMID, J.:
Flexibles Ab stapeln von Tiefziehteilen.
In: Blech Rohre Profile, 37 (1990) 12, Seite 907 - 912
- [Sci97] SCHLIEPER, G.:
Drei Sorten auf nur 25 m² palettieren.
In: Flexible Automation 4/97, Seite 94, 96

- [Scm95] SCHMUCKER, U.; BERNDT, D.; HARTUNG, G.:
Flexible system for recognition and handling of textile articles.
Fraunhofer-Institut für Fabrikbetrieb und Automatisierung, D-39104 Magdeburg 1995
- [Scu] N.N.:
Firmenschrift der Firma Fritz Schunk GmbH, D-74348 Lauffen am Neckar
- [See93] SEEGRÄBER, L.:
Greifsysteme für Montage, Handhabung und Industrieroboter.
expert Verlag, Ehningen bei Böblingen 1993
- [Sev91] SEVERIN, H. G.:
Eimerförmige Gebinde vollautomatisch palettieren.
In: F + H Fördern und Heben 41 (1991) Nr. 12, Seite 1002, 1007, 1008
- [Smc] N.N.:
Firmenschrift der SMC Pneumatik GmbH, D-63329 Egelsbach
- [Smi] N.N.:
 - VACULEX
 - Vakuum-Lasttraversen
 - VakuumheberFirmenschrift der SMI Handling Systeme GmbH, D-58313 Herdecke
- [Som] N.N.:
Firmenschrift der Sommer automatic GmbH, D-75334 Straubenhardt
- [Spe] N.N.:
 - Wissenswertes aus der Lufttechnik für den Praktiker
 - Luft bewegen und mit Luft bewegenFirmenschriften der H. Spelleken Nachf. Lufttechnik GmbH, D-42279 Wuppertal
- [Spr97] SPRINGFELD, P.:
Per Vakuum läuft`s wie geschmiert.
In: handling Automation 1997, Seite 56 - 60

- [Sza75] SZABÓ, I.:
Einführung in die technische Mechanik.
Springer Verlag, Berlin 1975
- [Tec97] N.N.:
Saugen statt Greifen.
In: TECHNICA 22/97, Seite 42 - 43
- [Teh] N.N.:
 - ARTX Amplifizierdüsen
 - UNI MOVE Flexrohr-LiftFirmenschrift der Techno-Products GmbH u. Co. KG, D-40764 Langenfeld
- [Utz] N.N.:
Innovative Ideen und bewährte Produkte für die Logistik.
Firmenschrift der Georg Utz GmbH, D-48465 Schüttorf
- [Vac] N.N.:
VACU-LIFT Vakuumtransportsysteme.
Firmenschrift der VACU-LIFT Maschinenbau GmbH, D-48269 Emsdetten
- [VDI2740] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (VDI) (HRSG.):
VDI 2740: Greifer für Handhabungsgeräte und Industrieroboter.
VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf April 95
- [VDI2860] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (VDI) (HRSG.):
VDI 2860: Montage- und Handhabungstechnik, Handhabungsfunktion, Handhabungseinrichtungen, Begriffe, Definitionen, Symbole.
VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf Mai 1990
- [VDI 3638] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (VDI) (HRSG.):
VDI 3638: Palettiermaschinen.
VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf Juli 1995
- [VDI 3649] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (VDI) (HRSG.):
VDI 3649: Anwendung der Verfügbarkeitsrechnung für Förder- und Lagersysteme.
VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf Januar 1992

- [VDM99] VERBAND DEUTSCHER MASCHINEN UND ANLAGENBAU E.V.
(HRSG):
Robotik und Automation 1998/99.
Firmenschrift des VDMA, Fachgemeinschaft Robotik +
Automation, D-60528 Frankfurt am Main
- [Vol] N.N.:
Volkman VAKUUM TECHNIK.
Firmenschrift der Volkman GmbH Vakuum - Technik, D-
59494 Soest
- [Wät93] WÄTZIG, R.; KÜHNEL, M.; ROTHE, U.:
Flexibel automatisiert greifen und halten.
In: Die Maschine - dima, Band 47 (1993) Heft 3, Seite 34 - 38
sowie Heft 4, Seite 49 - 51
- [Wei96] WEISENER, T.; BARK, C.; VÖGELE, G.:
Empfindliche Teile jetzt sanft fügen.
In: Industrieanzeiger 6/96, Seite 46, 48
- [Wer] N.N.:
Vakuumsauger.
Firmenschrift der Firma Johannes Werner, D-53340
Meckenheim
- [Wik] N.N.:
Wika Manometer.
Firmenschrift der Wika Alexander Wiegand GmbH & Co.,
63911 Klingenberg
- [Wut88] WUTZ, M.; ADAM, H.; WALCHER, W.:
Handbuch der Vakuumtechnik, 6. Auflage, Vieweg-Verlag,
Braunschweig 1997
Theorie und Praxis der Vakuumtechnik, 4. Auflage, Vieweg-
Verlag, Braunschweig 1988

12 Bild- und Tabellenverzeichnis

BILD 2.1:	HANDHABEN ALS TEILFUNKTION DES MATERIALFLUSSES (S. [VDI2860])	5
BILD 2.2:	KRÄFTE UND MOMENTE AM GREIFER (S. [VDI2740])	6
BILD 2.3:	GREIFPRINZIPIEN (S. [GRU99])	7
BILD 2.4:	AUßEN-, ZWISCHEN- UND INNENGRIFF	9
BILD 2.5:	FLEXIBILITÄT VON GREIFSYSTEMEN	10
BILD 2.6:	GREIFER UND GREIFPRINZIPIEN FÜR HOHLKÖRPER (S. [ROT97], [GMG], [SOM], [SMI])	11
BILD 2.7:	DRAUFSICHT AUF SETZMUSTER MIT HOHLKÖRPERN (MODULARE MAßE)	12
BILD 2.8:	SETZMUSTER BEI HOHLKÖRPERN MIT KREISFÖRMIGER GRUNDFLÄCHE	12
BILD 2.9:	FLEXIBLES MEHRFACHGREIFSYSTEM FÜR ZWEI UND DREI HOHLKÖRPER	13
BILD 3.1:	EVAKUIERTER HOHLKÖRPER	14
BILD 3.2:	UNTERDRUCKRAUM	14
BILD 3.3:	ÖFFNUNGEN AM HOHLKÖRPER	15
BILD 3.4:	TEILSPEKTRUM GREIFFÄHIGER HOHLKÖRPER (S. [UTZ])	16
BILD 3.5:	VERSCHLIEßVARIANTEN FÜR ANSAUGÖFFNUNGEN	17
BILD 3.6:	ZWEIFACHGREIFER IN MODULBAUWEISE	18
BILD 3.7:	GREIFEN, HALTEN UND LÖSEN	19
BILD 3.8:	ABDICHTUNGSPROBLEM BEI ANSAUGÖFFNUNGEN AUF DEM HOHLKÖRPERRAND	21
BILD 3.9:	BESTIMMUNG DER ANZAHL UND ANORDNUNG DER ANSAUGÖFFNUNGEN	22

BILD 3.10:	BESTIMMUNG DER ANSAUGÖFFNUNGEN BEI RECHTECKIGEM HOHLKÖRPERQUERSCHNITT MIT ZWISCHENRÄUMEN	23
BILD 3.11:	BESTIMMUNG DER ANSAUGÖFFNUNGEN BEI KREISFÖRMIGEM HOHLKÖRPERQUERSCHNITT MIT ZWISCHENRÄUMEN	24
BILD 4.1:	KRÄFTE BEIM STATISCHEN HALTEN	27
BILD 4.2:	GRENZDRUCK	28
BILD 4.3:	KRÄFTE BEI DER VERTIKALEN BEWEGUNG	29
BILD 4.4:	KRÄFTE BEI DER HORIZONTALEN BEWEGUNG	30
BILD 4.5:	DIE ZWEI ANTEILE DER DICHTKRAFT	31
BILD 4.6:	VERHALTEN DER LINIENLAST DER DICHTKRAFT BEI STEIGENDER BELASTUNG	31
BILD 4.7:	DICHTKRAFTANTEILE BEI DER HORIZONTALEN BEWEGUNG	31
BILD 4.8:	LINIENLAST IM RAUM (S. [KAU79], S. 5 UND [BEC93], SEITE 29)	32
BILD 4.9:	BEWEGUNG IN DER X-Y-EBENE	33
BILD 4.10:	LINIENLAST BEI DER HORIZONTALEN BEWEGUNG	33
BILD 4.11:	LINIENLAST BEI HOHLKÖRPERN MIT RECHTECKIGER ÖFFNUNG UND RECHTECKIGEM RAND	34
BILD 4.12:	DICHTKRAFTANTEILE BEI ZUSÄTZLICHEM AUßERMITTIGEN GEWICHT	36
BILD 4.13:	DICHTKRAFTANTEILE BEI ZUSÄTZLICHEM GEWICHT UND VERTIKALER BEWEGUNG	37
BILD 4.14:	DICHTKRAFTANTEILE BEI ZUSÄTZLICHEM GEWICHT UND HORIZONTALER BEWEGUNG	38
BILD 4.15:	DICHTKRAFTANTEILE BEI ZUSÄTZLICHEM GEWICHT UND ALLGEMEINER BEWEGUNG	40
BILD 4.16:	EBENE, IN DER DER SCHWERPUNKT S_{zus} LIEGEN MUSS (DRAUFSICHT)	41
BILD 5.1:	VERSUCHSSTAND I	42

BILD 5.2:	VERSUCHSGREIFER I	43
BILD 5.3:	WECHSELPLATTEN VERSUCHSGREIFER 1	44
BILD 5.4:	MESSSTELLEN FÜR DRUCK AM VERSUCHSGREIFER I	44
BILD 5.5:	SAUGVERMÖGEN DES SEITENKANALVERDICHTERS DER FIRMA SCHMALZ	46
BILD 5.6:	SCHALTPLAN VERSUCHSSTAND I	47
BILD 5.7:	STEUERUNG DES UNTERDRUCKES	48
BILD 5.8:	KOMMISSIONIERROBOTER "ROMEO"	49
BILD 5.9:	VERSUCHSGREIFER II	50
BILD 5.10:	UNTERDRUCKSCHALTPLAN (S. [PAR], [SCU], [SMC])	51
BILD 5.11:	SAUGVERMÖGEN DER VAKUUMPUMPE VON DER FIRMA BECKER	51
BILD 5.12:	KOMBIVERSUCHSKÖRPER	52
BILD 5.13:	VERSUCHSSTAND II MIT AUSTAUSCHPLATTEN UND VERSUCHSGREIFERN II	53
BILD 5.14:	LAGE DES SCHWERPUNKTES	53
BILD 6.1:	LECKSTROM BEI NULL ZUSATZGEWICHTEN	56
BILD 6.2:	LECKSTROM BEI EINEM ZUSATZGEWICHT	56
BILD 6.3:	LECKSTROM BEI ZWEI ZUSATZGEWICHTEN	57
BILD 6.4:	LECKSTROM BEI STEIGERUNG DES GEWICHTES BIS ZUR GRENZKRAFT	58
BILD 6.5:	GEGLÄTTETE LECKSTROMKURVEN BEI STEIGERUNG DES GEWICHTES	58
BILD 6.6:	LECKSTROM IN ABHÄNGIGKEIT VON DER DICHTKRAFT (MESSREIHE 1)	59
BILD 6.7:	LECKSTROM IN ABHÄNGIGKEIT VON DER DICHTKRAFT (MESSREIHE 2)	59
BILD 6.8:	LECKSTRÖME MESSBECHER	60

BILD 6.9:	LECKSTROM BEI DER DICHTUNG 2	61
BILD 6.10:	LECKSTROM DER TEILFUNKTION 1	62
BILD 6.11:	LECKSTROM DER TEILFUNKTION 2	63
BILD 6.12:	NÄHERUNGSFUNKTION FÜR DEN LECKSTROM IM ÖFFNUNGSQUERSCHNITT	63
BILD 6.13:	BEREICHE AM MESSBECHER	64
BILD 6.14:	ERWEITERTER KURVENVERLAUF	64
BILD 6.15:	GRENZDRUCKKURVE ENTWICKELT AUS LECKSTROMKURVEN	66
BILD 6.16:	GRENZDRÜCKE BEI Ø 72 MM (VK4, VK5 UND VK6) MIT SEITENKANALVERDICHTER	67
BILD 6.17:	GRENZDRÜCKE BEI Ø 95 MM (VK7, VK8 UND VK9) MIT SEITENKANALVERDICHTER	67
BILD 6.18:	DICHTKRAFT BEI GREIFER 1 - 5, ϕ 72 MM UND DER VAKUUMPUMPE	70
BILD 6.19:	DICHTKRAFT IN ABHÄNGIGKEIT VOM UNTERDRUCKERZEUGER	71
BILD 6.20:	HALTEN DES GRUNDKÖRPERS MITTELS GELENKSTANGE	73
BILD 6.21:	ABREIBKRÄFTE BEI HOHLKÖRPERÖFFNUNG MIT DEM DURCHMESSER 47 MM UND EJEKTOR	74
BILD 6.22:	ABREIBKRÄFTE BEI HOHLKÖRPERÖFFNUNG MIT DEM DURCHMESSER 47 MM UND VAKUUMPUMPE	74
BILD 6.23:	ABREIBKRÄFTE BEI HOHLKÖRPERÖFFNUNG MIT DEM DURCHMESSER 72 MM UND EJEKTOR	75
BILD 6.24:	ABREIBKRÄFTE BEI HOHLKÖRPERÖFFNUNG MIT DEM DURCHMESSER 72 UND VAKUUMPUMPE	75
BILD 6.25:	ABREIBKRÄFTE BEI HOHLKÖRPERÖFFNUNG MIT DEM DURCHMESSER 95 MM UND EJEKTOR	76
BILD 6.26:	ABREIBKRÄFTE BEI HOHLKÖRPERÖFFNUNG MIT DEM DURCHMESSER 95 MM UND VAKUUMPUMPE	76

BILD 6.27:	DICHTKRÄFTE BEI HOHLKÖRPERÖFFNUNG MIT DEM DURCHMESSER 47 MM UND VAKUUMPUMPE	77
BILD 6.28:	DICHTKRÄFTE BEI HOHLKÖRPERÖFFNUNG MIT DEM DURCHMESSER 72 MM UND VAKUUMPUMPE	77
BILD 6.29:	DICHTKRÄFTE BEI HOHLKÖRPERÖFFNUNG MIT DEM DURCHMESSER 95 MM UND VAKUUMPUMPE	78
BILD 6.30:	MAXIMALE PROZENTUALE ABWEICHUNG DER DICHTKRAFT	79
BILD 6.31:	ABREIBKRAFT IN ABHÄNGIGKEIT VON DER SCHNELLIGKEIT DES ABRISSES	80
BILD 6.32:	ZUSAMMENGESETZTE KURVEN BEI DER HOHLKÖRPERÖFFNUNG MIT DEM DURCHMESSER 47 MM UND DER VAKUUMPUMPE	81
BILD 6.33:	RESULTIERENDE KRÄFTE BEI AUßERMITTIGEM ZUSATZGEWICHT	82
BILD 6.34:	VERSUCHSKÖRPER MIT ZUSATZGEWICHTEN	83
BILD 6.35:	POSITIONEN FÜR ZUSATZGEWICHTE AUF DEM GRUNDKÖRPER	84
BILD 6.36:	GEMESSENE UND THEORETISCHE GRENZDRÜCKE FÜR DEN VERSUCHSKÖRPER MIT \varnothing 72 MM	87
BILD 6.37:	SCHNITTPUNKTE DER DREI THEORETISCHEN GERADEN BEI VK MIT \varnothing 72 MM	88
BILD 6.38:	SCHNITTPUNKTE ALLER GERADEN BEI VK MIT \varnothing 72 MM	89
BILD 6.39:	SCHNITTPUNKT ALLER GERADEN BEI VK MIT \varnothing 47 MM	90
BILD 6.40:	SCHNITTPUNKTE ALLER GERADEN FÜR DICHTUNG 5	90
BILD 6.41:	LAGE DER STRECKE $\Delta l_{Dichtzus}$	92
BILD 6.42:	STRECKE r_{Rand}	92
BILD 6.43:	SCHRÄGSTELLUNG DES VERSUCHSKÖRPERS INFOLGE AUßERMITTIGER BELASTUNG DURCH ZUSATZGEWICHTE	93
BILD 6.44:	CHARAKTERISTISCHE GRÖßEN DES RINGSPALTES	94
BILD 6.45:	MESSSTELLEN AM VERSUCHSGREIFER DES VERSUCHSTANDES	95

BILD 6.46:	STAUPUNKT (S. [GER84])	96
BILD 6.47:	DRUCKDIFFERENZ IM LEERLAUF OHNE GREIFOBJEKT	97
BILD 6.48:	ANGENOMMENE STROMLINIEN IM GREIFER OHNE HANDHABUNGSOBJEKT	97
BILD 6.49:	CHARAKTERISTISCHE FLÄCHEN DER ANSAUGÖFFNUNG $A_{GAÖ}$	98
BILD 6.50:	ALTERNATIVE DARSTELLUNG DER MESSWERTE AUS DEM BILD 6.47	99
BILD 6.51:	ANGENOMMENE STROMLINIEN IM GREIFER MIT HANDHABUNGSOBJEKT	100
BILD 6.52:	MESSSTELLE M3 IM HOHLKÖRPER	101
BILD 6.53:	HOHLKÖRPER MIT UNSYMMETRISCHER RANDUNEBCHEIT	101
BILD 6.54:	VERSUCHSKÖRPER MIT ASYMMETRISCHER RANDUNEBCHEIT	102
BILD 6.55:	DRUCKDIFFERENZ BEI ASYMMETRISCHER RANDUNEBCHEIT	102
BILD 6.56:	STRÖMUNGSVERLAUF BEI TEILWEISER ABDECKUNG DER ANSAUGÖFFNUNG	103
BILD 6.57:	DRUCKDIFFERENZ BEI TEILWEISER ABDECKUNG	103
BILD 6.58:	FALLUNTERSCHIEDUNG MITTELS ANALOGEM DRUCKSENSOR	104
BILD 6.59:	VERTIKALE BEWEGUNG	106
BILD 6.60:	MESSWERTE VARIANTE VAKUUMPUMPE, HOHLKÖRPERDURCHMESSER 72 MM UND GREIFER 1	107
BILD 6.61:	MESSWERTE VARIANTE VAKUUMPUMPE, HOHLKÖRPERDURCHMESSER 72 MM UND GREIFER 5	108
BILD 6.62:	MESSWERTE VARIANTE VAKUUMPUMPE ODER EJEKTOR, HOHLKÖRPERDURCHMESSER 72 MM, GREIFER 5 UND 2 ZUSATZGEWICHTE	109
BILD 6.63:	HORIZONTALE BEWEGUNG	110
BILD 6.64:	KENNGRÖßEN BEI DER HORIZONTALEN BEWEGUNG	111
BILD 6.65:	ABMESSUNGEN AM KOMBIVERSUCHSKÖRPER	112

BILD 6.66:	THEORETISCHE WERTE BEI HORIZONTALER BESCHLEUNIGUNG	113
BILD 6.67:	HORIZONTALE MESSWERTE VARIANTE VAKUUMPUMPE, HOHLKÖRPERDURCHMESSER 47 MM	114
BILD 6.68:	RÜCKSTELLMOMENT BEI HORIZONTALER BEWEGUNG	114
BILD 6.69:	HORIZONTALE MESSWERTE VARIANTE VAKUUMPUMPE, HOHLKÖRPERDURCHMESSER 95 MM	115
BILD 7.1:	BETRIEBSPUNKTE IN ABHÄNGIGKEIT VON DER KENNLINIE DES UNTERDRUCKERZEUGERS	119
BILD 7.2:	BETRIEBSPUNKTE	119
BILD 7.3:	GESAMTWIDERSTANDSKENNLINIE	120
BILD 7.4:	KRÄFTEGLEICHGEWICHT BEI STATISCHEM HALTEN	121
BILD 7.5:	LECKSTROMKENNLINIEN IN ABHÄNGIGKEIT VOM HALTEDRUCK	122
BILD 7.6:	LECKSTROMKENNLINIEN IN ABHÄNGIGKEIT VOM HALTEDRUCK BEZOGEN AUF DEN DICHTDRUCK	123
BILD 7.7:	LECKSTROMKENNLINIEN IN ABHÄNGIGKEIT VOM HOHLKÖRPERDURCHMESSER	124
BILD 7.8:	LECKSTROMKENNLINIEN IN ABHÄNGIGKEIT VOM FLACHDICHTUNGSWERKSTOFF	124
BILD 7.9:	GRENZDRÜCKE BEIM SEITENKANALVERDICHTER	125
BILD 7.10:	GRENZDRÜCKE BEIM EJEKTOR	126
BILD 7.11:	GRENZDRÜCKE BEIM EJEKTOR UND SEITENKANALVERDICHTER	127
BILD 7.12:	BEREICHE AUF DER LECKSTROMKURVE	128
BILD 7.13:	VOLUMENSTRÖME BEIM HOHLKÖRPERGREIFER	129
BILD 7.14:	BLOCKDARSTELLUNG	130
BILD 7.15:	ABSTRAHIERTE PHYSIKALISCHE FUNKTIONSEINHEITEN	130

BILD 7.16:	LINEARER BEREICH DER LECKSTROMKURVE	131
BILD 7.17:	DYNAMISCHE DRUCKÄNDERUNG IM HOHLKÖRPER	133
BILD 7.18:	DYNAMISCHE ÄNDERUNG DER DRUCKDIFFERENZ Δp_H	133
BILD 7.19:	SPRUNGANTWORT (ÜBERGANGSFUNKTION)	134
BILD 7.20:	IM VERSUCH AUFGEZEICHNETES INSTABILES VERHALTEN BEI GREIFER 3	136
BILD 7.21:	IM VERSUCH AUFGEZEICHNETES INSTABILES VERHALTEN BEI GREIFER 5	136
BILD 7.22:	STABILER BETRIEBSPUNKT UND BETRIEBSPUNKT IM GRENZFALL	137
BILD 7.23:	TANGENTIALE KURVEN IM GRENZFALL	139
BILD 7.24:	LECKSTROMKENNLINIENFELD INFOLGE STEIGENDER VERTIKALKRAFT	140
BILD 7.25:	NEUER BETRIEBSPUNKT NACH DEM ABRISS	140
BILD 7.26:	BLOCKSCHALTBILDDARSTELLUNG	141
BILD 8.1:	ARBEITSSCHRITTE BEI DER DIMENSIONIERUNG	144
BILD 8.2:	HÖHENDIFFERENZ BEI HOHLKÖRPERN	145
BILD 8.3:	HOHLKÖRPER MIT UNEBENEM RAND	146
BILD 8.4:	KRÄFTE BEIM VERSAGEN DURCH VERRUTSCHEN	148
BILD 8.5:	VOLUMEN V_H, V_G UND V_S	150
BILD 8.6:	DRUCKVERLAUF IM GREIFER UND SAUGSCHLAUCH	150
BILD 8.7:	LÖSEN VON HOHLKÖRPERN VOM GREIFER	152
BILD 8.8:	LÖSEN BEI ZWEI EINBLASÖFFNUNGEN	153
BILD 8.9:	DRUCKVERLAUF IM HOHLKÖRPER UND GREIFER	153
BILD 8.10:	ZUSTÄNDE ZU DEN ZEITPUNKTEN t_1 UND t_2	154
BILD 8.11:	LEERFAHRT DES GREIFERS BEIM PALETTIEREN	155
BILD 8.12:	ANALOGIE	155

BILD 8.13:	DRUCKVERLAUF	157
BILD 8.14:	UNDICHTIGKEITEN	158
BILD 8.15:	BLOCKSCHALTBILD DER STRÖMUNGSWIDERSTÄNDE	159
BILD 8.16:	REIHEN- UND PARALLELSCHALTUNG	160
BILD 8.17:	SETZMUSTER AUF DEN BRENNPLATTEN	162
BILD 8.18:	VERSCHLIEßBARE ANSAUGÖFFNUNGEN MIT BRENNPLATTENMUSTERN	162
BILD 8.19:	SCHNITT DURCH DAS GREIFSYSTEM	163
BILD 8.20:	SEITENANSICHT SAUGGREIFSYSTEM	164
BILD 8.21:	ANSAUGÖFFNUNGEN	164
BILD 10.1:	DRUCKANGABEN	170
BILD 10.2:	LECKFLUSS DURCH EINE ÖFFNUNG VON 1 MM ² (S. [PIA])	173
BILD 10.3:	KRITISCHES DRUCKVERHÄLTNIS (S. [FES])	174
BILD 10.4:	ANLAGENKENNLINIE	176
BILD 10.5:	BETRIEBSPUNKT	177
BILD 10.6:	PRÄZISIONSMANOMETER NACH PRANDTL	180
BILD 10.7:	AUFBAU DES PCI-SOFTWAREPAKETES (S. [BEC93], [JOD91])	183
BILD 10.8:	SYSTEMKONFIGURATION AM ROBOTER-VERSUCHSSTAND (S. [JÜN97])	183
BILD 10.9:	CHARAKTERISTISCHE KENNLINIEN VON UNTERDRUCKERZEUGERN	185
BILD 10.10:	SCHALTPLAN MIT VAKUUMPUMPE	186
BILD 10.11:	SCHALTPLAN MIT EJEKTOR ODER TRANSVEKTOR	186
BILD 10.12:	SPRUNGFUNKTION	196

Tabellenverzeichnis

TABELLE 3.1:	ANFORDERUNGEN AN DAS HOHLKÖRPERGREIFSYSTEM	19
TABELLE 5.1:	DATEN DER FLACHDICHTUNGEN (S. [HEG])	46
TABELLE 5.2:	EIGENSCHAFTEN DES VERSUCHSGREIFERS II	50
TABELLE 5.3:	PARAMETER DER AUSTAUSCHPLATTEN	53
TABELLE 6.1:	PARAMETER DER VERSUCHSKÖRPER	55
TABELLE 6.2:	AUFSTELLUNG DER GRENZDRUCKVERSUCHE	69
TABELLE 6.3:	MITTEL- UND MAXIMALWERTE	72
TABELLE 6.4:	GEWÄHLTE MÖGLICHKEITEN DER POSITION UND ANZAHL AN ZUSATZGEWICHTEN	83
TABELLE 6.5:	CHARAKTERISTISCHE FLÄCHE	98
TABELLE 6.6:	GEWICHTSKOMBINATIONEN DER VERSUCHSKÖRPER (DYNAMISCHE VERSUCHE)	106
TABELLE 6.7:	VERSUCHE BEI HORIZONTALER BESCHLEUNIGUNG UND EJEKTOR	116
TABELLE 8.1:	HALTEDRÜCKE FÜR STATISCHES HALTEN	146
TABELLE 8.2:	EVAKUIERUNGSZEIT	151
TABELLE 10.1:	FORMELN DES KRÄFTEMODELLS	180
TABELLE 10.2:	DATEN DER FLÜGELRADMESSWERTAUFNEMER	181
TABELLE 10.3:	CHARAKTERISTIKEN VON UNTERDRUCKERZEUGERN (S. [FEZ])	185
TABELLE 10.4:	ÜBERSICHT DER VERSUCHE MIT AUßERMITTIGEN ZUSATZGEWICHTEN	187
TABELLE 10.5:	THEORETISCHE GRENZDRÜCKE FÜR VERSUCHSKÖRPER MIT $\phi 72$ MM	188
TABELLE 10.6:	THEORETISCHE GRENZDRÜCKE FÜR VERSUCHSKÖRPER MIT $\phi 47$ MM	188
		219

TABELLE 10.7:	THEORETISCHE GRENZDRÜCKE FÜR DICHTUNG 5	189
TABELLE 10.8:	$\Delta l_{Dichtzus}$ DER GEMESSENEN WERTE	190
TABELLE 10.9:	ZUSAMMENSTELLUNG DER BERECHNETEN $\Delta l_{Dichtzus}$ WERTE	191
TABELLE 10.10:	MITTLERE GESCHWINDIGKEIT IN DER CHARAKTERISTISCHEN FLÄCHE	192
TABELLE 10.11:	WIDERSTANDSBEIWERTE $\zeta_{GAÖ}$ DER GREIFERANSAUGÖFFNUNG	192
TABELLE 10.12:	VERSUCHE MIT VERTIKALER BESCHLEUNIGUNG	193
TABELLE 10.13:	BERECHNUNG DES ABSTANDES l_{sz}	194
TABELLE 10.14:	VERSUCHE BEI HORIZONTALER BESCHLEUNIGUNG	194
TABELLE 10.15:	THEORETISCHE BERECHNUNG BEI HORIZONTALER BESCHLEUNIGUNG	195

13 Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
A	Fläche	[m ²]
$A_{GAÖ}$	charakteristische Fläche der Greiferansaugöffnung	[m ²]
a_h	horizontale Beschleunigung	[m/s ²]
$A_{Öff}$	Querschnitt der Öffnung	[m ²]
$A_{Öff}(\Delta p_H)$	Querschnitt der Öffnung abhängig von Δp_H	[m ²]
a_{Rand}	mittlere Länge der Längsseite des Öffnungsrandes	[m]
A_{Rand}	Anpressfläche des Randes (Dichtfläche)	[m ²]
$A_{Rand}(F_{Dicht})$	Dichtfläche als Funktion der Dichtkraft	[m ²]
A_{RsF}	Ringspaltfläche der Greiferansaugöffnung	[m ²]
A_{Wirk}	Wirkfläche der Unterdruckkraft	[m ²]
a_x	horizontale Beschleunigung	[m/s ²]
a_z	vertikale Beschleunigung	[m/s ²]
A_ϕ	Kreisfläche der Greiferansaugöffnung	[m ²]
b	kritisches Druckverhältnis	[-]
b_g	Abstand des Geradenschnittpunktes auf der y-Achse	[-]
b_{Rand}	mittlere Länge der Breitseite des Öffnungsrandes	[m]
$b_{HÖ}$	Breite der Hohlkörperöffnung	[m]
C	Konstante	
d	Durchmesser	[m]
d_{Loch}	Durchmesser der Hohlkörperöffnung	[m]
$d_{ASÖ}$	Durchmesser der Greiferansaugöffnung	[m]
d_R	Rohrinnendurchmesser	[m]
f	Sicherheitszuschlag	[-]
F_{AB}	gemessene Abreißkraft	[N]
$F_{AB_Abweichung}$	Abweichung der Abreißkraft	[%]
F_{AB_theo}	theoretische Abreißkraft	[N]
F_{Dicht}	Dichtkraft	[N]
$F_{Dicht}(\Delta p_H)$	Dichtkraft abhängig von der Druckdifferenz Δp_H	[N]
$F_{DichtGrenz}$	Minimale Dichtkraft im Grenzfall	[N]

13. Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen

$F_{DichtGrenz}(\Delta p_{HGrenz})$	Dichtkraft im Grenzfall abhängig von Δp_{HGrenz}	[N]
$F_{DichtGrenzNorm}$	Minimale normierte Dichtkraft im Grenzfall	[N]
$F_{DichtStatGrenz}$	Minimale Dichtkraft im statischen Grenzfall	[N]
$F_{DichtStatGrenz}(\Delta p_{StatGrenz})$	Minimale Dichtkraft im statischen Grenzfall abhängig vom Grenzdruck	[N]
$F_{DichtzusGrenz}$	Minimale zusätzliche Dichtkraft im Grenzfall	[N]
F_{Grenz}	Grenzkraft	[N]
F_N	Normalkraft	[N]
F_{RO}	Reibkraft für Haften	[N]
F_{Tx}	Trägheitskraft in horizontaler Richtung	[N]
F_{Txzus}	zusätzliche Trägheitskraft in horizontaler Richtung	[N]
F_{Tz}	Trägheitskraft in vertikaler Richtung	[N]
F_{Tzzus}	zusätzliche Trägheitskraft in vertikaler Richtung	[N]
F_{Ver}	Vertikalkraft	[N]
$F_{\Delta p}$	Unterdruckkraft	[N]
$F_{\Delta pGrenz}$	Unterdruckkraft im Grenzfall	[N]
G	Gewichtskraft	[N]
G_{zus}	zusätzliche außermittige Gewichtskraft	[N]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
h_{RS}	Höhe des Ringspaltes am Saugventil	[m]
L	Leitwert	[m ³ /s]
$L(p)$	Leitwert (abhängig vom Druck)	[m ³ /s]
l_c	charakteristische Länge	[m]
L_G	Gesamtleitwert	[m ³ /s]
$l_{HÖ}$	Länge der Hohlkörperöffnung	[m]
l_R	Rohrlänge	[m]
l_{Rand}	mittlere Länge des Randes der Hohlkörperöffnung	[m]
$l_{RandKreis}$	mittlere Länge des Randes bei kreisförmiger Hohlkörperöffnung	[m]
l_{RK}	Hebelarm der Rückstellkraft	[N]
l_{Sz}	Strecke Lochrand / Schwerpunkt des Hohlkörpers	[m]

13. Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen

l_{Szzus}	Strecke Lochrand / S_{zus} des Hohlkörpers	[m]
l_V	Ventilstellung	[m]
m	Anzahl der Bereiche	[-]
M	Drehmoment	[Nm]
$M_{Dichtstreckenlast}$	Drehmoment infolge der inhomogenen Dichtstreckenlast	[Nm]
\dot{m}_{eff}	Massenstrom des effektiven Saugvermögens	[kg/s]
m_g	Steigung der Geraden	[-]
m_H	Masse Hohlkörper (Schwerpunkt zentrisch unter Hk.-Loch)	[kg]
m_L	Masse der Luft	[kg]
\dot{m}_L	Massenstrom der Luft	[kg/s]
\dot{m}_{Leck}	Massenstrom des Leckstroms	[kg/s]
m_{zus}	Masse des außermittigen Zusatzgewichtes	[kg]
m_{zus_n}	Masse des n-ten außermittigen Zusatzgewichtes	[kg]
n	Index	[-]
n_H	Anzahl der Hohlkörper	[-]
p	Druck	[Pa]=[N/m ²]
p_A	Atmosphärendruck	[Pa]
p_d	dynamischer Druck	[Pa]
p_E	Enddruck	[Pa]
p_{eff}	Druck am Rezipient	[Pa]
p_G	Druck im Greiferinnenraum	[Pa]
p_{ges}	Gesamtdruck	[Pa]
p_{Greif}	Mindestunterdruck für die notwendige Greifkraft	[Pa]
p_H	Druck im Hohlkörper	[Pa]
p_{hom}	homogene Flächenpressung	[N/m ²]
p_n	Normdruck	[Pa]
p_S	Druck im Saugstutzen	[Pa]
p_{stat}	statischer Druck	[Pa]
p_{VE}	maximaler Unterdruck des Unterdruckerzeugers	[Pa]

13. Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen

q_{hom}	homogener Berührungsdruk	[N/m]
q_m	minimaler Berührungsdruk	[N/m]
q_{max}	maximaler Berührungsdruk	[N/m]
q_o	mittlerer Berührungsdruk	[N/m]
r	Radius	[m]
$r_{HÖ}$	Radius der Hohlkörperöffnung	[m]
r_{Rand}	mittlerer Radius des Randes des Hohlkörperloches	[m]
R	Strömungswiderstand	[Pa · s ² / m ⁶]
R_{Dk}	Punkt, in dem die resultierende Dichtkraft angreift	[-]
R_e	Reynoldszahl	[-]
R_{ges}	Gesamtströmungswiderstand	[Pa · s ² / m ⁶]
R_{Greifer}	Strömungswiderstand im Greifer	[Pa · s ² / m ⁶]
R_{Leck}	Strömungswiderstand der Undichtigkeiten	[Pa · s ² / m ⁶]
R_S	Gaskonstante	[N · m / (kg · K)]
$R_{\text{Saugschlauch}}$	Strömungswiderstand im Saugschlauch	[Pa · s ² / m ⁶]
s	Eigenwert	
S	Saugvermögen	[m ³ /s]
S_{eff}	effektives Saugvermögen	[m ³ /s]
s_{Rand}	Stärke des Randes der Hohlkörperöffnung	[m]
t	Zeit	[s]
t_a	Auspumpzeit	[s]
t_E	Evakuierungszeit	[s]
$t_{EV(p)}$	Evakuierungszeit pro Volumen bei einem bestimmten Enddruck	[s/ m ³]
t_{Greif}	Zeitpunkt, an dem die Greifkraft erreicht wird	[s]
T_H	Lufttemperatur im Hohlkörper	[K]
t_{Zyl}	Öffnungszeit des Zylinders für die Saugöffnung	[s]
T_n	Normtemperatur	[K]
$U_{HÖ}$	Umfang der Hohlkörperöffnung	[m]
V	Volumen	[m ³]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]

13. Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen

V_E	Evakuierungsvolumen	[m ³]
V_G	Volumen im Inneren des Greifers	[m ³]
V_H	Volumen im Inneren des Hohlkörpers	[m ³]
V_K	Volumen im Inneren des Vakuumkessels	[m ³]
V_L	Volumen im Inneren der Saugleitung	[m ³]
\dot{V}_L	Volumenstrom der Undichtigkeit (Leckstrom)	[m ³ /s]
\dot{V}_{Leck}	Leckstrom (Undichtigkeit)	[m ³ /s]
v_m	mittlere Geschwindigkeit	[m/s]
V_n	Normvolumen	[NI]
$\dot{V}_{\text{Öff}}$	Leckstrom an der Öffnung	[m ³ /s]
V_R	Volumen des Rezipienten	[m ³]
w_b	Bezugsgeschwindigkeit der Strömung	[m/s]
w_m	mittlere Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
$w_{mGAÖ}$	mittlere Strömungsgeschwindigkeit in der GAÖ	[m/s]
W_S	Strömungswiderstand	[s/m ³]
X	x-Koordinate eines Punktes	[m]
X_P	x-Koordinate Saugermittelpunkt	[m]
X_R	x-Koordinate der resultierenden Dichtkraft	[m]
Y	y-Koordinate eines Punktes	[m]
Y_R	y-Koordinate der resultierenden Dichtkraft	[m]
z_g	geodätische Höhe	[m]
α	Drehungswinkel der verteilten Stützreaktion	[-]
α_{Sch}	Winkel der Schrägstellung infolge Drehmoment	[-]
Δh_{FI}	Höhendifferenz der Flüssigkeitssäule	[m]
Δh_H	Höhenabweichung der Hohlkörper	[m]
Δh_{Rand}	Höhenabweichung durch unebenen Rand	[m]
$\Delta l_{Dichtzus}$	Abstand von $F_{Dichtzus}$ zum Zentrum des Hk.-Loches	[m]
Δl_{Gzus}	Abstand von G_{zus} zum Zentrum des Hk.-Loches	[m]
Δl_{Gzus_n}	Abstand des n-ten G_{zus} zum Zentrum des Hk.-Loches	[m]

13. Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen

$\Delta p_{Grenztheo_oD}$	theoretischer Grenzdruck ohne Dichtkraft	[Pa]
Δp_H	Druckdifferenz Innenraum des Hohlkörpers / Atmosphäre	[Pa]
Δp_{HGrenz}	Druckdifferenz Innenraum des Hk. / Atm. im Grenzfall	[Pa]
Δp_{HGrenz_theo}	theoretische Druckdifferenz im Grenzfall	[Pa]
Δp_G	Druckverlust im Hohlkörpergreifer	[Pa]
Δp_{KV}	Abstand des Geradenschnittpunktes auf der x-Achse	[m]
Δp_n	Druckdifferenz an der Stelle n	[Pa]
Δp_S	Druckverlust im Saugschlauch	[Pa]
Δp_{Stat}	Druckdifferenz im statischen Fall	[Pa]
$\Delta p_{StatGrenz}$	Druckdifferenz im statischen Grenzfall	[Pa]
Δp_v	Druckverlust	[Pa]
Δp_{vP}	Druckdifferenz Unterdruckerzeuger	[Pa]
ζ	Widerstandsbeiwert	[-]
$\zeta_{GAÖ}$	Widerstandsbeiwert an der Greiferansaugöffnung	[-]
η	dynamische Zähigkeit	[N · s/m ²]
κ	Isentropenexponent	[-]
λ	Rohrreibungszahl	[-]
μ_O	Haftreibungszahl	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
ρ_F	Dichte des Fluids	[kg/m ³]
ρ_{Fl}	Dichte der Flüssigkeit	[kg/m ³]
ρ_m	mittlere Dichte	[kg/m ³]

Lebenslauf

Name:		Max-Axel Grubba
Geburtsdatum:		13. Juli 1962
Geburtsort:		Hagen
Staatsangehörigkeit:		deutsch
Familienstand:		verheiratet, drei Kinder
Schulbildung:	1968 - 1972	Grundschule Kückelhausen in Hagen Haspe
	1972 - 1978	Ernst-Eversbusch-Schule Hauptschule in Hagen Haspe
	1978 - 06.1981	Ernst-Meister-Gymnasium in Hagen Haspe Allgemeine Hochschulreife
Zivildienst:	05.1985 - 09.1986	Hospital zum Hl. Geist
Studium:	09.1981 - 01.1985	Maschinenbaustudium an der Fachhochschule Hagen, Vertiefungsrichtung: Konstruktionstechnik
	10.1984 - 02.1991	Maschinenbaustudium an der Ruhr Universität Bochum Vertiefungsrichtung: Automatisierungstechnik
Berufstätigkeit:	04.1991 -	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer-Institut für Materialfluss und Logistik in Dortmund