

Kuno Fronius

# **Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck**

**D 93**  
**ISBN 3 - 936100 – 13 – 6**

**Institut für Maschinenelemente**

Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart  
Pfaffenwaldring 9  
70569 Stuttgart  
Tel. (0711) 685 – 6170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

# **Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck**

Von der Fakultät Maschinenbau  
der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines  
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Kuno Fronius**

geboren in Hermannstadt (Rumänien)

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. E. Roos

Tag der Einreichung: 17.10.2003

Tag der mündlichen Prüfung: 10.01.2005

Institut für Maschinenelemente

**2005**



*Meiner Familie gewidmet.*



# Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit am Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart. Das Thema der Arbeit wurde im Arbeitskreis „Dichtungstechnik“ der Forschungsvereinigung Antriebstechnik bearbeitet und von der AiF gefördert.

## **Mein Dank gilt:**

Herrn Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche, Leiter des Instituts für Maschinenelemente, für die Möglichkeit der Promotion am Institut sowie für die Übernahme des Hauptberichtes.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Eberhard Roos, Geschäftsführender Direktor der Materialprüfungsanstalt der Universität Stuttgart, für die Übernahme des Mitberichts.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Martin Jäckle, Bereichsleiter der Antriebstechnik, für seine Unterstützung und den nötigen Freiraum, der mir bei der Durchführung der Forschungsarbeit gewährt wurde.

Den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts für die Hilfsbereitschaft und das gute und freundschaftliche „IMA“-Klima, besonders Herrn Wolfgang Schmidt-Aursch aus dem Team der statischen Dichtungstechnik für die fachlich stets produktive und menschlich äußerst angenehme Zusammenarbeit.

Allen Studenten, die mit ihren Hiwi-Tätigkeiten, Studien- und Diplomarbeiten die Forschungsarbeit im Rahmen dieser Dissertation begleitet haben.

Meiner Frau und meiner Familie für die Unterstützung und das Verständnis während der Arbeit.

Lauffen, im Januar 2005

Kuno Fronius





# Inhaltsverzeichnis

<b>Abstract</b> .....	<b>iii</b>
<b>Formelzeichen</b> .....	<b>viii</b>
<b>Abkürzungen</b> .....	<b>ix</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Problemstellung.....	2
1.2 Ziele der Arbeit.....	3
1.3 Vorgehensweise bei der Lösungsfindung.....	4
1.3.1 Experimentelle Untersuchungen.....	4
1.3.2 Finite Elemente Berechnungen.....	5
1.3.3 Erfahrungswissen.....	5
<b>2 Stand der Forschung und Technik</b> .....	<b>7</b>
2.1 Vorarbeiten am Institut.....	7
2.2 Stand der Technik allgemein.....	8
2.2.1 Weichstoffdichtungen.....	9
2.2.2 Metallsickendichtungen.....	10
2.2.3 Flüssigdichtungen.....	12
<b>3 Standardversuche an verschraubten Modellflanschen</b> .....	<b>14</b>
3.1 Aufbau des Innendruckprüfstandes (IP).....	14
3.2 Untersuchte Dichtungsmaterialien.....	17
3.3 Belastbarkeitsprüfungen der Dichtungsmaterialien.....	18
3.4 Standardversuche an Modellflanschen.....	24
3.4.1 Versuchsplanung.....	25
3.4.2 Versuchsablauf.....	26
3.4.3 Auswertung und Ergebnisse der Standardversuche.....	26
3.5 Fazit Versuche an verschraubten Modellflanschen.....	35
<b>4 Versuche an realitätsnahen Flanschen</b> .....	<b>37</b>
4.1 Beschreibung der Prü fzelle.....	37
4.2 Versuchsplanung und Versuchsablauf.....	38
4.3 Auswertung und Ergebnisse der Versuche am realitätsnahen Flansch.....	39
4.3.1 Einfluss des Dichtungsmaterials.....	40
4.3.2 Einfluss des Flanschmaterials.....	43
4.4 Fazit Versuche an realitätsnahen Flanschen.....	48
<b>5 Untersuchungen von Leichtmetallschrauben unter pulsierendem Innendruck</b> .....	<b>50</b>
5.1 Vorteile von Leichtmetallschrauben.....	50
5.2 Versuche mit Leichtmetallschrauben.....	50
5.3 Fazit der Untersuchungen von Leichtmetallschrauben unter pulsierendem Innendruck.....	54
<b>6 Anströmuntersuchungen</b> .....	<b>55</b>
6.1 Beschreibung der Anströmeinrichtung.....	55
6.2 Versuche mit der Anströmeinrichtung.....	56
6.3 Fazit der Anströmuntersuchungen.....	61
<b>7 Rechnergestützte Optimierung des Abdichtbereiches</b> .....	<b>63</b>
7.1 Optimierung von Kanalplatten in hydraulischen Steuergehäusen.....	63
7.1.1 Auswertung und Optimierung der berechneten Steggeometrien.....	64
7.2 Untersuchung des Verschraubungsbildes bei Kanalplatten.....	71
7.3 Untersuchung des Dichtungsträgermaterials bei Steuergehäusen.....	75
7.3.1 Dichtstelle mit einseitig anliegender Kanalplatte.....	75

7.3.2	Dichtstelle mit beidseitig anliegender Kanalplatte .....	79
7.3.3	Ergebnisse .....	81
7.4	Optimierung eines hydraulischen Pumpengehäuses .....	81
7.4.1	Analyse des Pumpengehäuses .....	82
7.4.2	FE-Analyse verschiedener Deckelformen der Pumpe .....	83
7.5	Fazit der rechnergestützten Dichtungsoptimierung .....	91
<b>8</b>	<b>Konstruktions- und Auslegungshinweise .....</b>	<b>92</b>
8.1	Anforderungen an eine Dichtverbindung unter Innendruck .....	92
8.2	Versagensanalyse von Dichtungen unter pulsierendem Innendruck .....	93
8.3	Auslegung von Dichtverbindungen unter pulsierendem Innendruck .....	93
8.4	Allgemeine Hinweise zur Auswahl des Dichtungstyps .....	95
8.4.1	Eigenschaften von Metallsickendichtungen .....	95
8.4.2	Flanschgestaltung bei Metallsickendichtungen .....	95
8.4.3	Eigenschaften von Weichstoffdichtungen .....	96
8.4.4	Flanschgestaltung bei Weichstoffdichtungen .....	97
8.4.5	Eigenschaften von FIP-Flüssigdichtungen .....	97
8.4.6	Flanschgestaltung von FIP-Flüssigdichtungen .....	98
8.4.7	Erforderliche Flächenpressung für Innendruckbelastung .....	99
8.5	Gestaltungshinweise für Steggeometrien von Kanalplatten .....	99
8.6	Gestaltungshinweise für einen Pumpendeckel .....	100
8.7	Parameterauswahl mittels Nomogrammen .....	102
<b>9</b>	<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>106</b>
<b>10</b>	<b>Literatur .....</b>	<b>109</b>
<b>11</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>113</b>
11.1	Beschreibung der Dichtungsmaterialien für die Innendruckuntersuchungen .....	113
11.1.1	Metallsickendichtungen .....	113
11.1.2	Weichstoffdichtungen .....	114
11.1.3	Flüssigdichtungen .....	115
11.2	Beschreibung der Dichtungsmaterialien für die Anströmuntersuchungen .....	117
11.2.1	Beschichtete Metallplatten .....	117
11.2.2	Weichstoffdichtungen .....	117

## Abstract

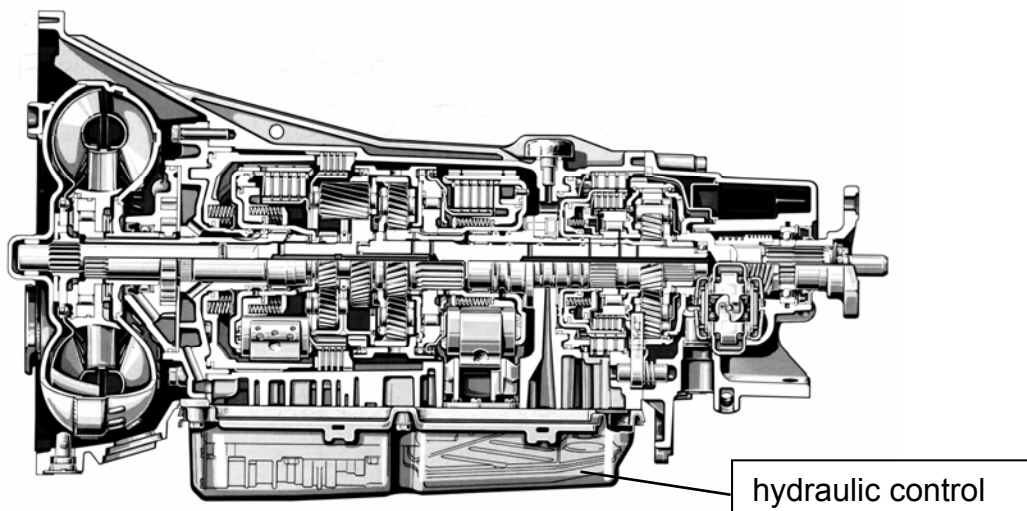
### *Housing Design for Exposure to Pulsating Interior Pressure*

#### 1 Introduction

Pulsating interior pressure in components of Driving Technology leads to the fact, that screwing components are additionally extended, thus relaxing pressure on loaded parts. This dynamic process has a particularly negative effect on the seal. The seal is relaxed additionally in zones of low area pressure, or might even be expelled. Housing parts with low stiffness are increasingly deformed producing gaps and splitting, what in the worst case may lead to leakage.

The Institute for Machine Elements has been active for many years in the examination of dynamically highly loaded sealing areas. The sealing areas at are basically loaded with a torque. In this field of research, principal examinations at flange connections that have been designed according to lightweight construction have been realised. Due to the lightweight construction, increased relative movements at the sealing plane take place, provoking damage of the sealing material. For the experimental tests at the gear boxes several test rigs were set-up.

Cases for application of flat gaskets in the field of Driving Technology that are loaded with pulsating interior pressure, are hydraulic controls, as, for instance, control plates for automatic automobile transmission, as well as pumps for secondary aggregates of gears. **Figure 1** shows the location of the control box with the channel plate of an automatic transmission.



*Figure 1 Automatic transmission (W5A030): Source: Daimler Chrysler*

#### 2 Objectives

For the systematic examination of seal connections under high dynamic interior pressure also comprehensive experimental and theoretical investigations were conducted. The results have been

summarised in a catalogue of engineering and design recommendations that helps the engineer designing the best seal connection from a given sealing material with the flange design desired.

### 3 Experimental Tests

The experimental tests are sub-divided in various test series. In the first place, the load limits of the materials used are examined. In this part, numerous sealing materials are examined to see their discriminating features. In the following part, selected materials undergo standard tests at model flanges. Here, the material behaviour of the seal is examined under nearly real conditions. A particular feature of these investigations is the homogeneous pressurisation of the seal, using the interior pressure test rig. The findings from these tests are then the first directives for flange designs for the tests of reality-use flanges. Geometry of these flanges has no longer a circle ring shape, as have the model flanges, but follows geometry of the channel plate of a control box.

A further aspect is the resistance of seals against oncoming flows. Particularly for channel plates of automatic transmissions, non-pressed zones exist alongside the channels, where the pressure medium by-passes the seal under high pressure. Therefore, the sealing material must possess a defined resistance against the oncoming flow, preventing damage at the sealing surface after long service hours. Such damage would – apart from affecting the seal – also conclusively lead to a contamination of the hydraulic medium by worn off seal particles.

### 4 Design Recommendations

The findings from the experimental and mathematical examinations are summarised in a catalogue for engineering and design recommendations. Some important results are listed below:

#### 4.1 Flange Design of Metal Seals with Reinforced Seams

Design and shaping of flange geometry for metal seals with reinforced seams is relatively uncritical. The following recommendations should be observed:

- Flange width should be at least twice as wide as the seam of the seal. Thanks to the line shape of the seam, considerably high pressures can be locally achieved, even at low screwing forces.
- Roughness  $R_z$  of the flange surface should not exceed 50% of the NBR-coating, so that the roughness valleys can be sufficiently filled.
- Unevenness of flange surface does not pose problems for metal seals with reinforced seams, since the seam is able to compensate quite a lot.
- Metal seals with reinforced seams can bridge gaps of 0.2 to 0.5 mm. Spring-back-resilience is sometimes exceeding 50 %.
- Carrier material of metal seals with reinforced seams may be construction, spring or stainless steels, whereby spring and stainless steels show better properties than construction steels (gap bridging, yield limit).
- It should be observed that the limit area pressure of the flange material (for aluminium about 200 MPa) is not exceeded, as otherwise, the flange material will plastically deform.

## 4.2 Flange Shaping and Design of Resilient Seals

If, under pulsating interior pressure, resilient seals are used, the following recommendations should be taken into account:

- Resilient seals fail explosion-like. Material strength should be high enough, to avoid expulsion by interior pressure
- Seal thickness is the surface of attack for the interior pressure. This is where thinner seals perform better. However, they should not be too thin, as otherwise adaptability and spring-back-resilience behaviour will be negatively affected
- When punching the seals it should be taken care, that the area of cut is not damaged and shows cracks. Resistance behaviour of a damaged seal is strongly impaired by the notch effect
- Concentric grinding or rotation marks at round flanges may have a counterproductive effect when “blowing-out” the seal
- Design and shaping of flange width for resilient seals must have utmost attention. The seal width should be selected as wide as necessary, in order to ensure surface pressure. On the other hand, too narrow seals tend to tear out rapidly, when exposed to interior pressure.

## 4.3 Flange Shaping of Formed In Place-Liquid Seals

- Regarding FIP-seals (formed in place seals) – there are noticeable differences between the individually used liquid seal systems and technologies. The hardening mechanism of the product used must be observed. Transition from sealing to gluing is progressive. This is why only product-specific recommendations for flange-shaping can be given.
- Film thickness of the liquid seal can have a range from a few  $\mu\text{m}$  up to 0.3 mm. The liquid sealing medium normally is built-up in liquid form and pressed out from the sealing surface, when assembled, e.g. when screws are tightened. If we deal with a low film thickness, the medium will fill the roughness valleys of the flanges, only. Should a higher thickness be desired, design of the flanges becomes a bit more complex, since range spacers or grooves must be positioned. The surface roughness of the flanges (up to  $R_z = 25\mu\text{m}$ ) plays a subordinate role in interior pressure sealing.
- When putting liquid seals into operation, surfaces of the flanges must be free of dust and grease, before the application is started.
- For a reliable hardening, anaerobic products require a flange width of 5 to 7 mm in the zone between the screws. Below the screws, however, flange width may be lower due to the higher flange pressure.
- Liquid seals have a lower spring-back-resilience capability due to their lower film thickness. Therefore, the flange should have a design resistant to bending. Thanks to the gluing properties, substantially higher pressures may be sealed than compared to metal seals with reinforced seams, or resilient seals.

### 4.4 Nomograms

Our tests have shown that the failure pressure of a seal connection depends on many parameters. A possibility for graphically exhibiting these parameters in an understandable and clear form are the so-called nomograms or straight-line charts, as per **Figure 2**. The designer can graphically determine for one given parameter the magnitude of the others. Moreover, there is the possibility, to evaluate an existing seal connection and predict the failure pressure on the basis of the nomograms. The graphs and data of the nomograms have been gained in the before-mentioned tests with reality-close flanges. For other flanges they may be used as orientation values. The tests confirming the safe operation of each individual seal joint must nevertheless be made.

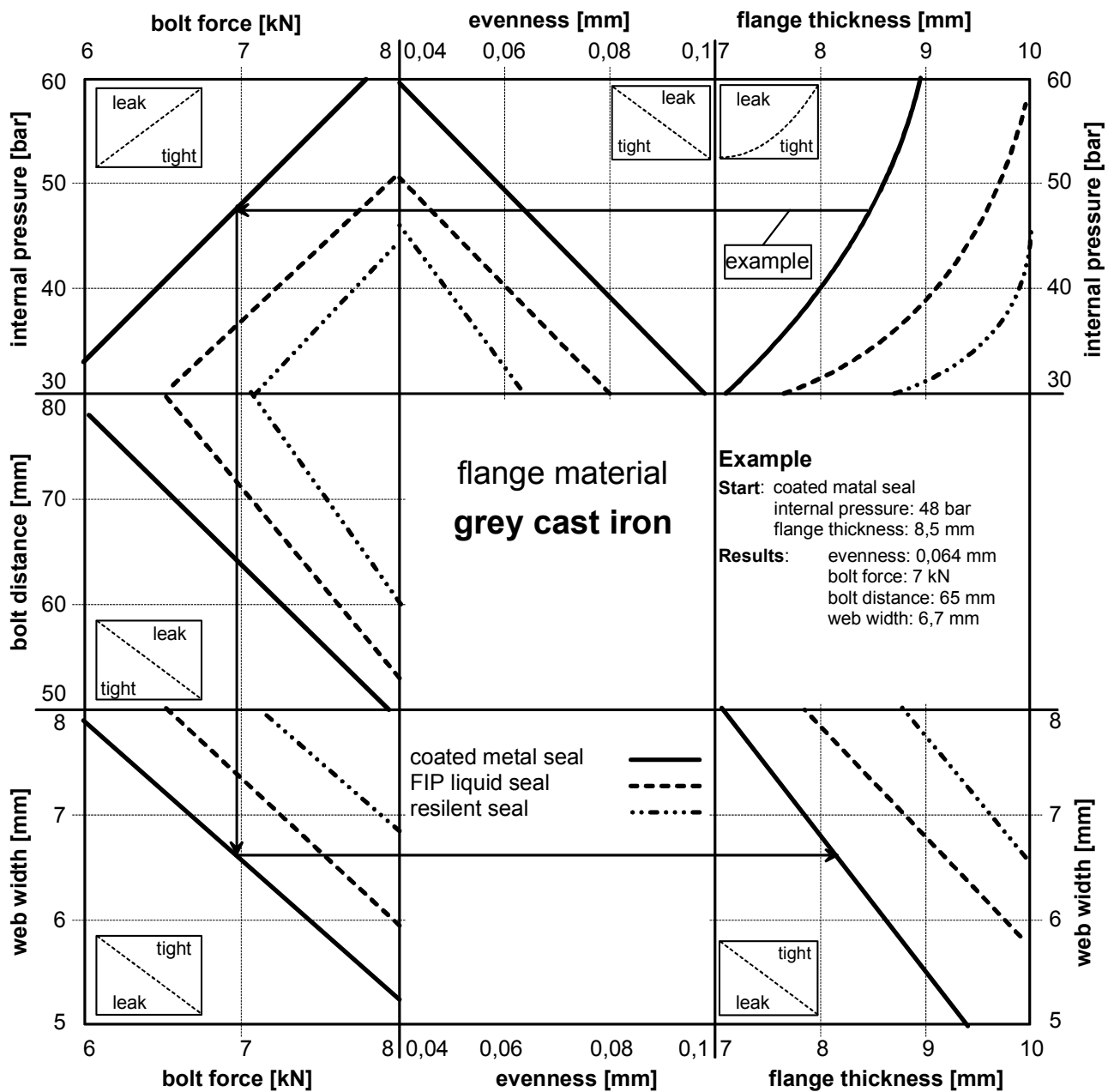


Figure 2 Nomograms for configuration of flanges under pulsing internal pressure. Parameter: sealing material, internal pressure, flange thickness, evenness, bolt force, bolt distance, web width. Constants: flange-material grey cast iron, temperature 40 °C

## 5 Conclusion

Pulsating interior pressure in gear components leads to an additional extension of the screwing parts, thus producing relaxation of the parts involved. This dynamic process has basically a negative effect on the seal. This is why, in zones with low surface pressure, the seal will be relaxed and might even be expelled. Housing parts with low stiffness are increasingly deformed producing gaps and splitting, what in the worst case may lead to leakage.

In order to carry through a systematic examination of this problem, several test cells for interior pressure tests were installed, at the Institute for Machine Elements of Stuttgart University. At the same time, Finite-Element-Calculations (FEM) were realised.

The findings from the experimental and theoretic examinations are summarised in a catalogue for engineering and design recommendations to ensure a safe operation of seal connections under interior pressure.

The design recommendations are supplemented by so-called nomograms. With these diagrams the designer can determine with only some starting values, graphically and, in a simple way, the required parameters of his desired seal connection. Future examinations will be focussed more thoroughly on tests of liquid seals. Work at this project has shown that sealing and failure behaviours of liquid seals manifest noticeable differences, depending on the fact, whether one has to do with an anaerobically hardened, film-forming medium, or, if we deal with a silicone-based medium.

## Formelzeichen

<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$A_{Druck}$	mm <sup>2</sup>	Angriffsfläche des Hydraulikmediums
$A_q$	mm <sup>2</sup>	Querschnittsfläche des Steges
$E$	N/mm <sup>2</sup>	Elastizitätsmodul
$e_d$	-	Exzentrizität des Steges
$F_S$	N	Schraubenkraft
$h$	mm	Spalthöhe
$l_{Kl}$	mm	Klemmlänge der Schraube
$p$	bar	Druck
$p_{hyd}$	bar	Druck des Hydraulikmediums
$Q$	ml/min	Leckagerate
$q_P$	-	Verhältnis zwischen Innendruck und Flächenpressung
$q_s$	-	Verhältnis aus Dichtungsfläche und Stegfußfläche
$R_z$	µm	gemittelte Rauhtiefe
$\eta$	Pas	Viskosität des Öls
$\Delta\sigma$	N/mm <sup>2</sup>	Differenz von $\sigma_{max}$ und $\sigma_{min}$
$\sigma_{max}$	N/mm <sup>2</sup>	maximale Spannung (von Mises)
$\sigma_{min}$	N/mm <sup>2</sup>	minimale Spannung (von Mises)



## Abkürzungen

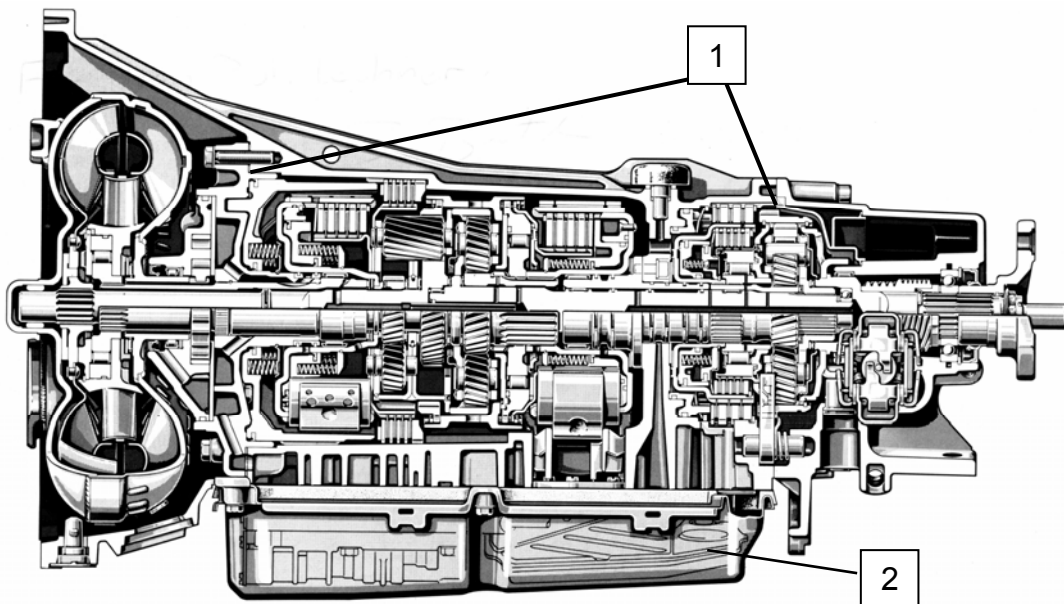
<b>Zeichen</b>	<b>Bedeutung</b>
Al	Aluminum
AS	Anströmeinrichtung
ATF	Automatic Transmission Fluid
CIP	Cured In Place
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DMS	Dehnungsmess-Streifen
FEM	Finite Elemente Methode
FIP	Formed in Place
FP	Flächendichtungsprüfstand
FVA	Forschungsvereinigung Antriebstechnik
GGP	Getriebegehäuseprüfstand
IIP	Injected in Place
IMA	Institut für Maschinenelemente
IP	Innendruckprüfstand
LW	Lastwechsel
MIP	Molded in Place
MLS	Mehrlagenstahl
Nkw	Nutzkraftwagen
PID	Regelungsart (proportional, integral, differential)
PVP	Pressungsverteilungsprüfeinrichtung
RTV	Room Temperature Vulcanizing
St	Stahl



# 1 Einleitung

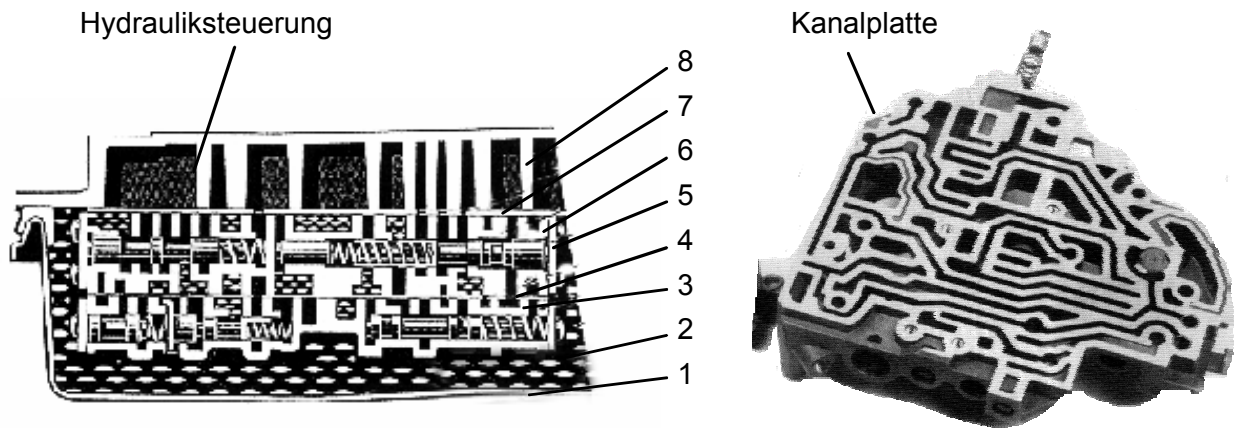
Die Anforderungen der Automobilindustrie an eine Dichtverbindung unter pulsierendem Innendruck wachsen stetig. Die Mängelstatistiken der Technischen Überwachungs-Vereine in Deutschland zeigen, dass Ölverluste im Bereich des Motors und des Antriebsstrangs immer noch einen Spitzenplatz im negativen Sinn einnehmen [7]. Das übergeordnete Ziel der Konstrukteure bei der Gestaltung von Flächendichtverbindungen lautet daher nach wie vor: „Minimierung der Leckage im Abdichtbereich“.

Das Institut für Maschinenelemente untersucht bereits seit vielen Jahren dynamisch hochbelastete Gehäusetrennstellen. In den bisherigen Forschungsprojekten ging es um Getriebegehäuse deren Belastung hauptsächlich durch ein Drehmoment hervorgerufen wurde. Das aktuelle Forschungsvorhaben beschäftigt sich mit Dichtstellen, die mit einem pulsierenden Innendruck beaufschlagt werden. In **Bild 1.1** sind typische Dichtstellen am Beispiel eines Getriebegehäuses dargestellt.



*Bild 1.1 Fünfgang-Automatikgetriebe (W5A030): 1 Trennstellen des Getriebegehäuses; 2 hydraulische Getriebesteuerung, Quelle: Daimler Chrysler*

Die Gehäusetrennstellen an der Position 1 werden benötigt um die Montage des Getriebes zu ermöglichen. Diese Dichtverbindungen werden bei dem oben dargestellten Getriebe im Wesentlichen mit einer Axialkraft infolge der Schrägverzahnung beaufschlagt. An der Stelle 2 befindet sich das hydraulische Steuergehäuse für die automatische Schaltung der einzelnen Gänge im Getriebe. Im Innern des Steuergehäuses sind die Steuerplatte und die Kanalplatte über eine druckbelastete Dichtstelle, wie in **Bild 1.2** zu sehen ist, verbunden. Alle hier vorkommenden Stege müssen zuverlässig abgedichtet werden, wobei hermetische Dichtheit nicht erreicht wird. Die Getriebesteuerung befindet sich deshalb in einem Ölsumpf. Weitere druckbelastete Trennstellen in der Antriebstechnik sind beispielsweise Pumpen von Nebenaggregaten.



*Bild 1.2 Getriebesteuerung des Automatikgetriebes W5A030 (Daimler Chrysler)  
links: Kanalplatte; rechts: Schnitt Hydrauliksteuerung - 1 Ölwanne, 2 Ölsumpf,  
3 Aufnehmergehäuse, 4 Zwischenblech, 5 Abschlussblech, 6 Schaltplatte, 7 Zwischenblech,  
8 Kanalbild im Getriebegehäuse*

## 1.1 Problemstellung

Pulsierender Innendruck in Getriebekomponenten führt dazu, dass die Verschraubung zusätzlich gedehnt wird und somit die verspannten Teile entlastet werden. Dieser dynamische Vorgang wirkt sich hauptsächlich auf die Dichtung negativ aus. Sie wird in Bereichen niedriger Flächenpressung zusätzlich entlastet oder möglicherweise ausgetrieben. Gehäuseteile mit einer geringen Steifigkeit verformen sich verstärkt und es kommt zu Spaltbildungen und Klaffungen in der Trennfuge. Konstruktionen aus Leichtmetall-Legierungen mit geringen Wandstärken, sowie ungünstig gestaltete Schraubenabstände verschärfen die obige Problemstellung zusätzlich. Hohe Drücke und Temperaturen lassen die Dichtung schneller Altern bzw. Verspröden, wodurch das erforderliche Rückfederungsvermögen der Dichtung herabgesetzt wird. Extreme Einsatzbedingungen erhöhen die Gefahr der Diffusion des abzudichtenden Mediums zwischen den Kontaktstellen durch das Dichtungsmaterial hindurch. Alles zusammen führt im Extremfall zu Leckage über dem Querschnitt. Ein weiterer Aspekt, der hier untersucht werden soll, ist die Anströmfestigkeit von Dichtungen. Gerade bei Kanalplatten von Automatikgetrieben gibt es entlang der Kanäle ungepresste Bereiche in denen das Druckmedium unter hohem Druck an der Dichtung vorbeiströmt, **Bild 1.2**. Nach längerem Betrieb kann es zur Schädigung der Dichtungsfläche kommen, wenn nicht eine gewisse Anströmfestigkeit des Dichtungsmaterials vorhanden ist. Ein solcher Schadensfall hat neben der Schädigung der Dichtung auch zwangsweise zur Folge, dass das Hydraulikmedium verunreinigt wird und zusammen mit der Dichtung ersetzt werden muss, da sonst die feinen Bohrungen der Steuerventile verstopft werden können.

Eine Flachdichtung muss in der Praxis oft gleichzeitig zum Teil widersprüchlichen Anforderungen genügen:

- Anpassungsfähigkeit (mit geringen Kräften verformbar),
- Widerstandsfähigkeit (Überpressung, Ausblasen),
- Kompressibel (also porös),
- Querschnittsdicht (also nicht porös),
- Kleinbauend (möglichst kleine Abmessungen),
- Mechanisch stabil (leichtes Handling, berstsicher).

Es gibt keine ideale Dichtung die für alle Anwendungsfälle gleichermaßen geeignet wäre, da weder Metalle, noch Kunststoffe alle geforderten Eigenschaften gleichzeitig erfüllen. Es haben sich daher mehrere Dichtungstypen etabliert. Werden Dichtungen durch eine Kombination von mehreren Werkstoffen aufgebaut, so fließen in die neue Dichtung nicht nur die Vorteile der beteiligten Werkstoffe ein, sondern auch die Nachteile. So erhöht sich, beispielsweise bei einer mit Elastomer beschichteten Metalldichtung, die mechanische Festigkeit gegenüber der reinen Elastomerdichtung, jedoch wird das Temperaturverhalten der Kombinationsdichtung weiterhin von der Temperaturbeständigkeit des Elastomers bestimmt.

## 1.2 Ziele der Arbeit

Das Ziel dieses Forschungsprojektes ist die optimale Auslegung von Flächendichtverbindungen die mit pulsierendem Innendruck bis 150 bar beaufschlagt werden. Die Industrie, besonders die Automobilbranche, zeigt ein großes Interesse an einer umfassenden wissenschaftlichen Untersuchung für Dichtstellen unter pulsierendem Innendruck. Die Ergebnisse sollen in Konstruktions- und Auslegungshinweisen gebündelt werden, die es dem Konstrukteur erlauben, für seine Anwendung die beste Dichtverbindung bezüglich Dichtmaterial und Flanschdesign zu gestalten. Die Erfüllung dieser übergeordneten Zielsetzung resultiert aus dem Erreichen der im Folgenden aufgeführten Einzelziele:

### **Ausarbeitung von Empfehlungen über die einzusetzenden Dichtungen**

Die experimentellen Untersuchungen der verschiedenen Dichtungsarten (Weichstoffdichtungen, Flüssigdichtungen, Metallsickendichtungen) sollen die Stärken und Schwächen der jeweiligen Dichtung bei Innendruckbelastung aufzeigen. Insbesondere ist die Auslegung folgender Größen von Bedeutung: Mindeststegbreiten, Schraubenabstände, Temperatur, Mindestflächenpressung, elastische Vorspannreserven, Oberflächenrauigkeiten der Flanschoberflächen sowie Flanschmaterial. Des Weiteren soll bei in dieser Arbeit der Frage nachgegangen werden, inwieweit Stahlschrauben bei Innendruckbelastungen durch Leichtmetallschrauben ersetzt werden können.

### **Abriebsfeste bzw. anströmfeste Dichtung**

Bei Steuergehäusen von Automatikgetrieben werden die Dichtungen unter hohem Druck vom Medium angeströmt. Anströmuntersuchungen sollen die optimale Beschichtung einer Dichtung für diese Belastungsart herausfinden.

### **Hohe Steifigkeit eines Gehäuses unter Innendruck**

Eine geringe Steifigkeit eines unter Innendruck stehenden Gehäuses führt zu Verformungen, die sich besonders auf die Dichtung negativ auswirken. Durch gewichtssparende Maßnahmen, wie das Anbringen von Verrippungen, soll ein möglichst steifer Abdichtbereich geschaffen werden.

## **1.3 Vorgehensweise bei der Lösungsfindung**

Die komplexe Belastung einer Dichtstelle mit pulsierendem Innendruck im Betrieb kann nicht mit einem einzigen Prüfstand untersucht werden. Vielmehr muss die Problematik in kleine Teilgebiete unterteilt werden, die für sich genommen eine wissenschaftliche Untersuchung zulassen. In **Bild 1.3** ist der Lösungsweg, strukturiert nach den unterschiedlichen Untersuchungen und theoretischen Ansätzen, dargestellt. Im Folgenden wird die Vorgehensweise für die Erreichung der Einzelziele näher beschrieben.

### **1.3.1 Experimentelle Untersuchungen**

Für die experimentellen Untersuchungen werden mehrere Prüfzellen benötigt, die eine Dichtverbindung mit einem pulsierendem Innendruck belasten.

Die erste Prüfeinrichtung gewährleistet eine homogene Flächenpressung auf der Dichtung. Mit ihr werden Grundlagenuntersuchungen an ringförmigen Modellflanschen durchgeführt. Dabei werden als erstes alle in der Arbeitsgruppe festgelegten Dichtungsmaterialien einer Belastungsprüfung unterzogen, damit eine Klassifizierung der verschiedenen Materialien vorgenommen werden kann. In einer zweiten Phase werden mit ausgewählten Materialien Standardversuche durchgeführt, wobei die Parameter Dichtungsmaterial, Temperatur, Vorspannung, Oberflächenrauheit, Medium, Stegbreite, Prüffrequenz, Innendruck und Flanschmaterial variiert werden. Bei den Untersuchungen ist der Einfluss dieser Parameter auf die Dichtverbindung von Interesse.

Mit einer zweiten Versuchseinrichtung werden die Versuche an den realitätsnahen Flanschen durchgeführt. Hier wird die Dichtung nicht mehr zwischen kreisförmige Modellflansche eingespannt, sondern es werden realitätsnähere Flansche verwendet, die eine gewisse Ähnlichkeit mit einer Kanalplatte aus einem Automatikgetriebe aufweisen. Bei dieser zweiten Prüfzelle ist die Flächenpressung nicht mehr homogen auf der Dichtung, sondern der Pressungsverlauf entspricht dem verwendeten Verschraubungsbild. Das Ziel dieser Versuche ist es, ausgewählte Dichtungsmaterialien unter realitätsnahen Bedingungen zu untersuchen.

Für den Vergleich von Stahl und Leichtmetallschrauben wird eine weitere Prüfzelle benötigt.

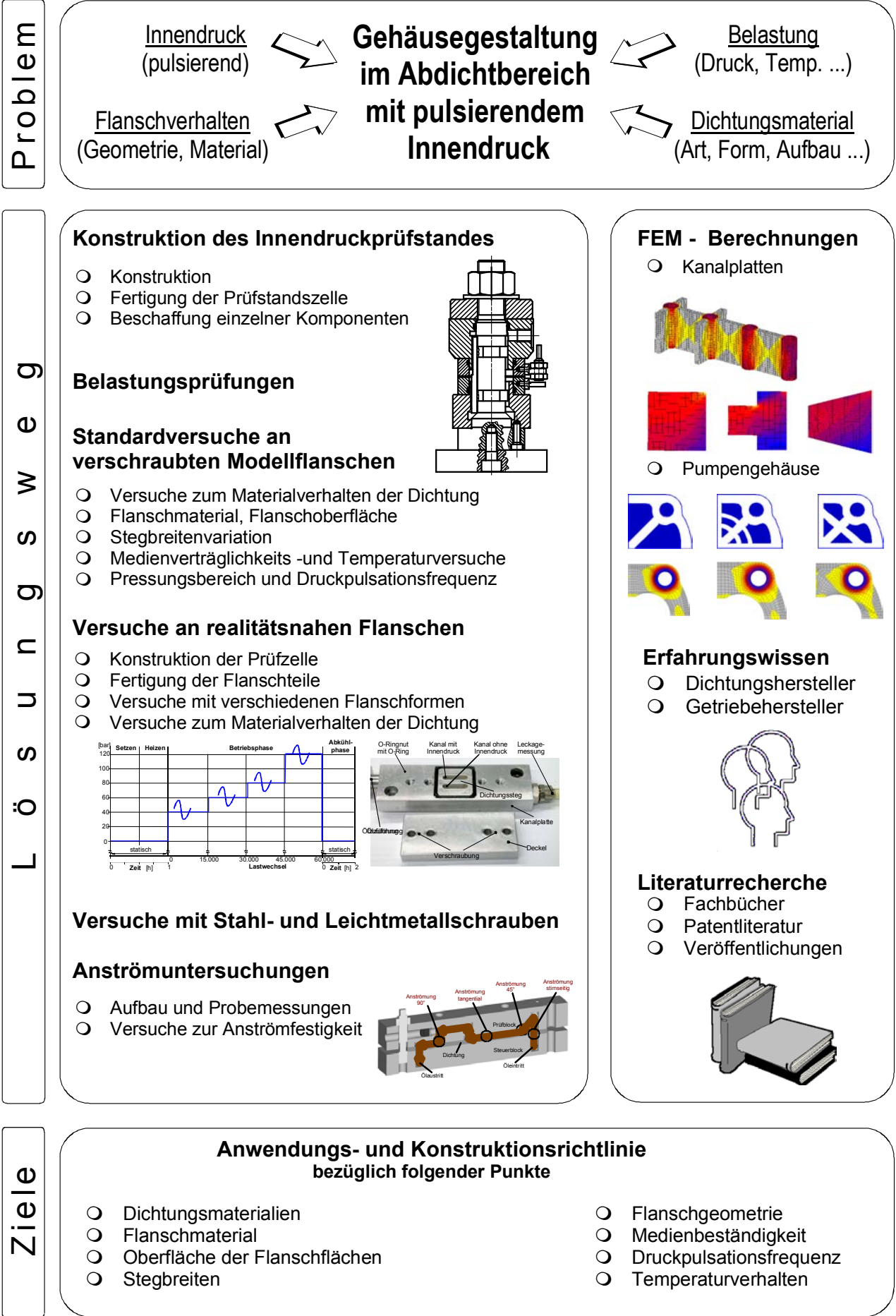
Die Abriebsfestigkeit und Anströmfestigkeit eines Dichtungsmaterials bzw. einer Beschichtung wird mit einem vierten Prüfstand untersucht. In dieser Zelle wird die Dichtung unter verschiedenen Winkeln und unter hohem Druck angeströmt. Mit diesen Untersuchungen soll auch herausgefunden werden, welche Anströmwinkel für eine Dichtung besonders schädlich sind.

### **1.3.2 Finite Elemente Berechnungen**

Bauteile die mit einem Innendruck belastet werden, verformen sich verstärkt. Wenn die Steifigkeit des Bauteils nicht ausreicht, kommt es besonders im Bereich der Trennfuge zu Klaffungen. Diese Problematik eignet sich sehr gut für die Untersuchung mit strukturmechanischen Verfahren. Zur Optimierung der Steifigkeit wird die Finite-Elemente-Methode (FEM) eingesetzt. Neben der Steifigkeit muss auch die Flächenpressung auf der Dichtung berücksichtigt werden. Die Optimierung wird dabei in Anlehnung an die Methode des systematischen Konstruierens von „Innen nach Außen“ durchgeführt. Am Beispiel von Kanalplatten einer Getriebesteuerung heißt das, dass zunächst die innen liegenden Stege optimiert werden, danach die Anordnung der Schrauben und zum Schluss, mit zunehmender Erfahrung, ganze Gehäuse.

### **1.3.3 Erfahrungswissen**

Durch enge Kontakte zu verschiedenen Getriebehersteller und Dichtungshersteller wird sichergestellt, dass in allen Phasen des Projektes der notwendige Bezug zur Praxis gegeben ist.





## 2 Stand der Forschung und Technik

In diesem Kapitel wird zunächst auf den Stand der Technik am Institut für Maschinenelemente (IMA) eingegangen, da hier durch eine Vielzahl von Projekten über mehrere Jahre umfangreiche Erkenntnisse über die Gestaltung von Gehäusetrennstellen gewonnen wurden. Anschließend wird ein Überblick über den allgemeinen Kenntnisstand gegeben, der sich aus der projektbegleitenden Literaturrecherche ergeben hat.

### 2.1 Vorarbeiten am Institut

Die Thematik der statischen Dichtungstechnik wurde am IMA bereits in mehreren Forschungsprojekten behandelt. Im Mittelpunkt dieser Arbeiten standen drehmomentbelastete Dichtstellen von Fahrzeug- oder Industriegetrieben.

In den ersten FVA-Forschungsvorhaben 152I+II [2], [3], zum Thema „Deckeldichtungen“ wurden grundlegende Untersuchungen an Flanschverbindungen, die nach Gesichtspunkten des Leichtbaus konstruiert wurden, durchgeführt. Infolge des Leichtbaus kommt es zu erhöhten Relativbewegungen in der Dichtungsebene, durch die das Dichtungsmaterial beschädigt wird. Für die experimentellen Untersuchungen wurden mehrere Prüfstände aufgebaut. Mit der Pressungsverteilungsprüfeinrichtung (PVP) ist es möglich, Pressungsabdrücke einer bestehenden Dichtverbindung unter statischer Belastung aufzunehmen. Der Deckeldichtungsprüfstand (DDP) bietet die Möglichkeit, verschiedene Gehäusegeometrien hochdynamisch zu belasten. Dabei wird der Einfluss verschiedener Parameter (Schraubenkraft, Steifigkeit der Flansche, etc.) auf das Verformungsverhalten eines Nkw-Hinterachsgetriebes untersucht. Das Ergebnis dieser Arbeiten waren erste Auslegungshinweise und Konstruktionsrichtlinien für Gehäuseabdichtungen.

Kennwerte des Dichtungsmaterials für eine FE-Simulation konnten aufgrund der komplexen Belastungszyklen mit der oben genannten Prüfeinrichtung nicht ermittelt werden. Hierfür eignet sich der Flächendichtungsprüfstand (FP) mit dessen Hilfe einfache Ringproben untersucht werden können. Mit diesen Erkenntnissen wurden im Rahmen des Forschungsprojektes „Deckeldichtungen II“ die Grundlagen der Finite-Elemente-Berechnungen von Flächendichtverbindungen geschaffen. Mit einem einfachen nichtlinearen Dichtungswerkstoffmodell wurden Ergebnisse erzielt, die mit der statischen Montagepressungsverteilung aus der PVP gut übereinstimmen.

Das Nachfolgevorhaben 152/III [4] beschäftigt sich mit praxisnahen Untersuchungen an einem Industriegetriebe aus Grauguss und einem 5-Gang Handschaltgetriebegehäuse aus Aluminium. In Dauerversuchen am DDP wurden wichtige Parameter aus der Dichtungsumgebung variiert und deren Einfluss auf die Dichtverbindung betrachtet. Wie bei den vorangegangenen Projekten wurden die gewonnenen Erkenntnisse in Gestaltungs- und Auslegungshinweisen zusammengefasst.

In dem FVA-Forschungsvorhaben 308/I [6] wurde das Interesse verstärkt auf Aspekte des Leichtbaus bei der Gestaltung von Fahrzeuggetriebegehäusen gerichtet. Mit dem Ziel, eine allgemeingültige Richtlinie zur günstigen Gestaltung und Dimensionierung des Abdichtbereichs hochbelasteter

Getriebegehäuse hinsichtlich der Hauptanforderungen Dichtsicherheit im Betrieb und geringes Gewicht zu schaffen, wurden Finite Elemente Analysen (FEA) zur Pressungsoptimierung und zur Steifigkeits- und Gewichtsoptimierung im statischen und dynamischen Betriebsfall durchgeführt. Die Simulationsergebnisse wurden experimentell auf dem modifizierten Deckeldichtungsprüfstand (DDP) verifiziert. Bei der erwähnten rechnerbasierten Steifigkeits- und Gewichtsoptimierung eines Seriengerätegehäuses kamen zwei verschiedene Methoden zum Einsatz: die intuitive Optimierung mit Hilfe der FEM sowie die iterative, algorithmusgestützte Topologie- und Shapeoptimierung.

Parallel zu den FVA- Forschungsvorhaben wurden am Institut für Maschinenelemente auch DFG-Forschungsprojekte auf dem Gebiet der statischen Dichtungstechnik durchgeführt. Das Projekt Le 409/13-1,2 [13] befasst sich, aufbauend auf die Erfahrungen des Vorhabens „Deckeldichtungen I“, mit der Auswirkung der dynamischen Scherbelastung auf ein Dichtungsmaterial. Zu diesem Zweck wurde der Flächendichtungsprüfstand (FP) aufgebaut. Dabei wurde sowohl für faserverstärkte Weichstoffdichtungsmaterialien als auch für anaerob aushärtende Dichtmassen für eine Einlaufphase und für den stabilisierten Betriebszustand ein komplexes, nichtlineares Verformungsverhalten ermittelt, das im Wesentlichen von der Beanspruchungsfrequenz, der Scherungswinkelamplitude, der Flächenpressung und der Temperatur beeinflusst wird.

In dem DFG Folgevorhaben Le 409/21-1, 2, 3 [14] - [16] wurde das o.g. nichtlineare Werkstoffmodell weiterentwickelt und für allgemeine Dichtverbindungen verifiziert. Mit dem Programm „IMAStruct“ können Flächendichtverbindungen im Abdichtbereich hinsichtlich einer homogenen Verteilung der Pressung auf der Dichtfläche und hinsichtlich einer optimalen Torsionssteifigkeit gegenüber abzustützenden äußeren Momenten mit der Methode der Topologieoptimierung automatisiert konstruktiv gestaltet werden.

Dem allgemeinen Trend zur Abdichtung mit Flüssigdichtungsmitteln folgt auch die Forschung am Institut für Maschinenelemente. Das aktuelle DFG-Forschungsprojekt Le 409/38-1, [18] untersucht den Einfluss der Oberfläche bei flüssigabgedichteten Flanschen im Maschinenbau. Als FIP-Flüssigdichtungsmittel kommen RTV-Silikone und anaerob aushärtende Dichtungen zum Einsatz. Sie werden einer hohen dynamischen Scherbelastung auf dem Flächendichtungsprüfstand ausgesetzt.

## 2.2 Stand der Technik allgemein

Auf dem Gebiet der Normung wurde der Schwerpunkt in den letzten Jahren auf eine standardisierte Ermittlung von Dichtungskennwerten gelegt. Die Normen DIN 28090 1 bis 3 und DIN 28091 1 bis 4 beinhalten die Definition von Dichtungskennwerten und Anforderungen für bestimmte Dichtungswerkstoffgruppen als Basis für technische Lieferbedingungen [11], [12]. Ab dem Jahr 2003 wird die DIN 28090 durch die DIN 13555 ersetzt. Die in diesen Normen definierten Dichtungsmerkmale und Prüfverfahren gelten für Anwendungen bei im Wesentlichen statischen Betriebsverhältnissen im Rohrleitungs- Armaturen- und Apparatebau. Das Verhalten der Dichtungen bei schnellen Lastwechseln von Druck und Temperatur, wie es sich z.B. bei der Abdichtung von Kompressoren, Verbrennungsmotoren oder Pumpen einstellt, wird nicht berücksichtigt. Diese Arbeit

strebt Erkenntnisse über das Dichtungsverhalten bei dynamischen Belastungen durch pulsierenden Innendruck an.

Literaturrecherchen ergaben außerdem, dass vor allem Dichtungshersteller eine Reihe von Dichtungsprüfeinrichtungen einsetzen. Diese Prüfverfahren dienen primär zum qualitativen Vergleich verschiedener Dichtungsmaterialien, wobei im Allgemeinen folgende Kennwerte ermittelt werden [1]:

- |  |   |
|--|---|
| <input type="radio"/> Mindestflächenpressung,            | <input type="radio"/> Reibverhalten,        |
| <input type="radio"/> Druckstandfestigkeit,              | <input type="radio"/> Zugfestigkeit,        |
| <input type="radio"/> Zusammenpressung und Rückfederung, | <input type="radio"/> Medienbeständigkeit,  |
| <input type="radio"/> Gasdichtigkeit,                    | <input type="radio"/> Druckverformungsrest, |
| <input type="radio"/> Flüssigkeitsdichtigkeit,           | <input type="radio"/> Adhäsionsverhalten.   |

Diese technischen Daten dienen dem Konstrukteur als Entscheidungshilfe, ob sich ein Dichtungsmaterial für eine definierte Abdichtaufgabe eignet oder nicht. Der Einfluss konstruktiver Maßnahmen auf die Dichtheit eines Bauteils kann mit diesen Prüfständen nicht untersucht werden. Zur Gestaltung von Dichtverbindungen gibt es bereits eine Reihe von qualitativen Hinweisen und Richtlinien, [10], [19]-[21]. Diese zumeist aus Basis- und Erfahrungswissen abgeleiteten Gestaltungsvorschläge sind nicht ausgereift und helfen allenfalls grobe Konstruktionsfehler zu vermeiden.

Die gestiegene Leistungsdichte sowie die Forderung nach Gewichtersparnis im Aggregatebau führen dazu, dass Flächendichtverbindungen immer höheren mechanischen und thermischen Belastungen standhalten müssen. Diese Faktoren und der zunehmende Kostendruck bei der Fertigung von Motoren-, Pumpen oder Getriebegehäusen begünstigen die ständige Entwicklung neuer Dichtungstechnologien durch die Dichtungshersteller. Das Verbot von bewährten aber gesundheitsbedenklichen asbesthaltigen Dichtungsmaterialien sowie strenge Vorschriften zur Reduzierung zulässiger Emissionen durch statische Dichtungen haben diese Entwicklungen weiter vorangetrieben. Im Folgenden wird ein kurzer Überblick über die drei bekanntesten und am häufigsten eingesetzten Dichtungsmaterialien gegeben. Dabei wird bei den Weichstoff-, Metallsicken- und Flüssigdichtungen besonders auf die neuesten Entwicklungen eingegangen.

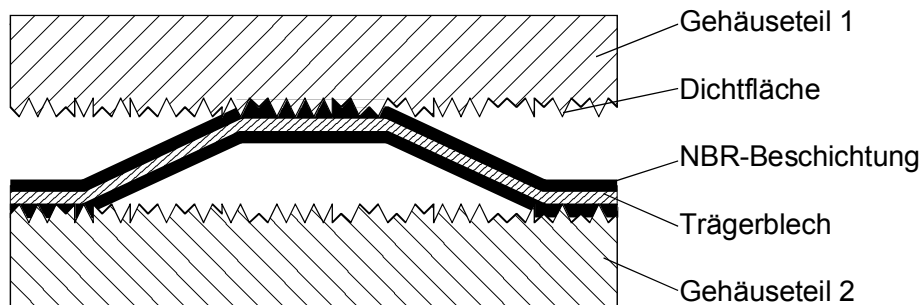
### 2.2.1 Weichstoffdichtungen

Die wohl bekannteste und älteste Dichtungsart ist die Weichstoffdichtung. Sie findet immer noch Anwendung im Anlagen und Aggregatebau. Die elastomergebundene und faserverstärkte Weichstoffdichtung wird im Kalanderverfahren hergestellt werden. Die Dichtungsgeometrie wird mit Hilfe von einem Laser- oder Wasserstrahl herausgeschnitten. Nachteilig an dieser Technologie sind der hohe Fertigungsaufwand sowie der Verschnitt an Dichtungsmaterial bei Dichtflanschformen mit einem umlaufenden Steg und großem Hohlraum. Durch die optimierte Anordnung von Dichtungen verschiedener Größe kann der Verschnitt stark minimiert werden. Problematisch kann bei Weichstoffdichtungsmaterialien auch die Erosionsfestigkeit bei tangentialer Anströmung durch ein flüssi-

ges Medium sein, wie es z.B. bei der Abdichtung von geteilten hydraulischen Steuergeräten in Automatikgetrieben der Fall ist. Die Lebensdauer dieser Dichtungen kann mittlerweile jedoch durch Oberflächenbeschichtungen signifikant gesteigert werden [23].

### 2.2.2 Metallsickendichtungen

Mit Dichtungen aus elastomerbeschichtetem, gesicktem Stahlblech ist es jedoch in jüngster Zeit möglich geworden die Vorteile von Elastomeren und Metallen besser zu vereinen. Der prinzipielle Aufbau dieser Sickendichtung ist aus **Bild 2.1** ersichtlich.



*Bild 2.1 Aufbau und Funktionsweise einer Metallsickendichtung*

In diesem Projekt, sollen Metallsickendichtungen untersucht werden, die aus einem gesickten Stahlblech bestehen, das auf beiden Seiten mit einer dünnen Elastomerschicht versehen ist. Das hat zur Folge, dass von dem Elastomer lediglich noch die Mikroabdichtung, also das Auffüllen der Oberflächenrauigkeiten auf den Dichtflächen übernommen wird. Die Beschichtungsdicke beträgt üblicherweise zwischen 20 und 120  $\mu\text{m}$ , **Tabelle 2.1**. Das Stahlblech übernimmt die mechanische Festigkeit der Dichtung. Die Sicke sorgt sowohl für die Anpassung an die Unebenheiten der Dichtflächen, als auch für das nötige Rückstellvermögen. Einlagige Sickendichtungen sind einfach und preiswert aufgebaut und werden unter anderem in Industrie- und Getriebeabdichtungen verwendet, wenn die Dichtspaltunebenheiten und -änderungen unter 0,1 mm bleiben [35]. Mehrlagige Sickendichtungen erlauben höhere Federwege und Unebenheiten oder bei sonst gleichen Bedingungen eine längere Lebensdauer, da die einzelnen Sicken dann weniger belastet werden.

Werkstoff	Dicke	Beschichtung	Anwendungen
Kohlenstoffstahl	0,25 mm	NBR 60 $\mu\text{m}$	Industrie- u. Autonebendichtungen
Kohlenstoffstahl	0,25 mm	NBR 20 $\mu\text{m}$	Industriedichtungen
Kohlenstoffstahl	0,25 mm	HNBR 25 $\mu\text{m}$	Zylinderkopfdichtungen
Rostfreier Federstahl	0,20 mm	NBR 25 $\mu\text{m}$	Industrie- u. Zylinderkopfdichtungen
Rostfreier Federstahl	0,20 mm	FPM 25 $\mu\text{m}$	Industrie u. Zylinderkopfdichtungen

*Tabelle 2.1 Werkstoffkombinationen und Anwendungen für Sickendichtungen [35]*

Ein großer Nutzen dieser Sickendichtungen ist, dass das Temperatur- und Zeitverhalten weitestgehend nur noch vom Metall und nicht mehr vom Polymer bestimmt wird. Damit erfüllen Metallsickendichtungen ihre Aufgabe über einen längeren Zeitraum und in einem höheren Temperaturbe-

reich (bis 180°C und in Sonderfällen bis 250°C) gegenüber gewöhnlichen Kombinationsdichtungen [35].

Ein zusätzlicher Vorteil ist, dass aufgrund der Sicke eine linienförmige Pressung erzeugt wird. Dadurch werden auch bei geringen Schraubenkräften und bei biegeweichen und schmalen Dichtstegen sehr gute Pressungsverhältnisse erzielt, die durch herkömmliche Flachdichtungen nicht erreicht werden können, so dass die kritische Mindestflächenpressung gut eingehalten werden kann. Deswegen sind Sickendichtungen auch vorteilhaft bei Gewichts- und Materialeinsparungen im Leichtbau einsetzbar. Je nach Flächenpressung und Auslegung der Dichtstelle werden Halb- oder Vollsicken mit unterschiedlicher Steifigkeit verwendet, **Bild 2.2**, [37].

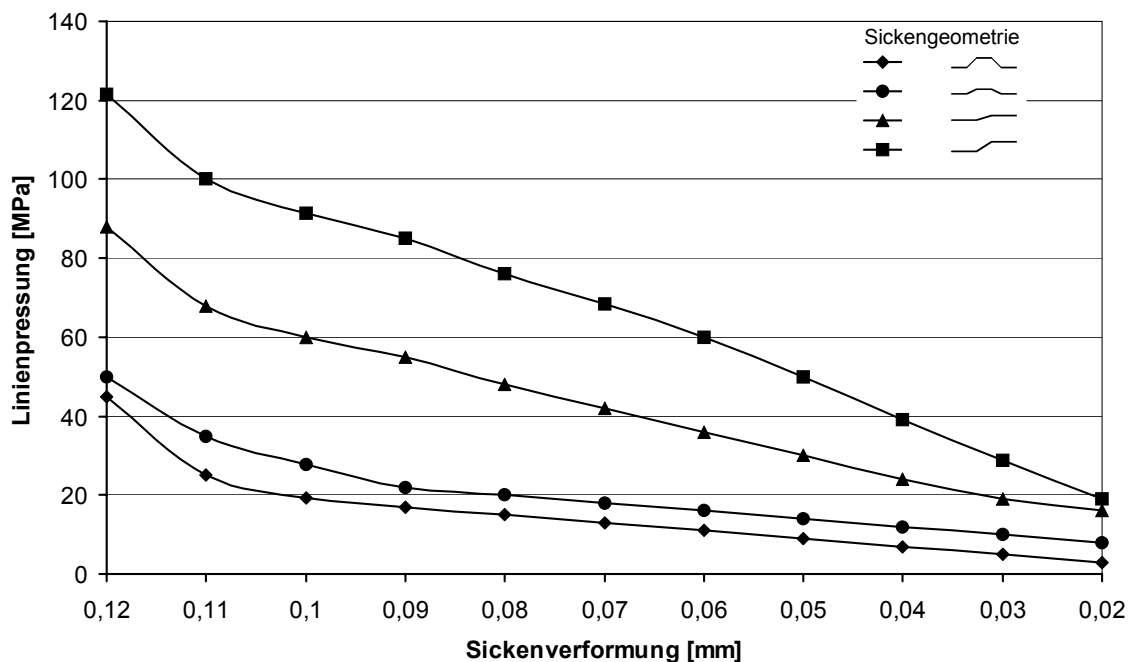


Bild 2.2 Einfluss der Sickengeometrie auf die Linienpressung bei der Entlastung [35]

Eine Metallsickendichtung besitzt ein hohes Rückstellvermögen bei Dichtspaltänderungen und kann je nach Sickenhöhe 0,1 bis 0,2 mm Weg überbrücken. Bei üblichen Metalldichtungen sind es hingegen lediglich 0,01 bis 0,02 mm. Als Bleche sind je nach Anforderung Kohlenstoffstahl, rostfreier Edelstahl oder Federstahl im Einsatz. Bei Bedarf kann das Blech auch gehärtet werden. Während die Sicke einer Dichtung aus Kohlenstoffstahl nur eine begrenzte Anzahl von Deformationen übersteht, kann eine Sicke aus Federstahl Millionen von Lastwechseln verkraften, benötigt dann allerdings harte Werkstoffe für die Dichtflächen [35], [36].

Zur Auslegung der Sickengeometrie sowie für die Optimierung des Herstellprozesses und des Dichtungsdesigns wurde von der Firma REINZ das Programm „PROTEUS“ auf Basis der Finiten Elemente Methode entwickelt [38]. Es ermöglicht das Berechnen von dünnen Metalllagen mit dünnsten Beschichtungen, speziell auch für Mehrlagenstahl (MLS)- Dichtungen, wie sie z.B. in Zylinderkopfdichtungen eingesetzt werden. Wird die Beschichtung des Sickenprofils in der Rechnung berücksichtigt, ergibt sich ein Unterschied in der Vergleichsspannung von etwa 30%, **Bild 2.3**.

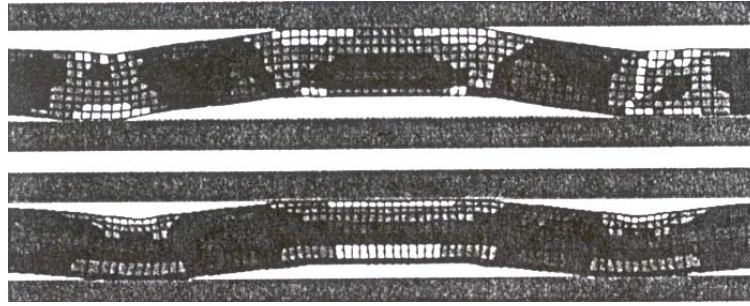
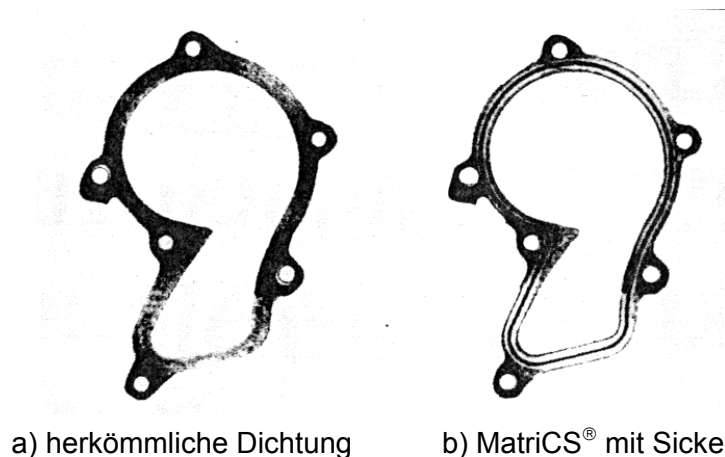


Bild 2.3 Vergleich zwischen unbeschichtet (oben) und beschichtet (unten) gerechneter Sicke [38]

Eine neue Entwicklung für Sickendichtungen wurde unter dem Namen „Reinz-MatriCS“ ebenfalls von der Firma REINZ vorgestellt, **Bild 2.4**. Dabei wird ein faserverstärktes Elastomer beidseitig aufgetragen [27]. Das hat zur Folge, dass zusätzlich zur Sicke auch das faserverstärkte Elastomer zum Rückstellvermögen und zur Anpassungsfähigkeit der Dichtung beiträgt. Es ergibt sich auch ein günstigeres Dämpfungsverhalten bei stark dynamischen Vorgängen, wodurch Sickenbrüche vermieden werden können. Eine spezielle Auslegung der Dichtung erlaubt darüber hinaus Dauerbetriebstemperaturen von bis zu 220 °C, kurzzeitig sogar 300 °C.



a) herkömmliche Dichtung

b) MatriCS® mit Sicke

Bild 2.4 Wasserpumpendichtung – Abdrücke mit Fuji-Pressungspapier [33]

Im Prinzip ist es auch möglich, die Dichtfläche mit einer Sicke zu versehen, was bei Blechtiefziehteilen, z.B. für Abschlussdeckeln, geschehen kann [30]. Allen oben genannten Vorteilen stehen die erheblichen Mehrkosten einer Metallsickendichtung im Vergleich zu den anderen Dichtkonzepten gegenüber.

### 2.2.3 Flüssigdichtungen

In der Automobilbranche ist ein unaufhaltsamer Trend hin zu Flüssigdichtungen zu erkennen, bei dem die bewährten Weichstoffdichtungen oder Metallsickendichtungen in vielen Bereichen der Automobiltechnik ersetzt werden. Flächendichtungen auf Basis flüssiger Dichtmittel zeichnen sich besonders durch gute Integration in den automatischen Montageprozess aus. Ein weiterer Vorteil ist die einfache Lagerhaltung. Alles zusammen macht die Flüssigabdichtung zu einer kostengünstigen Alternative zu den bisherigen Formdichtungen.

Flüssigdichtmitteln werden je nach Art der Aufbringung in mehrere Gruppen unterteilt: **FIP-Flächendichtungen (Formed In Place)** werden im flüssigen Zustand auf eine der Flanschhälften aufgetragen. Durch das Fügen wird das Dichtungsmaterial über die Flanschoberfläche gleichmäßig verteilt. Nachdem das Dichtungsmaterial ausgehärtet ist, entsteht zwischen den eine dauerhafte Dichtung. In diesem Projekt werden ausschließlich FIP-Dichtungen untersucht.

**CIP-Flächendichtungen (Cured In Place)** werden im flüssigen Zustand in Raupenform auf eine Flanschhälfte aufgebracht. Das Fügen der Bauteile erfolgt erst, nachdem das Material ausgehärtet ist. Die Dichtwirkung erreicht der Werkstoff durch Kompression während der Montage.

**IIP-Flächendichtungen (Injected In Place)**. Bei dieser Technologie werden die abzudichtenden Gehäusehälften zuerst formschlüssig verbaut und dann das Flüssigdichtmittel über ein Dosiersystem in eine Nut eingespritzt. Die Nut wird schon vor der Montage in die Flanschoberfläche eingebracht. Nach der Aushärtung steht ein elastisches Dichtelement mit Adhäsion zu beiden Bauteilen zur Verfügung. Die Vorteile dieses Verfahrens liegen darin, dass keine Veränderung der Spalthöhe zwischen den beiden Dichtflächen durch das Einbringen einer Dichtung eintritt. Das Dichtmittel befindet sich durch Reibung zwischen den metallischen Stegen neben der Nut im Kraftnebenschluss. Die Nachteile dieses Verfahrens liegen in den höheren Kosten durch die Fertigung einer umlaufenden Nut auf der Dichtfläche und in dem hohen Automatisierungsaufwand zur kontrollierten blasenfreien Befüllung der Dichtnut mit Flüssigdichtmittel [22].

**MIP-Flächendichtungen (Molded In Place)** sind Profildichtungen, die in der Regel in eine Nut in eine der beiden Flanschhälften aufgebracht werden und in eine profilierte Gegenform; danach werden die Teile gefügt. Nach dem Aushärten der Dichtung wird die Gegenform entfernt und die Dichtung haftet auf dem Flansch [29].

In **Bild 2.5** sind alle Trennstellen im Antriebsstrang und Motorbereich eines Kfz dargestellt, die nach heutigem Stand der Technik mit Flüssigdichtungen abgedichtet werden können.

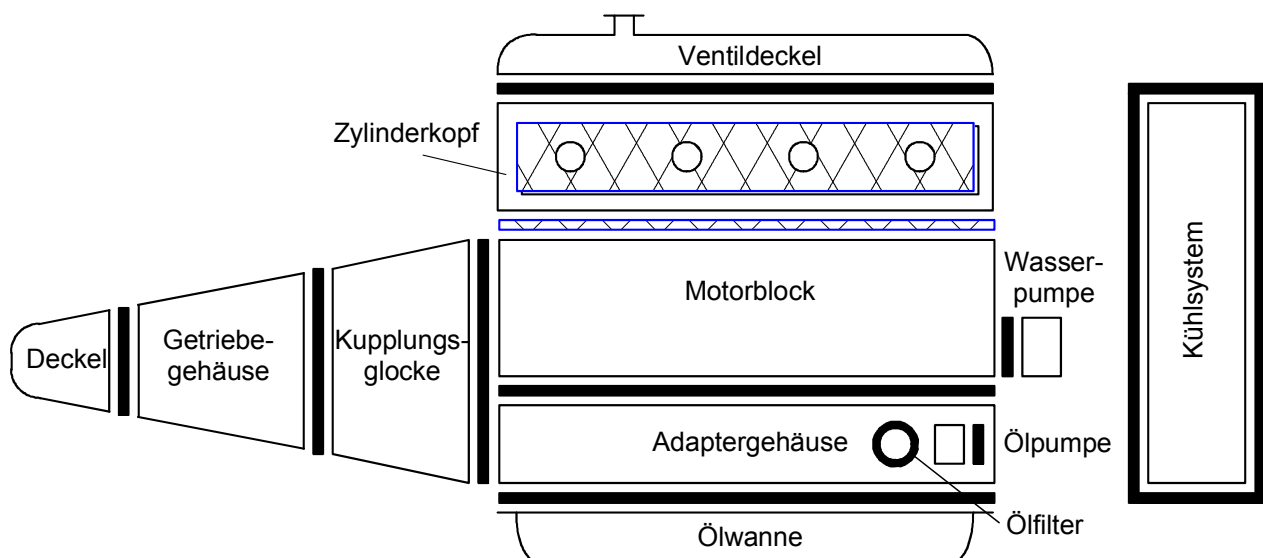


Bild 2.5 Flüssigabgedichtete Trennstellen im Getriebe- und Motorbereich nach heutigem Stand der Technik

### 3 Standardversuche an verschraubten Modellflanschen

Die Untersuchungen an verschraubten Modellflanschen werden in zwei verschiedene Versuchsreihen eingeteilt. Zunächst geht es darum, die Belastungsgrenzen der eingesetzten Materialien mit der aufgebauten Versuchseinrichtung zu erforschen. Hierbei werden alle von der FVA-Arbeitsgruppe vorgeschlagenen Dichtungsmaterialien untersucht, um sie gegeneinander abzugrenzen und um die Belastungsparameter für die weiteren Versuche zu ermitteln. Im zweiten Teil werden mit ausgewählten Materialien Standardversuche an Modellflanschen durchgeführt. Das Materialverhalten der Dichtung wird dabei unter nahezu realen Bedingungen untersucht. Eine Besonderheit dieser Untersuchungen ist die homogene Pressungsverteilung auf der Dichtung, womit der Einfluss der Verschraubung keine Rolle spielt. Die Erkenntnisse aus diesen Untersuchungen fließen dann als erste Gestaltungshinweise in die Versuche an realitätsnahen Flanschen ein. Die Geometrie der realitätsnahen Flansche hat im Gegensatz zu den Modellflanschen keine Kreisringform mehr, sondern folgt der Geometrie eines realitätsnahen Flansches.

#### 3.1 Aufbau des Innendruckprüfstandes (IP)

Die Innendruckuntersuchungen wurden mit der in **Bild 3.1** dargestellten Prü fzelle durchgeführt. Die zu prü fende ringförmige Dichtung ( $d_i = 40 \text{ mm}$ ;  $d_a = 60 \text{ mm}$ ) wird zwischen zwei Modellflansche eingelegt und mit einer Zentralschraube verspannt. Dadurch werden das Setzverhalten und die damit verbundene Entlastung der Dichtung bei entsprechendem Druck realitätsnah nachgebildet. Durch die zentrale Verschraubung der Flansche wird gewährleistet, dass sich auf der Dichtung eine homogene Pressung einstellt. Das hat den Vorteil, dass die Flächenpressung auf der Dichtung über die Schraubenlängskraft errechnet werden kann und zwar sowohl im statischen, als auch im dynamischen Betrieb. Eine Passfeder gewährleistet eine torsionsfreie Montage der Dichtung, wodurch sie während der Einbauphase nicht beschädigt wird. Ein Hydraulikaggregat beaufschlagt den Innenraum mit einem variabel einstellbaren pulsierenden Innendruck. Zwischen Hydraulikaggregat und Prü fzelle kann im Bedarfsfall ein Medientrenner zwischengeschaltet werden. Dieser ermöglicht die Untersuchung unterschiedlicher Medien. Der Innenraum der Prü fzelle wird nach außen hin mit O-Ringen abgedichtet. Diese sind radial angeordnet damit sie keinen Einfluss auf die zu prü fende Dichtung haben. Da eine Vielzahl von Parametern variiert werden soll, ist die Geometrie der variablen Bauteile aus Kostengründen einfach gestaltet. Der gesamte Prüfstand ist auf einer Grundplatte befestigt und steht auf einem Prüfstandstisch.

Die Messtechnik am Prüfstand ist auf dem neuesten Stand der Technik. Mit Hilfe eines Kraftmessrings auf DMS-Basis wird die Schraubenkraft ermittelt. Die Veränderung der Dichtungsdicke wird berührungslos mit einem auf Wirbelstrombasis arbeitendem Mess-System erfasst. Es ermöglicht eine Wegauflösung von  $0,5 \mu\text{m}$ . Die Aufheizung der Prü fzelle wird mit Hochleistungsheizpatronen, die in der Grundplatte eingebaut sind, realisiert. Die eingesetzte PID-Temperaturregelung hält die Temperatur im Innenraum bis auf  $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$  konstant. Die Druckbeaufschlagung der Prü fzelle erfolgt



mit einem leistungsfähigen Hydraulikaggregat. In **Tabelle 3.1** sind die technischen Daten des Innendruckprüfstandes aufgelistet.

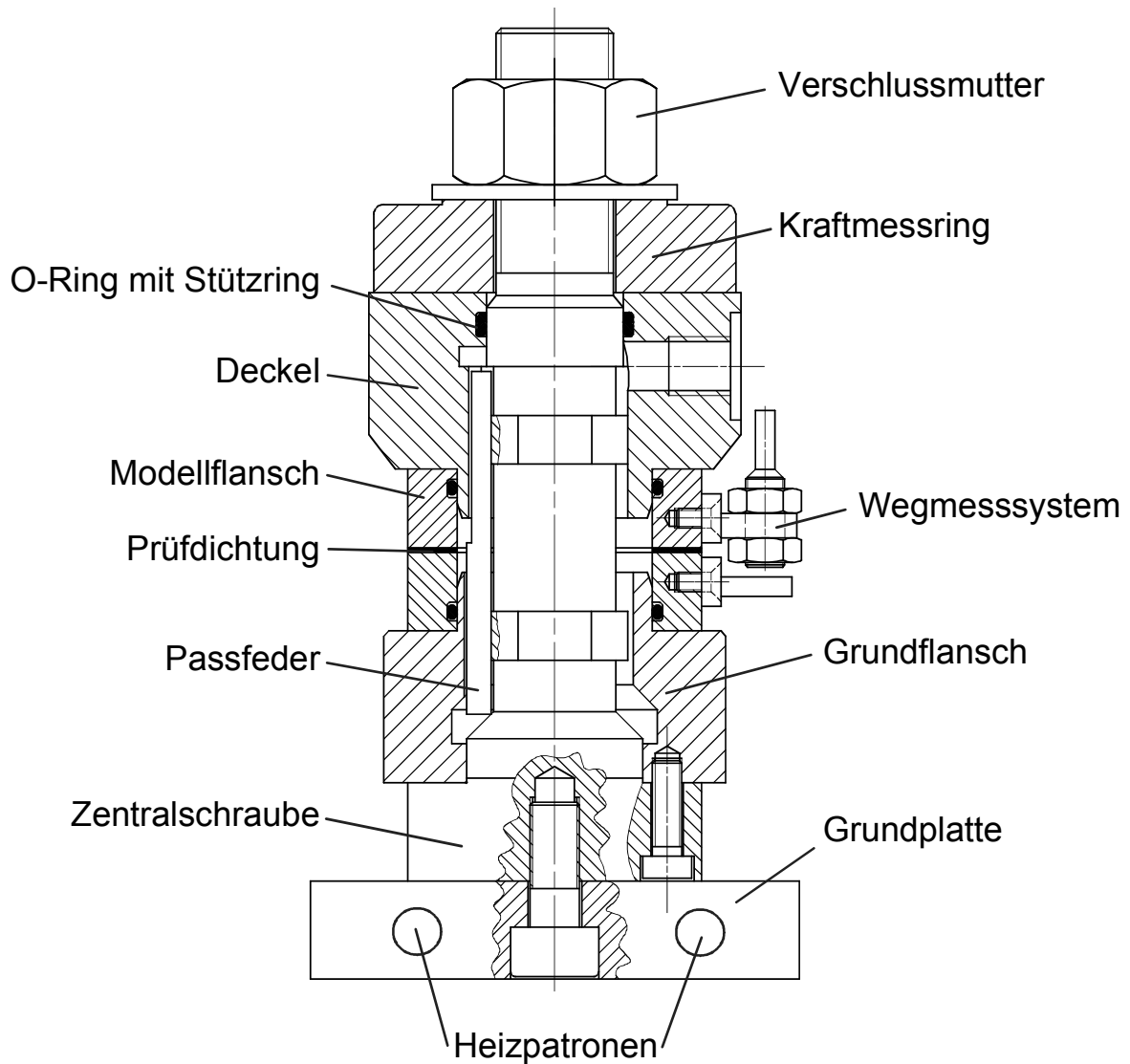


Bild 3.1 Zusammenbauzeichnung des Innendruckprüfstandes (IP)

Parameter	Bereich
Innendruck	0 bis 150 bar
Druckpulsationsfrequenz:	bis 50 Hz (variabel)
Dichtungsform	Ringförmig
Dichtungsgeometrie	Innendurchmesser 40 mm (fest) Außendurchmesser 45- 60 mm (variabel)
Temperatur	-10 bis 150 °C
Flächenpressung	0 bis 200 MPa
Dichtungsdicke	0 bis 3 mm

Tabelle 3.1 Technische Daten des Innendruckprüfstandes (IP)

Für die Aufzeichnung der Mess-Signale wurde ein Datenerfassungsprogramm unter Visual Designer programmiert, **Bild 3.2**. Die Mess-Signale werden zunächst an der Messkarte des PC's abgegriffen und in einzelne Zweige zur Weiterverarbeitung aufgeteilt. Hier soll der Signalverlauf am Beispiel des Drucks erklärt werden. Im ersten Schritt wird die Spannung mit Schiebereglern (Geradengleichung:  $y=mx+b$ ) in die richtige Maßeinheit umgerechnet. Ein Anzeigefunktionsblock macht das Signal auf dem Bildschirm sichtbar. Zum Speichern werden alle Signale zusammengefasst und in einer Textdatei abgelegt. Für die Weiterverarbeitung der Messdaten wird ein Tabellenkalkulationsprogramm herangezogen.

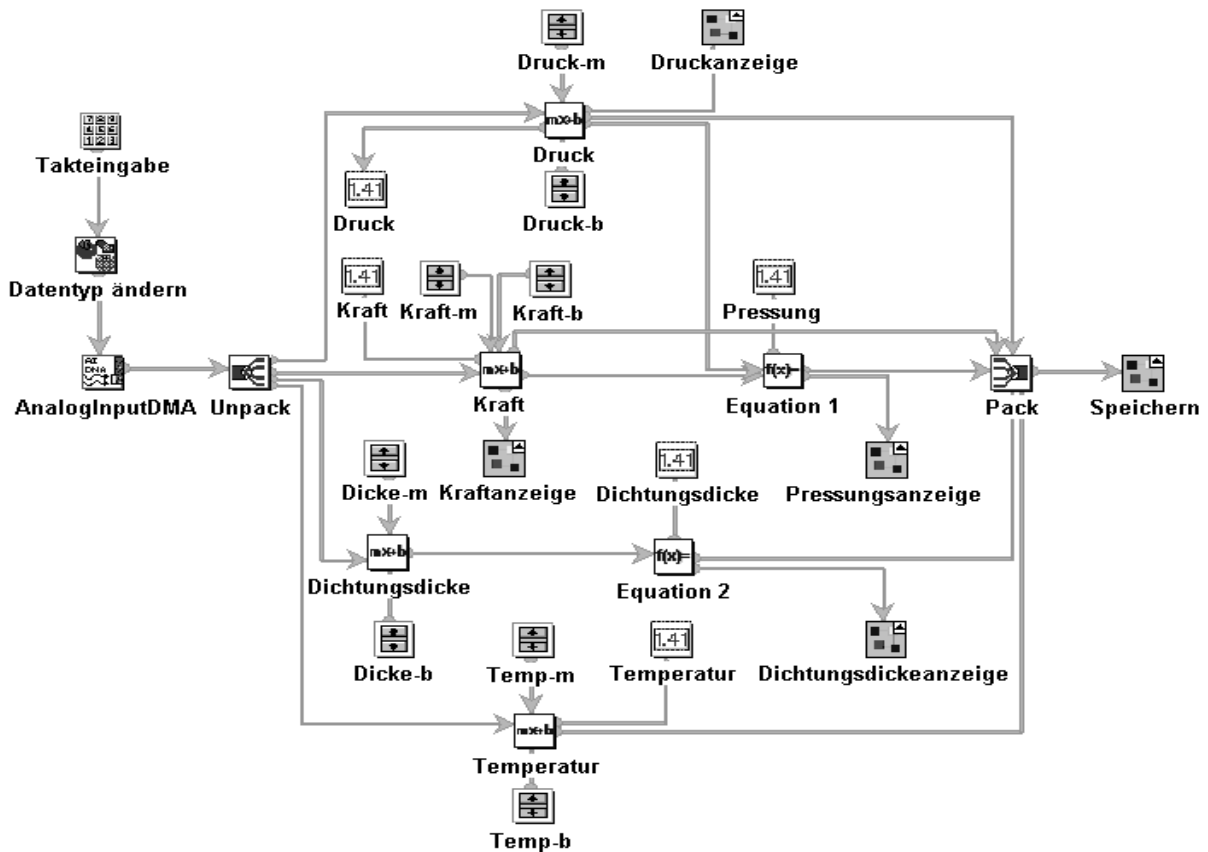


Bild 3.2 Programmieroberfläche des Messprogramms für den IP

Während des Versuchs wird die Schraubenlängskraft, die Flächenpressung, die Dichtungsdicke, die Temperatur und eventuell die Leckage erfasst. Für die Regelung des Prüfbetriebs werden der Innendruck und die Temperatur in der Nähe der Dichtung gemessen. In **Bild 3.3** ist die Oberfläche des Datenerfassungsprogramms dargestellt. Mit Hilfe der Linienschreiber ist es möglich den dynamischen Prüfbetrieb sehr genau zu beobachten.

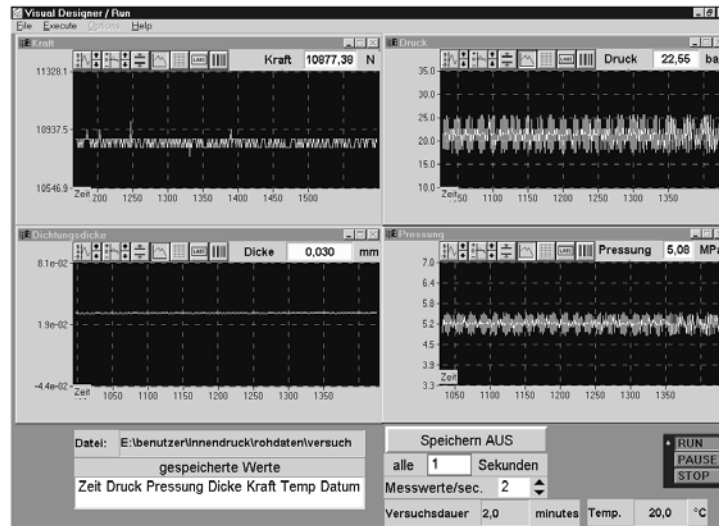


Bild 3.3 Oberfläche des Datenerfassungsprogramms für den IP mit Kraft- Druck- Dichtungsdicke- und Pressungsanzeige

### 3.2 Untersuchte Dichtungsmaterialien

In der Antriebstechnik werden verschiedene Dichtungsmaterialien und –konzepte eingesetzt. In dieser Arbeit werden folgende Metallsickendichtungen, Weichstoffdichtungen und FIP-Flüssigdichtungen untersucht werden:

Dichtungsart	Nr.	Aufbau	Produktname	Hersteller
Metallsickendichtungen	M1	Federstahl/NBR	2540 NF	Klinger
	M2	Baustahl/NBR	3825 APG	Freudenberg
	M3	Edelstahl/NBR	2520 IUB	Freudenberg
	M4	Baustahl/NBR	4025 KNA	Elring Klinger
	M5	Baustahl/NBR	4025 SNA	Elring Klinger
	M6	Federstahl/NBR	4025 KWR	Elring Klinger
Weichstoffdichtungen	W1	Aramidfaser	AC 11.600 0,3 mm	Elring Klinger
	W2	Aramidfaser	AC 11.600 0,5 mm	Elring Klinger
	W3	Aramidfaser	AC 16.600 0,5 mm	Elring Klinger
	W4	Aramidfaser	AFM 34 0,3 mm	Reinz
	W5	Aramidfaser	AFM 34 0,5 mm	Reinz
FIP-Flüssigdichtungen	F1	Filmbildner auf Acrylat-Basis	Epple 40	Epple
	F2	anaerob aushärtend	Epple Loc 4500	Epple
	F3	anaerob aushärtend	Loctite 574	Loctite
	F4	RTV-Silikon	Loctite 5900	Loctite

Tabelle 3.2 Untersuchte Dichtungsmaterialien mit dem Innendruckprüfstand

Die hier zum Einsatz kommenden Metallsickendichtungen bestehen aus einem gesickten Trägermaterial aus Baustahl oder rostfreiem Edelstahl und sind mit einer NBR-Schicht überzogen. Bei den Weichstoffdichtungen handelt es sich um Materialien auf Aramidfaserbasis. Die Flüssigdichtungen, die hier untersucht werden, sind FIP-Flächendichtungen die sich aber in ihrem Aufbau und Aushärtemechanismus unterscheiden. Während die anaeroben Materialien durch Sauerstoffabschluss bei Raumtemperatur aushärten, benötigen die RTV-Silikone die Luftfeuchtigkeit um betriebsfest zu werden. Die Nennung der Materialien in diesem Bericht erfolgt mit Hilfe der Herstellerbezeichnung. Eine genaue Beschreibung bezüglich Aufbau und Material und Einsatzgebiet dieser Dichtungen befindet sich im Anhang.

### 3.3 Belastbarkeitsprüfungen der Dichtungsmaterialien

Die Belastbarkeitsprüfung dient zum einen dazu, die Materialien zu klassifizieren. Des Weiteren soll hier untersucht werden, welche Mindestpressung für ein bestimmtes Dichtungsmaterial notwendig ist, um einem vorgegebenem Innendruck standzuhalten. Für die Erstellung der Belastungs- oder Dichtigkeitskurven wurden umfangreiche Versuche durchgeführt wobei die Parameter Innendruck und Pressung auf der Dichtung variiert wurden. Die Versuche wurden bei Raumtemperatur durchgeführt. Eine Erhöhung der Temperatur ergibt günstigere Prüfbedingungen, da die Dichtung durch die unterschiedliche Wärmedehnung der verspannten Teile weiter verpresst wird.

Die Vorgehensweise bei der Aufnahme der Dichtigkeitskurven, lässt sich wie folgt beschreiben. Jede Dichtung wird mit einer Montagepressung von 1 – 10 MPa in Stufen von 1 MPa vorgespannt. In jeder Pressungsstufe wird dann der Innendruck pulsierend so lange erhöht, bis die Dichtung tropft und schließlich versagt. Für jede Vorspannung wird eine neue Dichtung verwendet, d.h. für eine Dichtigkeitskurve werden zehn Versuche benötigt. Die Pulsationsfrequenz beträgt 2,5 Hz und die Druckamplitude wird auf 2,5 bar eingestellt. In der jeweiligen Druckstufe wird der Druck 2 min gehalten. Es hat sich gezeigt, dass eine längere Haltezeit nicht notwendig ist, da das Versagen der Dichtung immer direkt nach Anlegen des entsprechenden Druckes auftritt. Der maximale Druck wird auf 140 bar begrenzt. Die Prüfdichtungen haben eine Kreisringform von 40 x 60 mm und eine Dicke von bis zu 0,5 mm, abhängig vom Material.

Die Tropf- und Versagenszeitpunkte einer Dichtung können einerseits visuell beobachtet werden und andererseits aus den Druck- oder Pressungsdiagrammen herausgelesen werden. Die letzte Methode ist die genauere. Die Ergebnisse sind so jederzeit reproduzierbar. In den Diagrammen mit den Einsatzgrenzen der Dichtungsmaterialien ist der Versagensdruck über der Vorspannung der Dichtung aufgetragen.

#### Metallsickendichtungen

Die Metallsickendichtungen weisen als einzige Dichtungsgattung eine Tropfkurve und eine Versagenkurve auf. Unterhalb der Tropfkurve ist die Verbindung dicht. Die Weichstoffdichtungen und die FIP-Flüssigdichtungen versagen übergangslos.

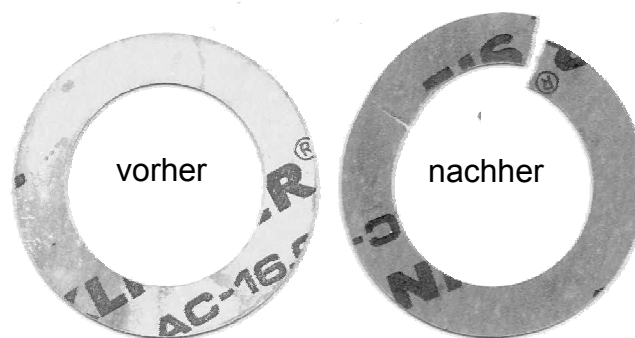
Bei den Metallsickendichtungen ist bei der Montage darauf zu achten, dass die Sicke vorverformt wird. Die Dichtfähigkeit kann dadurch gesteigert werden.

Oberhalb der Tropfkurve läuft das Öl tropfenweise aus. Wird der Druck weiter erhöht, tritt das Öl schwallartig aus der Trennstelle. Bei Frequenzen unter 5 Hz ist die Pulsation auch am Ölaustritt zu sehen, da das Öl pulsierend über die Dichtung quillt. Die Sicke wirkt, durch das oszillierende Heben und Senken der Dichtung, wie eine Pumpe im Dichtspalt.

Die Diagramme aus **Bild 3.5** und **Bild 3.6** machen den großen Unterschied zwischen den untersuchten Metaldichtungen deutlich. Die Dichtungen M1 und M3 halten bei 6 MPa Vorspannung einem Druck von nahezu 140 bar stand. Die anderen Dichtungen müssen für diesen hohen Innendruck mit bis zu 10 MPa vorgespannt werden. Die Funktionalität einer Metallsickendichtung hängt stark von dem verwendeten Trägermaterial ab. Die Versuche haben gezeigt, dass Dichtungen die als Trägermaterial Federstahl haben, besser abdichten als Dichtungen aus Baustahl. Die wichtige Rückfeder-eigenschaft der Dichtung ist bei Federstahl besser vorhanden als bei Baustahl.

### Weichstoffdichtung

Aufgrund der kurzen Versuchsdauer wurde bei der Weichstoffdichtung kein Schwitzen oder Tropfen festgestellt. Die Versagensart einer Weichstoffdichtung unter pulsierendem Innendruck ist anders als bei Metallsickendichtungen. Eine Weichstoffdichtung versagt bei hohen Drücken meistens übergangslos. Zunächst wird sie sichtbar aus der Trennfuge ausgetrieben bis die Festigkeit des Dichtstoffs überschritten wird. Danach reißt die Dichtung an einer Stelle am Umfang und das Öl strömt aus der Dichtfuge, **Bild 3.4**.



*Bild 3.4 Explosionsartiges Versagen einer Weichstoffdichtung*

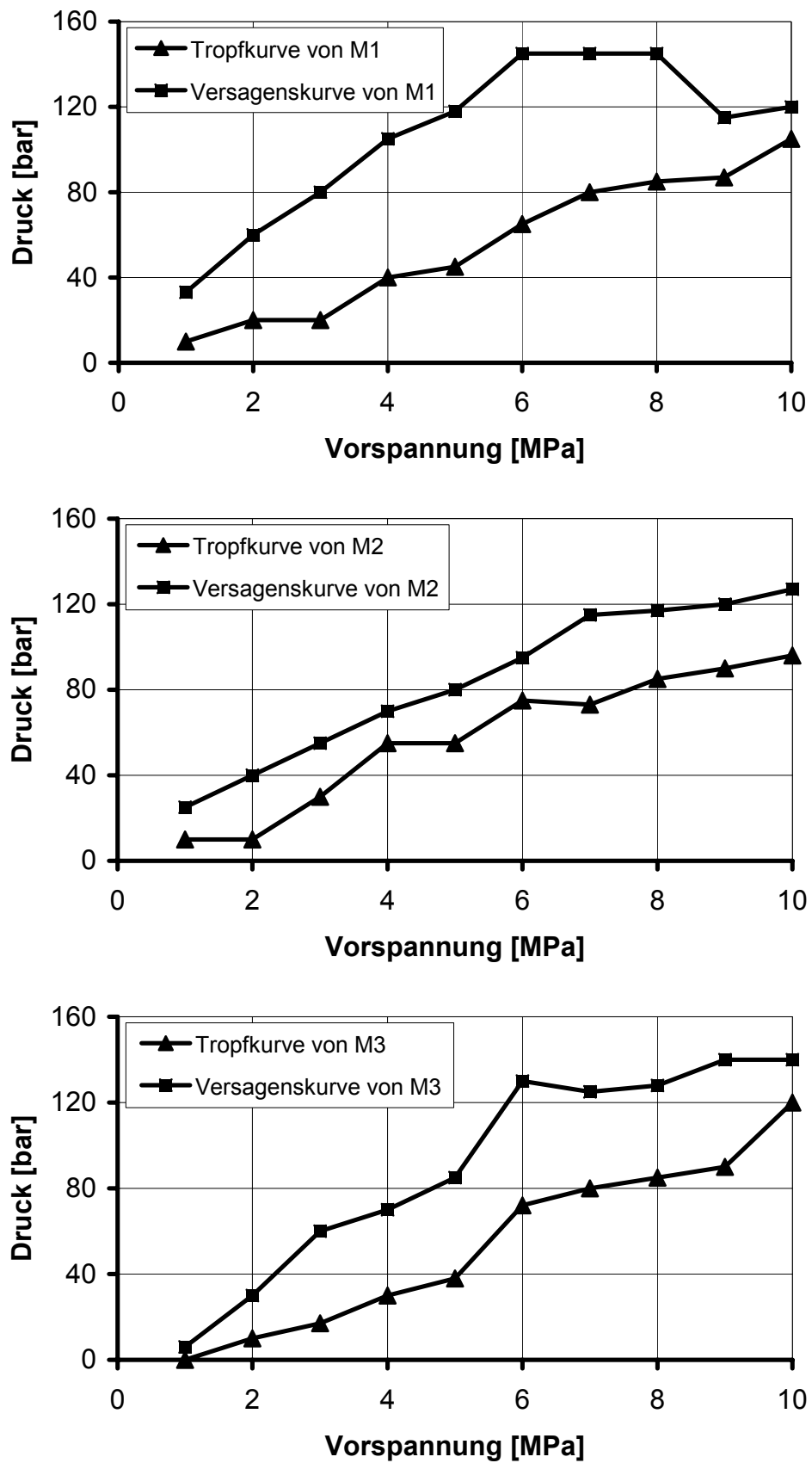


Bild 3.5 Tropfen- und Versagenskurven der Metallsickendichtungen: **M1** (Klingermetal 2540NF), **M2** (Freudenberg 3825 APG), **M3** (Freudenberg 2520 IUB). Öltemperatur 20°C, Pulsationsfrequenz 2,5 Hz, Druckamplitude 2,5 bar

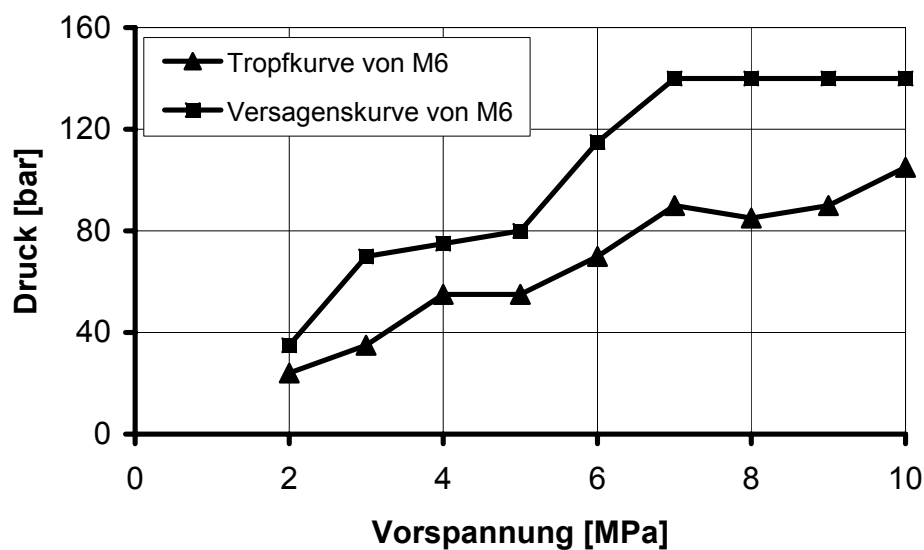
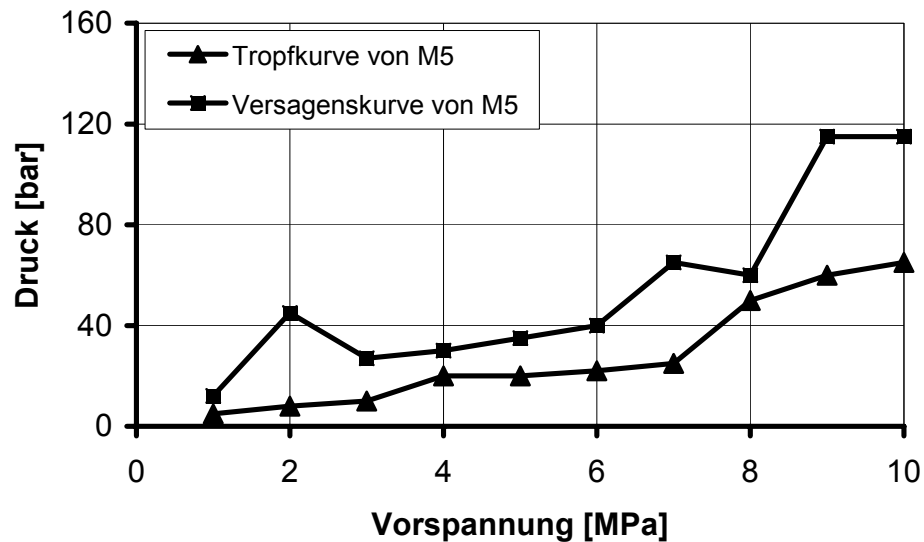
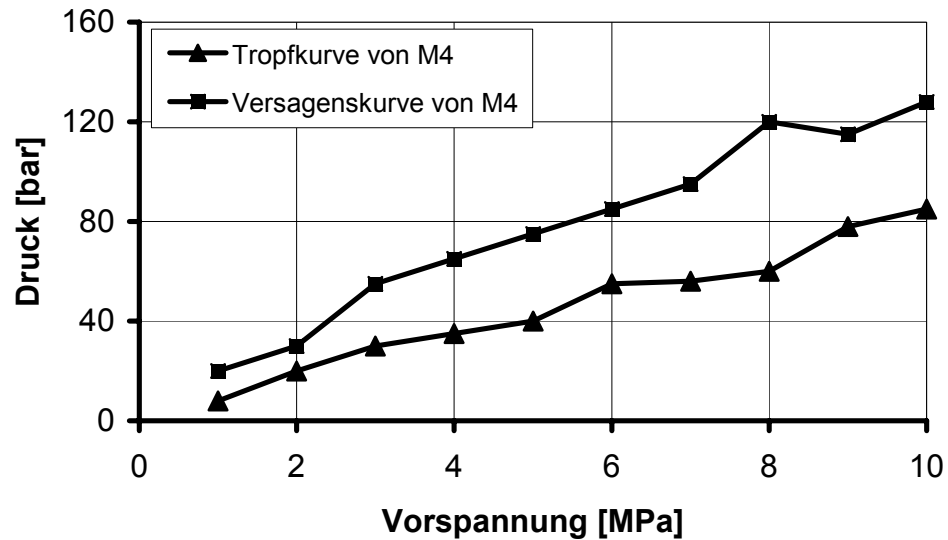


Bild 3.6 Tropfen- und Versagenskurven der Metallsickendichtungen: **M4** (Elring Klinger 4025 KNA), **M5** (Elring Klinger 4025 SNA), **M6** (Elring Klinger 4025 KWR).  
 Öltemperatur 20°C, Pulsationsfrequenz 2,5 Hz, Druckamplitude 2,5 bar

In **Bild 3.7**, sind die Versagenskurven der geprüften Weichstoffdichtungen aufgeführt. Unterschiede im Abdichtverhalten sind besonders im unteren Pressungsbereich festzustellen. Dadurch, dass Weichstoffdichtungen ausgetrieben werden, also radiale Bewegungen im Dichtspalt ausführen, spielt die Reibzahl des Materials eine große Rolle. Reinz AFM 34 ist im Vergleich zu den anderen, eine sehr glatte Dichtung. Im oberen Pressungsbereich versagt diese Dichtung bei niedrigeren Drücken schneller als vergleichsweise die Materialien von Elring Klinger. Von Bedeutung ist auch die Dichtungsdicke. Sie bestimmt die Angriffsfläche für den Innendruck, die radiale Festigkeit des Dichtungsmaterials und die Kompressionsfähigkeit der Dichtung. Werden die zwei Materialien AC 11.600 mit unterschiedlicher Dichtungsdicke der Fa. Elring Klinger miteinander verglichen, lässt sich festhalten, dass die 0,3 mm dicke Dichtung höhere Drücke aushält. Bei den Materialien der Fa. Reinz führen die unterschiedlichen Dichtungsdicken zu fast identischen Ergebnissen.

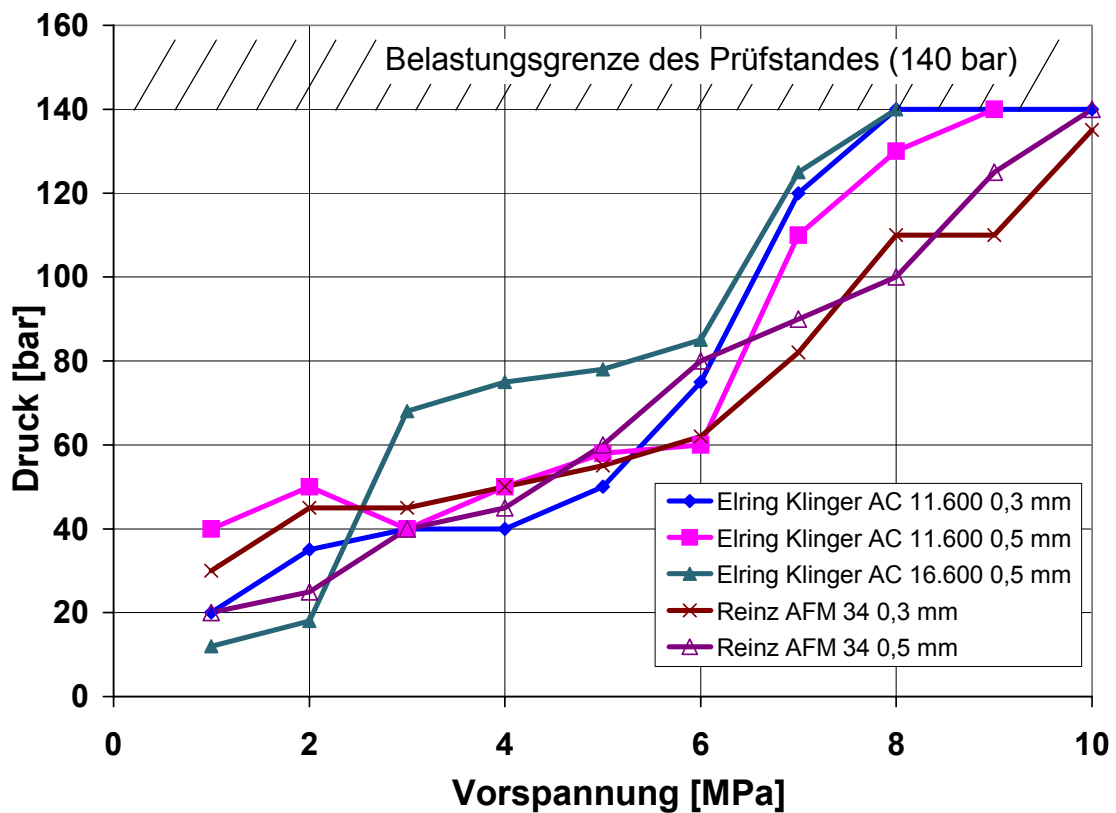


Bild 3.7 Innendruckprüfstand: Versagenskurven aller Weichstoffdichtungen im Überblick. Öltemperatur 20°C, Pulsationsfrequenz 2,5 Hz, Druckamplitude 2,5 bar



### Flüssigdichtungen

Auch für die FIP-Flüssigdichtungen wurden Versagenskurven aufgenommen. Grundsätzlich kann gesagt werden, dass Flüssigdichtungen bei gleicher Vorspannung wesentlich höhere Drücke aushalten als vergleichsweise Weichstoffdichtungen oder die Metallsickendichtungen. Eine Ausnahme ist die Silikondichtung Loctite 5900, die erst ab einer Vorspannung von 4 MPa den gleichen Drücken standhält wie die anderen zwei Flüssigmaterialien. Auch diese Dichtungsgruppe zeigt im Betrieb keine Tropfgrenze. Entweder ist die Verbindung dicht, oder es kommt zu starker Leckage.

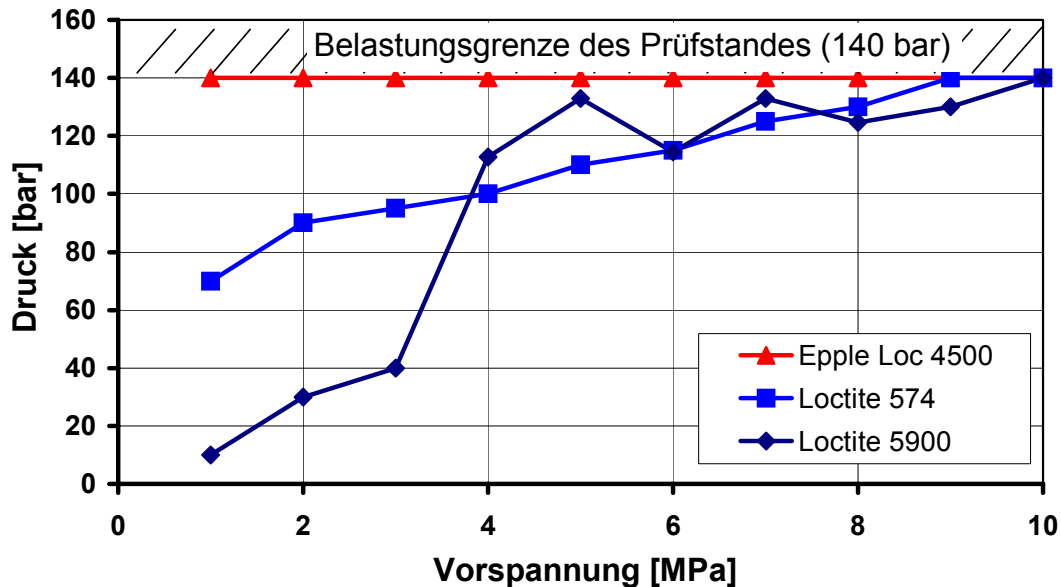


Bild 3.8 Versagenskurven der Flüssigdichtungen: Epple Loc 4500, Loctite 574, Loctite 5900; Öltemperatur 20°C; Pulsationsfrequenz 2,5 Hz; Druckamplitude 2,5 bar

Ein sehr gutes Abdichtverhalten zeigt die Flüssigdichtung Epple Loc 4500 der Fa. Epple. Es muss hier von einer hochfesten Klebeverbindung gesprochen werden. Diese Verbindung ist sogar bei gelöster Mutter in allen Druckstufen dicht. Der Nachteil der Dichtung ist die Demontierbarkeit. Erst bei einer Erwärmung auf ca. 250 °C können die Flansche gelöst werden. Für größere Bauteile ist diese Form der Demontage ungeeignet. Das anaerobe Dichtmittel, Loctite 574, kann hingegen jederzeit ohne großen Kraftaufwand demontiert werden. Auch das RTV-Silikon, Loctite 5900, zeigt ein sehr gutes Abdichtverhalten. Nach der Demontage lassen sich alle drei Dichtungen, mit entsprechendem Reinigungsmittel, rückstandsfrei von der Oberfläche des Flansches entfernen. In dem folgenden Diagramm aus **Bild 3.9** sind zum Vergleich die besten Vertreter der jeweiligen Materialgattung aufgetragen.

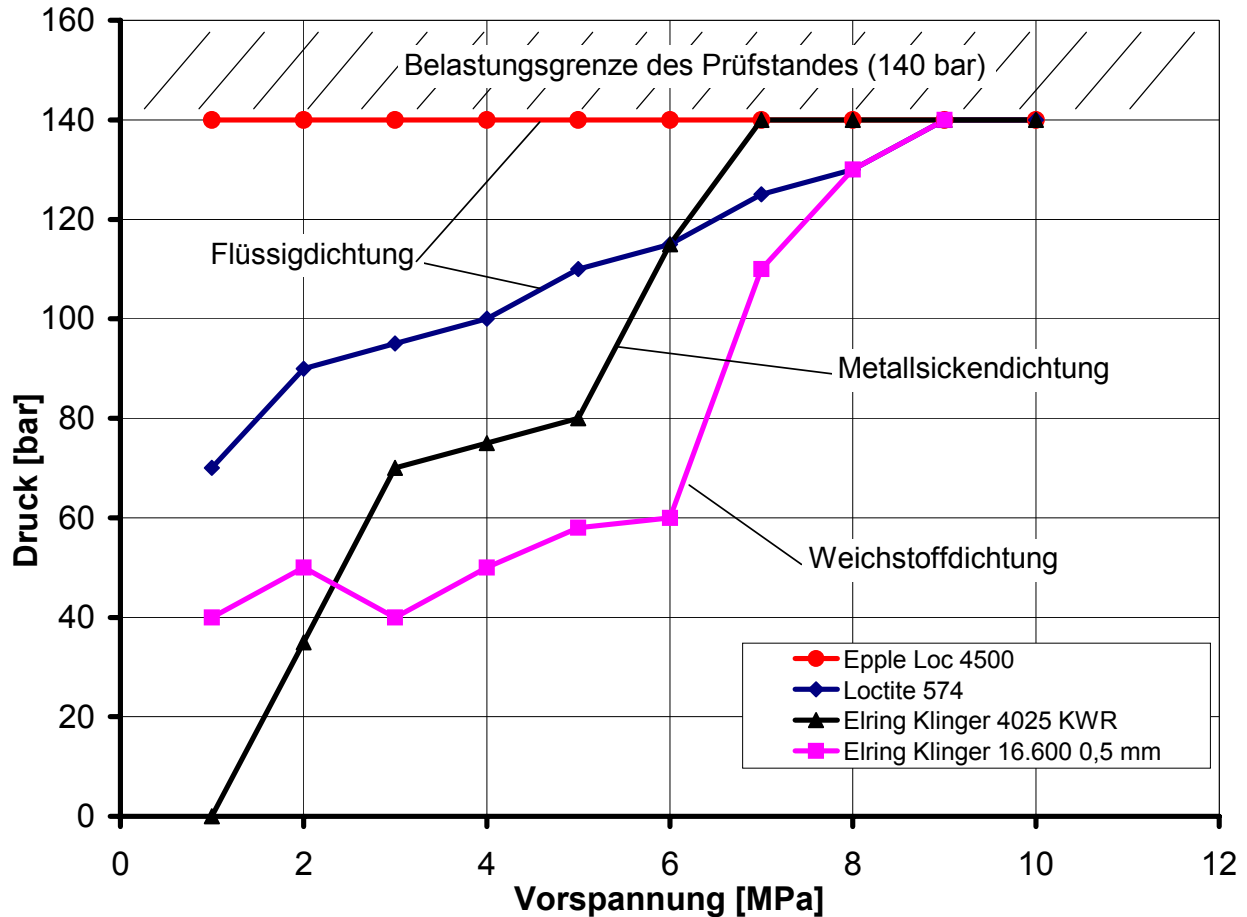


Bild 3.9 Versagenskurven der besten Flüssig-, Metallsicken- und Weichstoffdichtung; Öltemperatur 20°C; Pulsationsfrequenz 2,5 Hz; Druckamplitude 2,5 bar

Aus diesem Vergleich wird deutlich, dass der Anwendungsbereich genau definiert werden sollte, um so die geeignete Dichtung auszuwählen. Bei Pressungen unterhalb 6 MPa gibt es ausgeprägte Unterschiede zwischen den untersuchten Dichtungen. Im oberen Pressungsbereich, 8 bis 10 MPa verhalten sich die Dichtungen nahezu identisch. Im Pressungsbereich bis 2 MPa schneidet die Metallsickendichtung am schlechtesten ab. Sie benötigt eine gewisse Grundpressung, bis eine gute Dichtwirkung erreicht wird. Anaerob aushärtende Flüssigdichtungen zeigen besonders bei niedrigen Pressungen sehr gute Ergebnisse. Flüssigdichtungen mit hoher Klebefestigkeit sind in allen Pressungsbereichen bis zur Belastungsgrenze von 140 bar dicht, haben aber den Nachteil, dass sie nur bedingt demontierbar sind.

### 3.4 Standardversuche an Modellflanschen

Nachdem die verschiedenen Dichtungsmaterialien anhand der Dichtigkeitskurven charakterisiert wurden, werden jetzt einige ausgewählte Dichtungsmaterialien einem speziellen Lastkollektiv unterzogen. Auch diese Versuche werden mit dem am IMA aufgebauten Innendruckprüfstand durchgeführt. Die Dichtung wird zwischen zwei Prüfflansche eingelegt und mit einer Zentralschraube verspannt. Mit Hilfe des realitätsnahen Lastkollektivs sollen die vielfältigen Einflüsse von Tempe-

ratur, Stegbreite, Flanschoberfläche, Flanschmaterial, Hydraulikmedium, Vorspannung, Innendruck und Pulsationsfrequenz auf das Dichtungsmaterial untersucht werden.

Das Ziel der Standardversuche an Modellflanschen ist es, die optimale Dichtung für die unterschiedlichsten Anforderungen zu finden. Die Prüfstandszelle ist so aufgebaut, dass alle Untersuchungen mit einer homogenen Flächenpressung durchgeführt werden. Das hat zur Folge, dass der Einfluss der Verschraubung infolge Schraubenanordnung oder Schraubenabstand nicht zum Tragen kommt. Hier wird großen Wert auf das Verhalten einer Dichtung bei einer bestimmten Flächenpressung gelegt. Ein Vorteil dieses Vorgehens besteht darin, dass der Konstrukteur seine Flanschverbindung über einen Flächenpressungsabdruck, z.B. mittels Fuji-Folie, analysieren kann und somit eine genaue Aussage über die Einsatzgrenzen dieser Dichtverbindung machen kann.

### 3.4.1 Versuchsplanung

Für die Dauerversuche wurde eine Vielzahl von Parametern variiert. In **Tabelle 3.3** sind alle Parametervariationen dargestellt. Die Werte für die einzelnen Größen wurden anhand der Erfahrungen bei den Dichtigkeitskurven gewählt.

Parameter	Eingestellter Bereich
Dichtungsmaterialien	M3 (Freudenberg 2520 IUB), M4 (Elring Klinger 4025 KNA), W3 (Elring Klinger AC 16.600, 0,3 mm), W4 (Reinz AFM 34, 0,3 mm), F1 (Epple 40), F3 (Loctite 574).
Vorspannung bei Montage	5 MPa, 10 MPa
Pulsationsfrequenz	5 Hz, 10 Hz
Hydraulikmedium	Hydrauliköl: ESSO HLPD 46, ATF- Öl: Shell Donax TA.
Temperatur	ESSO HLPD 46: 20 °C, 70 °C, Shell Donax TA : -10 °C, 120 °C.
Stegbreite	4 mm, 10 mm
Flanschoberfläche	Rz = 12 µm, Rz = 25 µm
Flanschmaterial	Aluminium, Stahl

*Tabelle 3.3 Parametervariation für die Standardversuche am IP*

Die Vielfalt der unterschiedlichen Einflüsse und Wechselwirkungen der Parameter ist nur noch mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung beherrschbar. Für die Planung und Auswertung der Versuche wurde das Programm Cornerstone von der Fa. Domain Manufacturing verwendet. Nach der Eingabe der Einflussfaktoren mit den entsprechenden Wertebereichen, muss noch die Wechselwir-

kung zwischen den einzelnen Faktoren festgelegt werden. Das Programm berechnet daraus ein Versuchsmodell und die dafür erforderliche Versuchsanzahl. Im vorliegenden Fall benötigt Cornerstone 48 Versuche um das gesamte Versuchsmodell zu beschreiben.

### 3.4.2 Versuchsablauf

Der Versuchsablauf ist für alle Versuche mit den Modellflanschen gleich und unterteilt sich in drei Phasen: Setzen, Heizen, Betrieb und Abkühlen, **Bild 3.10**.

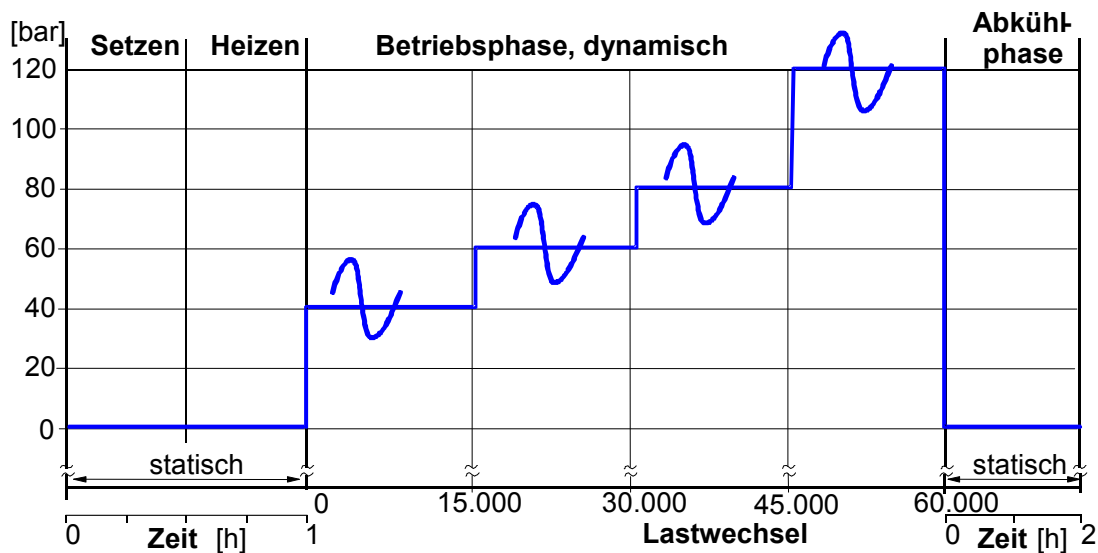


Bild 3.10 Lastkollektiv für die Standardversuche am Innendruckprüfstand

Die Dichtung wird torsionsfrei in den IP eingebaut. Nach der Setzphase von 30 min folgt die Heizphase in der die Prüfzelle auf die geforderte Temperatur gebracht wird. Im Betrieb wird der Innendruck in vier Stufen von 40 auf 120 bar gesteigert. Es handelt sich hierbei um eine sinusförmige Innendruckbelastung mit einer Pulsationsfrequenz von 5 oder 10 Hz und mit einer Druckamplitude von 2,5 bar. Der Versuch ist beendet, wenn die Versuchseinrichtung auf Raumtemperatur abgekühlt ist.

### 3.4.3 Auswertung und Ergebnisse der Standardversuche

Für die Auswertung der Versuche mit der statistischen Versuchsplanung werden bestimmte Zielvorgaben benötigt, die den Versuchsverlauf bzw. das Versagen der Dichtung beschreiben. Solche Zielvorgaben sind z.B. der Druck, bei dem eine Dichtung versagt oder der Schraubkraftverlust nach dem Versuch. Hierfür werden während des Versuchs die Schraubkraft, die Pressung auf der Dichtung und die Veränderung der Dichtungsdicke aufgezeichnet. In **Bild 3.11** ist das Versuchsprotokoll am Beispiel der Flächenpressung auf der Dichtung dargestellt. Zum Vergleich ist jeweils ein Vertreter der drei untersuchten Dichtungsmaterialtypen dargestellt.

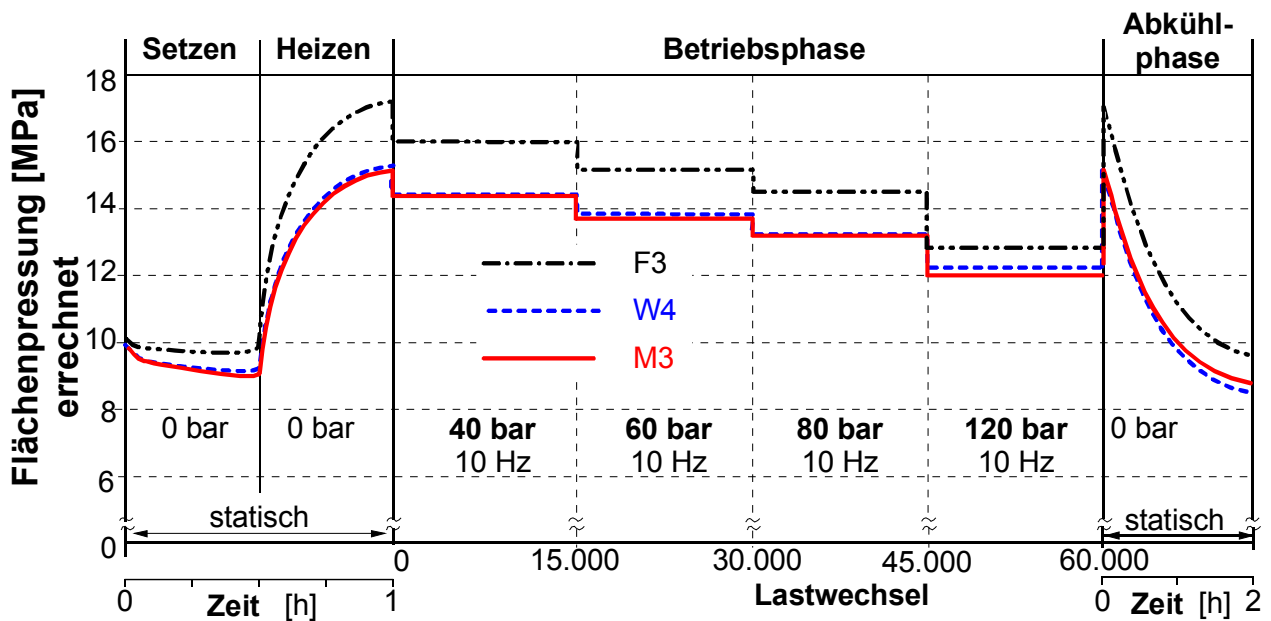


Bild 3.11 Versuchsprotokoll, Versuche an Modellflanschen: Vergleich des Betriebsverhalten von **F3** (Loctite 574), **W4** (Reinz AFM 34), **M3** (Freudenberg 2520 IUB); Montagepressung 10 MPa, Pulsationsfrequenz 10 Hz, Temperatur 70 °C, Stegbreite 10 mm, Prüföl Hydrauliköl HLPD, Druckamplitude 2,5 bar

Alle Dichtungen werden mit einer Flächenpressung von 10 MPa vorgespannt. In der Setzphase verhalten sich die Dichtungen unterschiedlich. Die Flächenpressung der Weichstoffdichtung (Reinz AFM 34) und der Metallsickendichtung (Freudenberg 2520 IUB) fällt auf ca. 9 MPa ab. Die anaerobe FIP-Flüssigdichtung (Loctite 574), die nur die Rauigkeiten der Oberfläche ausfüllt, hat eine Dichtungsdicke von wenigen  $\mu\text{m}$ , so dass sie sich wesentlich weniger setzt. Während des Aufheizens auf 70 °C steigt die Flächenpressung, bedingt durch die unterschiedliche Wärmedehnung der Schraube und der Aluminiumflansche bei den Dichtungsmaterialien an. Auch hier sind starke Unterschiede zu erkennen. Die geringe Dichtungsdicke der Flüssigdichtung führt dazu, dass die Flächenpressung nach dem Aufheizen des Prüfstandes auf 17 MPa ansteigt. Die anderen zwei Dichtungen werden weiter zusammengedrückt. Die Flächenpressung erreicht hierbei nur einen Wert von 15 MPa. In der Betriebsphase wird die Dichtung infolge des Innendrucks in jeder Druckphase zusätzlich entlastet. Die Flächenpressung der Weichstoff- und der Metallsickendichtung geht bei 120 bar auf 12 MPa zurück. Die Dichtungen verhalten sich während der Betriebsphase nahezu identisch. Nach Wegnahme des Innendrucks und dem Abkühlen auf Raumtemperatur fällt die Flächenpressung wieder ab. Es wird deutlich, dass der Wert von 10 MPa, der zu Versuchsbeginn eingestellt wurde, nach Versuchsende nicht mehr erreicht wird. Dieser Pressungsverlust hängt u.a. von Faktoren Betriebstemperatur, Dichtungsmaterial, oder Klemmlänge ab. Alle drei Dichtungen haben den vorgegebenen Belastungszyklus ohne Auftreten von Leckage überstanden. In vielen anderen Versuchen, z.B. bei Temperaturen von -10 °C kam es bei fast allen Dichtungen zu Leckage. Ein vergleichbares Protokoll gibt es noch für die Schraubenkraft und für die Veränderung der Dichtungsdicke.

Bevor die Auswertung der Modellversuche mit der statistischen Versuchsplanung beginnt, werden nachfolgend die Einflüsse ausgewählter Parameter anhand der oben beschriebenen Versuchsprotokolle erläutert.

### **Vergleich verschiedener Trägermaterialien bei Metallsickendichtungen**

In **Bild 3.12** ist zum Vergleich das Versuchsprotokoll zweier Metallsickendichtungen aufgetragen. Die zwei Dichtungen haben unterschiedliche Trägermaterialien. Die Dichtung Elring Klinger 4025 KNA hat als Trägermaterial Baustahl und Freudenberg 2520 IUB besteht aus Edelstahl. Beide Trägermaterialien sind mit NBR beschichtet. Während der Montage setzen sich Baustahl und Edelstahl unterschiedlich stark. In der Aufheizphase steigt die Schraubkraft und damit die Flächenpressung der Edelstahldichtung stärker an als bei der Dichtung aus Baustahl. Der Grund hierfür ist die höhere Steifigkeit von Edelstahl. Das Protokoll der Dickenänderung zeigt, dass sich gesickter Edelstahl weniger stark verformen lässt als Baustahl. Nach dem Versuch ergibt sich ein Unterschied von 40  $\mu\text{m}$  als bleibende plastische Verformung. Im Umkehrschluss heißt das auch, dass die Rückfederung von Edelstahl höher ist als die von Baustahl. Dieses Protokoll und die weitere Auswertung der Versuche zeigen, dass sich die Metallsickendichtung mit dem Trägermaterial aus Edelstahl besser für die Abdichtung gegen pulsierenden Innendruck eignet, als die Dichtung aus Baustahl.

### **Vergleich verschiedener Weichstoffdichtungen**

Bei den Versuchen an Modellflanschen wurden zwei ähnliche Weichstoffdichtungen von unterschiedlichen Herstellern aus kautschukgetränkter Aramidfaserverbund untersucht. In **Bild 3.13** sind zwei Prüfprotokolle dieser Dichtungen abgebildet. Die Betrachtung der Schraubenlängskraft, der Flächenpressung und der Dickenänderung zeigt, dass sich diese Dichtungen auch in ihrem Verhalten sehr stark ähneln. Beide Dichtungen versagen sogar in derselben Druckstufe. Weichstoffdichtungen sind aufgrund ihres langjährigen Einsatzes von den Herstellern sehr stark optimiert worden. Es scheint, dass sich die Dichtungslieferanten auf einem sehr ähnlichen Niveau befinden, was die Herstellung von baugleichen Weichstoffdichtungen angeht.

### **Vergleich verschiedener Flanschmaterialien**

Aufgrund unterschiedlicher Wärmedehnung von Stahlschraube und Aluminiumflansch wird die Dichtung bei hohen Temperaturen zusätzlich verpresst und bei tiefen Temperaturen weiter entlastet. Um dieser Problematik entgegen zu wirken wurden bei ausgewählten Parametern die Aluminiumflansche durch Stahlflansche ersetzt. Zwischen Schraube und Prüfflanschen befinden sich aber noch einige funktionsrelevante Bauteile aus Aluminium, so dass die temperaturbedingte Verspannung der Dichtung nicht ganz ausgeschaltet werden kann. In **Bild 3.14** ist das Verhalten eines Stahl- und eines Aluminiumflansches gegenübergestellt. Erwartungsgemäß erfährt die Dichtverbindung mit Stahlflanschen eine geringere temperaturbedingte Verspannung als die mit Aluminiumflanschen. Der Einsatz von Stahlflanschen ist aber in der Praxis aus Gewichts- und Kostengründen nicht immer möglich. Stahlflansche würden dem allgemeinen Trend zum Leichtbau widersprechen. Hier wäre es beispielsweise sinnvoller die Stahlschraube durch eine Aluminiumschraube zu ersetzen.

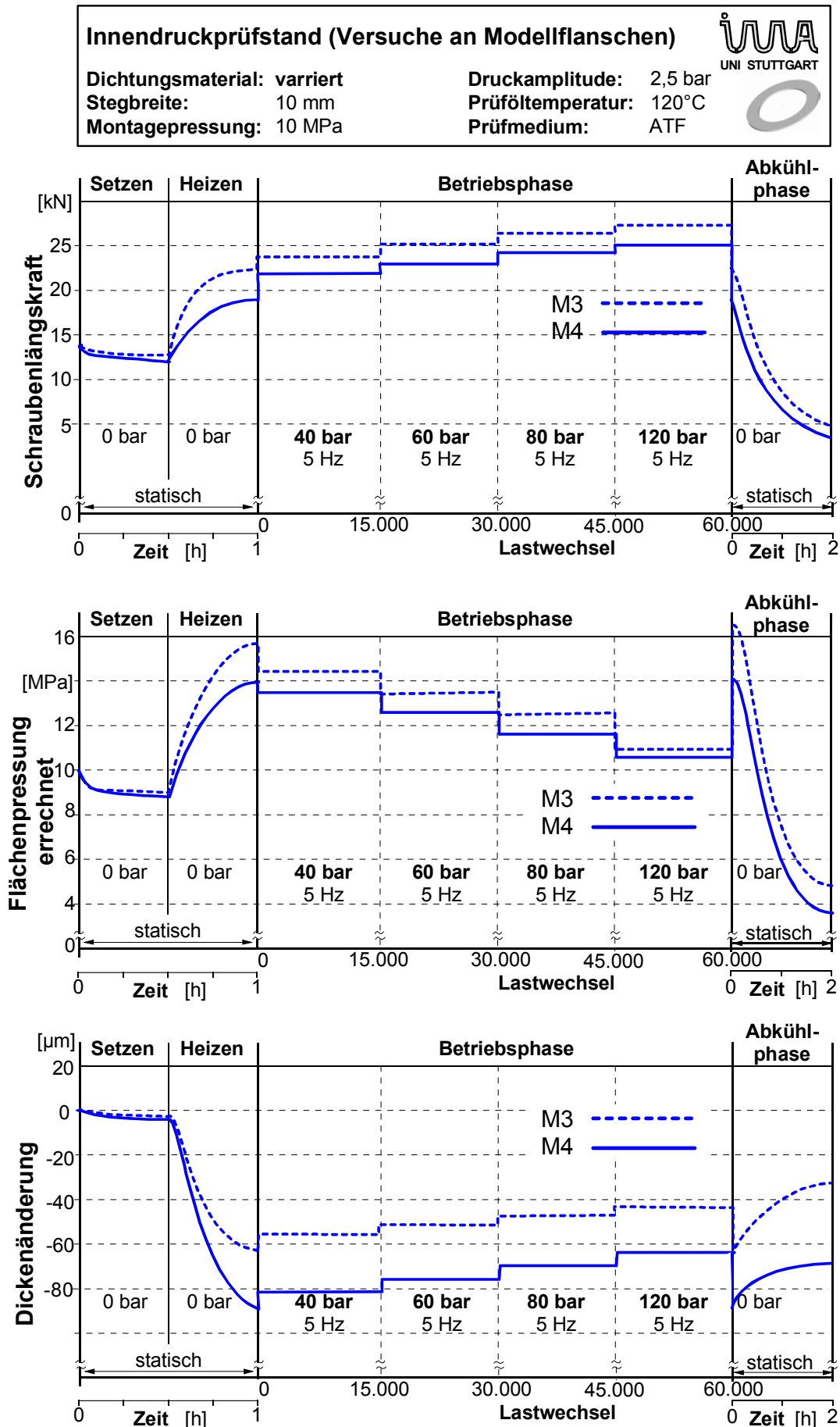


Bild 3.12 Versuche an Modellflanschen; Vergleich M4 (Elring Klinger 4025 KNA, Trägermaterial Baustahl) mit M3 (Freudenberg 2520 IUB, Trägermaterial Edelstahl)

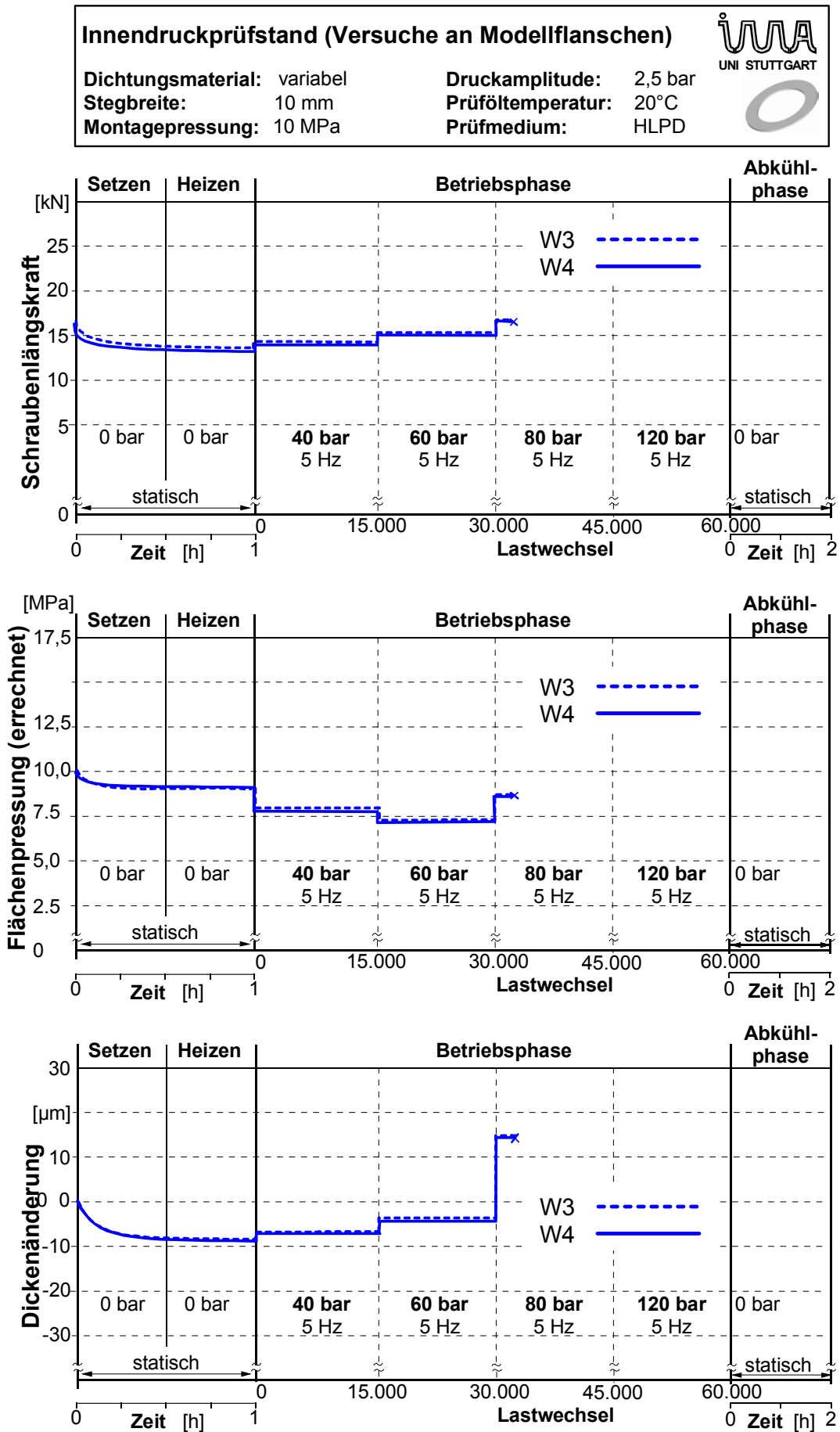


Bild 3.13 Versuche an Modellflanschen; Vergleich der Versagenspunkte von W3 (Elring Klinger AC 16.600) mit W4 (Reinz AFM 34)



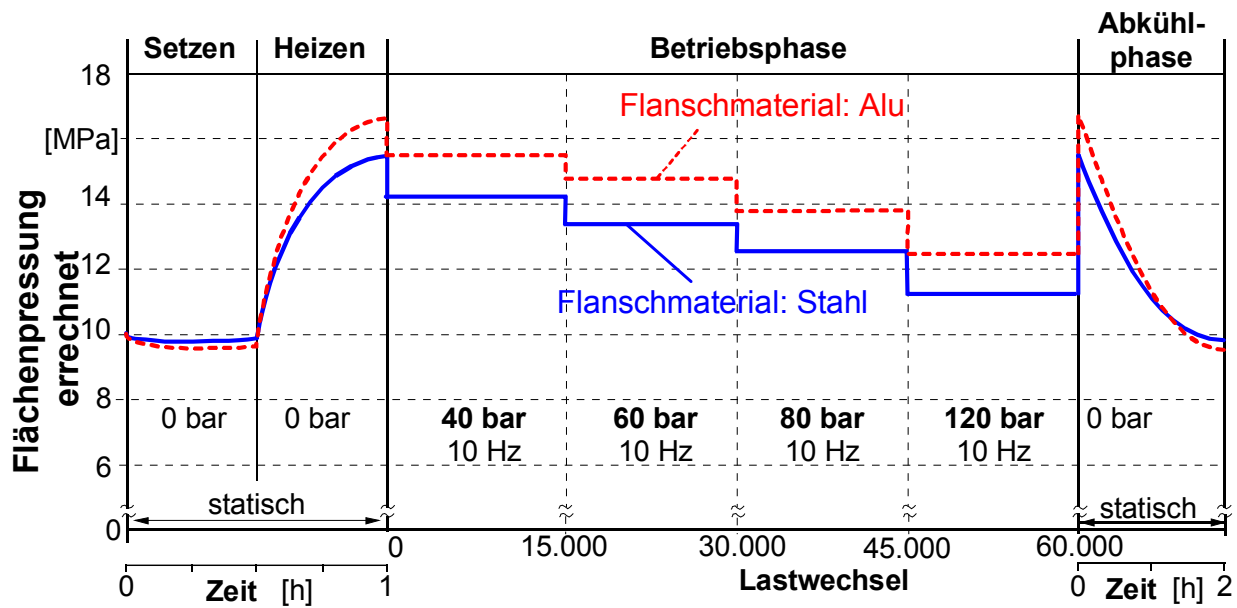


Bild 3.14 Versuche an Modellflanschen: Vergleich des Betriebsverhalten von Aluminium- und Stahlflanschen, F3 (Loctite 574); Montagepressung 10 MPa, Pulsationsfrequenz 10 Hz, Temperatur 70 °C, Stegbreite 10 mm, Prüföl Hydrauliköl HLPD, Druckamplitude 2,5 bar

Aus diesen drei Versuchsprotokollen werden die Zielgrößen für das Versuchsmodell ermittelt und an das Programm Cornerstone weitergeleitet. Die Zielgrößen sind: Versagensdruck, Pressung auf die Dichtung nach Versuchsende und Veränderung der Dichtungsdicke.

Mit Hilfe der Interaktionsdiagramme aus dem Programm Cornerstone ist es möglich den Einfluss bestimmter Parameter auf eine bestimmte Zielgröße grafisch darzustellen. Diese Diagramme stellen nur die Information über die zu bewerteten Parameter dar. Die nicht dargestellten Größen werden programmintern herausgerechnet. Aus diesem Grund sind die Angaben über die Höhe des Versagensdruckes qualitativ.

Im Folgenden werden einige wichtige Ergebnisse besprochen. Die größte Aufmerksamkeit gilt dabei den untersuchten Dichtungsmaterialien. In **Bild 3.15** ist der Einfluss der Temperatur auf die untersuchten Dichtungsmaterialien dargestellt.

Bei einer mittleren **Temperatur** von 55 °C verhalten sich die Materialien nahezu identisch, mit Ausnahme von Epple 40. Wird die Temperatur auf 120 °C erhöht, hält die Verbindung wesentlich höhere Drücke aus. Die hauptsächliche Ursache hierfür ist die unterschiedliche Wärmedehnung des Aluminiumflansches und der Stahlschraube. Bei hohen Temperaturen kommt es zu einer zusätzlichen Verspannung der Prüfzelle und damit zu einer Erhöhung der Flächenpressung auf der Dichtung. Bei tiefen Temperaturen kehrt sich dieser Effekt um, die Flächenpressung nimmt ab. Bei Temperaturen von -10 °C werden Versagensdrücke erreicht, die um 40 bar und darunter liegen. Die größten Unterschiede im Temperaturverhalten zeigt die Weichstoffdichtung Reinz AFM 34. Bei einer Temperatur von -10 °C wird sie bereits in der ersten Druckstufe undicht. Sowohl die Weichstoffdichtung Elring Klinger AC 16.600 als auch Reinz AFM 34 erreichen bei 120 °C einen höheren Versagensdruck als die Metallsickendichtungen.

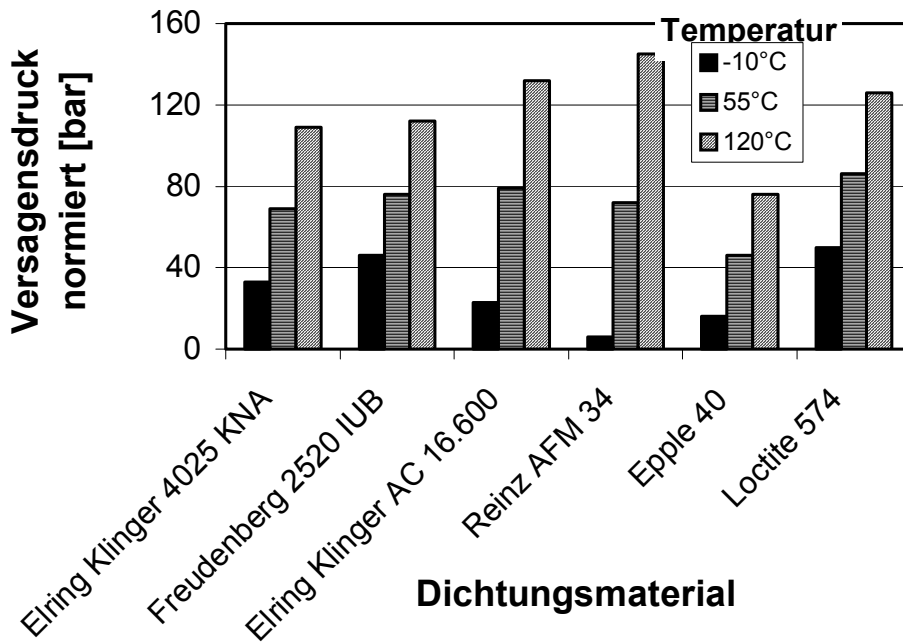


Bild 3.15 Interaktionsdiagramm für den Versagensdruck am Innendruckprüfstand für die untersuchten Dichtungsmaterialien und die Einflussgröße Temperatur

Die anaerobe Flüssigdichtung Loctite 574 liefert bei allen Temperaturen die besten Ergebnisse. Am schlechtesten schneidet die filmbildende Flüssigdichtung Epplle 40 ab. Der Grund für diese Ergebnisse ist die unterschiedliche chemische Zusammensetzung der beiden Flüssigdichtmittel.

Der Vergleich des Einflusses der **Stegbreite** auf den Versagensdruck, macht deutlich, dass der Unterschied zwischen dem höchsten und dem niedrigsten Versagensdruck geringer ausfällt, **Bild 3.16**.

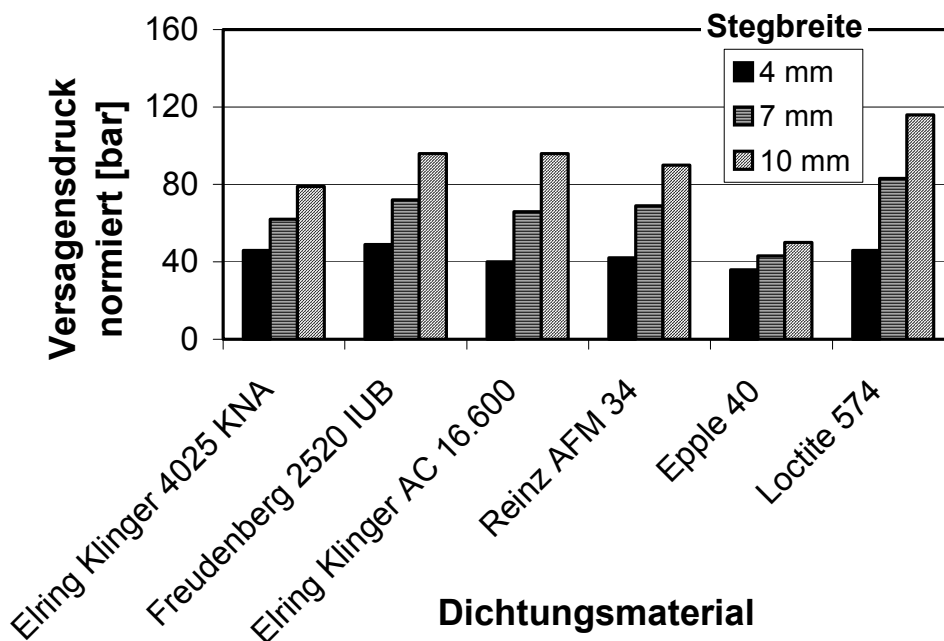
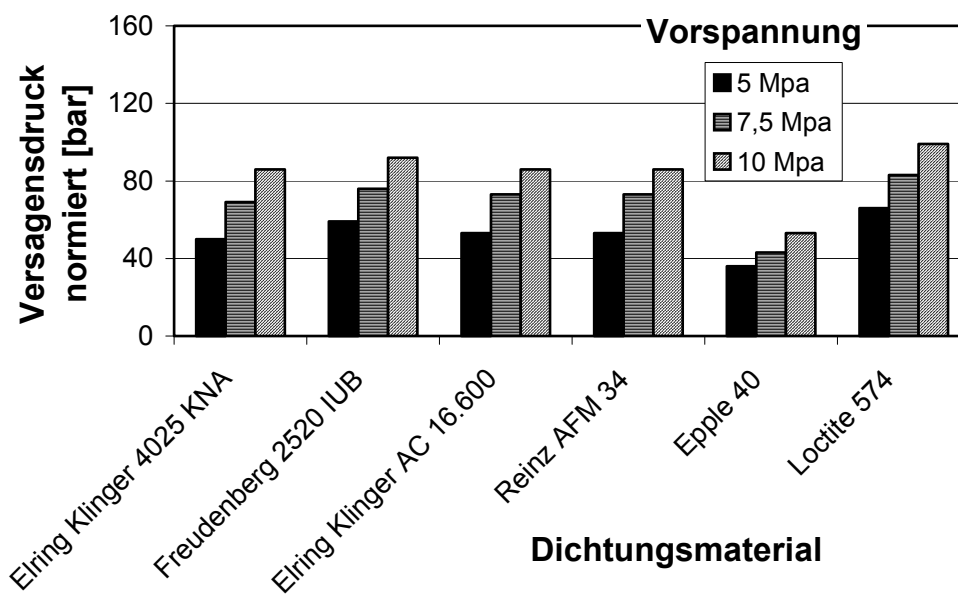


Bild 3.16 Interaktionsdiagramm für den Versagensdruck am Innendruckprüfstand für die untersuchten Dichtungsmaterialien und die Einflussgröße Stegbreite

Das bedeutet, dass mit der Stegbreite der Versagensdruck weniger stark beeinflusst werden kann, als mit der Temperatur. Auch bei der Variation der Stegbreite liefert die filmbildende Flüssigdichtung Epple 40 die schlechtesten Ergebnisse. Eine mögliche Ursache könnte sein, dass das Material nicht vollständig ausgehärtet war, obwohl die von Hersteller angegebene Trocknungszeit eingehalten wurde. Die Weichstoffdichtungen und Metallsickendichtungen sind sich in ihrem Verhalten sehr ähnlich. Bei der Stegbreitenvariation zeigt Loctite 574 aufgrund der Klebefestigkeit der anaeroben Flüssigdichtung die höchsten Versagensdrücke. Das Verhältnis nicht ausgehärteter Randbereiche aufgrund des Zutritts von Luftsauerstoff zu ausgehärteten Bereichen wird deutlich günstiger mit zunehmender Stegbreite für anaerob aushärtende Flüssigdichtungen.

Das Interaktionsdiagramm aus **Bild 3.17** für das Dichtungsmaterial und die Vorspannung zeigt bei allen Materialien einen Anstieg des Versagensdruckes mit zunehmender Vorspannung.

Diese Interaktionsdiagramme gibt es für alle möglichen Kombinationen der variierten Parameter zu der jeweiligen Zielgröße. Durch die Analyse dieser Diagramme kann ein sehr guter Eindruck über die getesteten Materialien und deren Zusammenwirken mit den verschiedenen Parametern gewonnen werden.



*Bild 3.17 Interaktionsdiagramm für den Versagensdruck am Innendruckprüfstand für die untersuchten Dichtungsmaterialien und die Einflussgröße Vorspannung*

Das Paretdiagramm ist eine weitere Auswertungsmöglichkeit aus der statistischen Versuchsplanung. Es wird aus den Interaktionsdiagrammen, wie sie oben beschrieben worden sind, entnommen und zeigt in der Übersicht den Einfluss aller untersuchten Parameter auf die gewählte Zielgröße. In **Bild 3.18** ist das Paretdiagramm mit dem Parametereinfluss auf den Versagensdruck abgebildet.

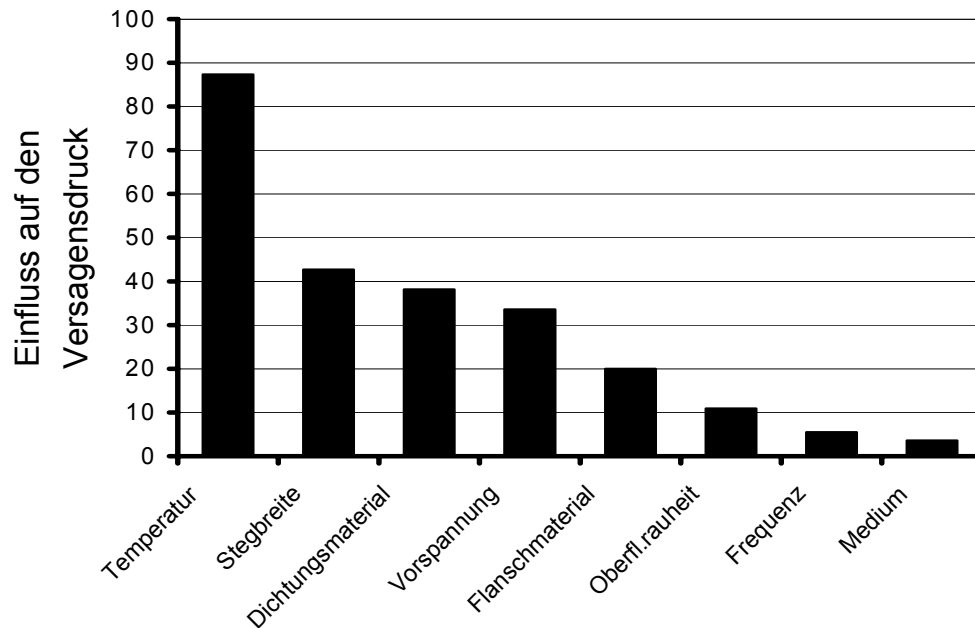


Bild 3.18 Pareto diagramm: Einfluss aller untersuchten Parameter auf den Versagensdruck bei pulsierendem Innendruck

Die Temperatur hat bei Bimetallsystemen mit Abstand den größten Einfluss auf den Versagensdruck. Grund hierfür ist die zusätzliche Verspannung des Prüfstandes durch einen Temperaturanstieg. Hohes Potential hat auch die Stegbreite. Gerade bei Flüssigdichtmitteln entscheidet die richtige Stegbreite über Dichtheit oder Undichtheit einer Verbindung. Ähnlich hohen Einfluss auf den Versagensdruck besitzen auch das Dichtungsmaterial, die Höhe der Vorspannung bei der Montage und das Flanschmaterial. Der Einfluss des Flanschmaterials ist insofern interessant, da es dem Temperatureinfluss entgegen wirkt. Eine Konstruktion aus Materialien mit einem ähnlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten würde zum Beispiel eine geringe temperaturbedingte Verspannung aufweisen. Das wäre besonders bei Temperaturen unter der Montagetemperatur hilfreich. Vergleichsweise geringen Einfluss auf den Versagensdruck hat die Variation der Oberflächenrauheit, die Pulsationsfrequenz oder das Prüfmedium.

Wie bereits in **Bild 3.11** gezeigt wurde, wird die Montageflächenpressung auf der Dichtung nach Versuchsende nicht mehr erreicht. Der Anfangswert geht je nach eingestellten Versuchsparametern mehr oder weniger zurück. Eine gute Dichtverbindung zeichnet sich auch dadurch aus, dass dieser Pressungsrückgang minimal ist. Nur so kann sichergestellt werden, dass bei einer weiteren Belastungsphase die Verbindung keine Leckage aufweist. In **Bild 3.19** ist der Einfluss der Parameter auf die Flächenpressung nach dem Versuch dargestellt. Die Pressungswerte an der Y-Achse sind quantitative Angaben, da hier Versuche mit unterschiedlichen Flächenpressungen (5 MPa, 10 MPa) durchgeführt wurden. Die Werte werden programmintern normiert. Den größten Einfluss auf die Flächenpressung nach Versuchsende hat die Temperatur dicht gefolgt von der Vorspannung. Der Grund hierfür ist, dass beide Parameter direkt auf die Flächenpressung wirken. Das Dichtungsmaterial hat den drittgrößten Einfluss. Ursache hierfür ist die unterschiedliche Beschaffenheit des Materials und die sich daraus ergebende Rückstellfähigkeit.

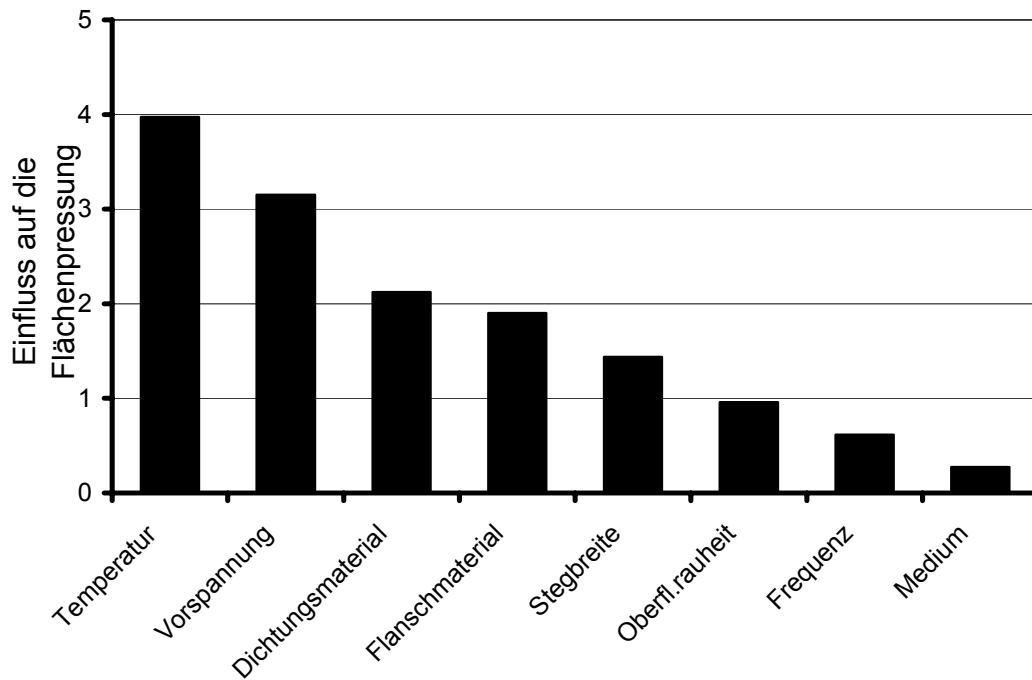


Bild 3.19 Paretodiagramm: Einfluss aller Parameter auf die Flächenpressung nach dem Versuch bei pulsierendem Innendruck

Die hier untersuchten FIP-Flüssigdichtungen haben den geringsten Pressungsrückgang, da bei einer solchen Verbindung die Dichtungsdicke nur wenige  $\mu\text{m}$  beträgt. Es gibt praktisch kein Setzen aber auch eine geringe Rückstellmöglichkeit. Bei einer steifen Verbindung ist dieses Verhalten sicherlich optimal, wobei bei einer Flanschverbindung die im Betrieb unter pulsierendem Innendruck „arbeitet“ die fehlende Rückstellung bzw. Nachgiebigkeit sich auch nachteilig auswirken kann. Wird allerdings ein Rückstellvermögen der Flüssigdichtung verlangt, muss die Flanschgestaltung entsprechend verändert werden. Besonders die untersuchten anaeroben FIP-Flüssigdichtungen besitzen eine gewisse Klebefestigkeit, die eine fehlende Rückstellung gewöhnlich sehr gut kompensieren kann. Die Ergebnisse am IP haben dieses deutlich gezeigt. Die Parameter Stegbreite, Oberfläche- rauheit, Frequenz oder Medium können die Höhe der Pressung nach dem Versuch nur geringfügig beeinflussen.

### 3.5 Fazit Versuche an verschraubten Modellflanschen

Aus den Versuchen am Innendruckprüfstand geht hervor, dass die eingesetzten Dichtungsmaterialien ein sehr unterschiedliches Verhalten aufweisen. Sie unterscheiden sich sehr in ihrem Abdichtungsvermögen und können durch bestimmte Parameter mehr oder weniger beeinflusst werden. Die Temperatur hat mit Abstand den größten Einfluss auf eine Dichtverbindung. An zweiter Stelle steht die Vorspannung bei der Montage. Beide Faktoren wirken direkt auf die Flächenpressung der Dichtung. Genügend Flächenpressung auf der Dichtung ist ein wichtiges Merkmal für eine betriebssichere Dichtverbindung. Die Metallsickendichtungen können bei hohen Drücken eingesetzt werden. Die Belastbarkeitsprüfungen haben gezeigt, dass Metallsickendichtungen nur dann die volle Dichtfähigkeit entfalten, wenn die Sicke plastisch verformt wird. Allerdings wird in der Praxis die benötigte Flächenpressung nicht an jeder Stelle der Flanschgeometrie erreicht. Besonders kritisch ist der

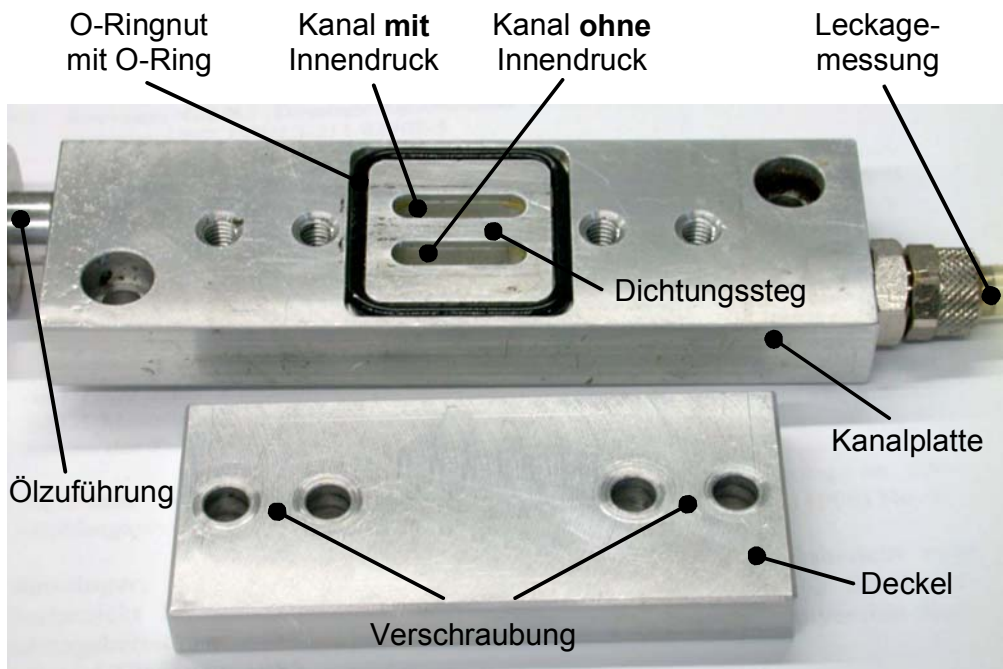
Bereich zwischen den Schrauben. Ein wesentlicher Vorteil einer Metallsickendichtung ist das „Fail-Safe“ Verhalten. Bei schlagartig auftretenden hohen Drücken kann es zwar zu Leckage kommen, aber nach Ablassen des Überdrucks erfüllen sie ihre Dichtfunktion weiter. Nachteilig wirkt sich die aufwändige Herstellung einer Metallsickendichtung aus. Die Dichteigenschaft einer Metallsickendichtung hängt sehr stark von den Materialeigenschaften des Trägermaterials ab. Die Dicke der NBR Schicht spielt nur eine untergeordnete Rolle. Weichstoffdichtungen befinden sich schon seit Jahrzehnten im Einsatz und sind langsam ans Ende der Optimierungsphase gelangt. Die Produkte der einzelnen Hersteller ähneln sich sehr stark in ihrem Verhalten. Gerade im unteren Pressungsbereich sind Weichstoffdichtungen Metallsickendichtungen überlegen. Bei Drücken über 140 bar haben die Metallsickendichtungen leichte Vorteile. Im Übrigen versagen Weichstoffdichtungen explosionsartig und weisen keine Notlaufeigenschaften auf. Die größte Bandbreite besitzen die Flüssigdichtungen aufgrund der enormen Variationsmöglichkeiten von chemischen Zusammensetzungen und Aushärtemechanismen, die letztlich bestimmend für die Klebe- und Verformungseigenschaften der Dichtung sind. Anaerob aushärtende Flüssigdichtungsprodukte gewährleisten bereits bei sehr geringen Pressungen Dichtheit bei hohen Drücken und haben damit deutliche Vorteile gegenüber den anderen Dichtungsgattungen. In der Handhabung, bei der Erstabdichtung sowie in der Lagerhaltung sind Flüssigdichtungen den anderen Dichtungsgattungen ebenfalls überlegen.

## 4 Versuche an realitätsnahen Flanschen

Die vorangegangenen Modellversuche wurden mit einer kreisringförmigen Dichtungsgeometrie durchgeführt. So war es zum einen möglich sehr viele Versuche mit unterschiedlichen Parametern und Dichtungsmaterialien durchzuführen und zum anderen wurde bei den Modellversuchen der Einfluss der Verschraubungsgeometrie bzw. des Verschraubungsbildes bewusst ausgeschlossen. Die Ergebnisse der Untersuchungen an Modellflanschen dienen als Grundlage für die weiteren Untersuchungen. Die Parameter mit einem sehr geringen Einfluss auf die Dichtigkeit werden weggelassen. Die Prü fzelle wird ebenfalls geändert und realitätsnäher gestaltet. Während der Innendruckprüfstand für die Modellflansche mit einer einzigen Schraube verspannt wurde, erfolgt die Verschraubung an der neuen Versuchseinrichtung mit mehreren Schrauben. Das Verschraubungsbild und die Verschraubungsart wurden so gewählt, wie sie auch bei Steuerplatten für Automatikgetriebe eingesetzt werden. Mit dieser Versuchseinrichtung soll das Verhalten der Dichtungen so realitätsnah wie möglich simuliert werden.

### 4.1 Beschreibung der Prü fzelle

Die Prü fzelle für die Versuche an den realitätsnahen Flanschen ist so aufgebaut, dass sie eine Steuerplatte eines Automatikgetriebes gut nachbildet. Wie in **Bild 4.1** zu sehen ist, besteht die Zelle aus zwei Teilen; der Kanalplatte und dem Deckel. In die Kanalplatte ist je ein Kanal für die Ölversorgung und die Leckagemessung eingefräst.



*Bild 4.1 Prü fzelle für die Versuche am realitätsnahen Flansch*

Über den einen Kanal wird seitlich Hydrauliköl mit dem entsprechenden Betriebsdruck zugeführt. Der zweite Kanal bleibt drucklos. Hier wird die Leckage gemessen, die aus dem ölführenden Kanal über den Dichtungssteg überströmt. Die auftretende Leckage kann über einen Schlauch, der seitlich

mit dem drucklosen Kanal verbunden ist, in einen Messbecher abgeleitet werden. Ein O-Ring dichtet die Prü fzelle nach außen hin ab.

## 4.2 Versuchsplanung und Versuchsablauf

Die Auswertung der Versuche an den Modellflanschen hat gezeigt, dass manche Parameter einen geringen Einfluss auf die Dichtigkeit einer Verbindung haben. Für die Versuche an den realitätsnahen Flanschen werden nur die Parameter mit einem hohen Paretoeffekt herangezogen. Der Deckel wird aus verschiedenen Materialien (Aluminium, Stahl, Grauguss) und in zwei Dicken (7 mm, 10 mm) gefertigt. Die Verschraubung der beiden Hälften erfolgt über zwei M6 Schrauben, die wahlweise in einem Abstand von 45 mm oder 75 mm angebracht werden können. Die Prü fzelle kann zur Temperierung wahlweise an einen Heiz- oder Kühlblock angeflanscht werden. Die Aufheizung des Prüfstandes erfolgt über Heizpatronen. Die Temperatur von  $-10\text{ °C}$  wird durch ein Kühlaggregat erreicht. In **Tabelle 4.1** sind alle Parameter mit den untersuchten Werten aufgelistet. Die aufgeführten Zahlenwerte für die einzelnen Größen wurden mit Hilfe von Vorversuchen und aus den Auswertungen der Modellversuche ermittelt. Als Prü fdichtung kommen eine Metallsicken-, eine Weichstoff- und eine Flüssigdichtung zum Einsatz. Es wurden die Dichtungsmaterialien verwendet, die in den vorangegangenen Versuchen die besten Ergebnisse erzielt hatten.

Parameter	Eingestellter Bereich
Dichtungsmaterialien	M4 (Elring Klinger 4025 KANN), W4 (Reinz AFM 34 0,3 mm), F3 (Loctite 574).
Vorspannung bei Montage	6 kN; 8 kN
Schraubenabstand	45 mm; 75 mm
Flanschdicke (Deckel)	7 mm; 10 mm
Temperatur (Prü fzelle)	$-10\text{ °C}$ ; $70\text{ °C}$
Stegbreite (Kanalplatte)	5 mm; 8 mm
Ebenheit (Deckel)	0,01 mm; 0,04 mm
Flanschmaterial (Deckel)	Aluminium, Stahl, GG

*Tabelle 4.1 Parametervariation für die Versuche an realitätsnahen Flanschen*

Die Vielfalt der unterschiedlichen Einflüsse und die Wechselwirkungen der Parameter ist auch hier nur noch mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung beherrschbar. Für die Planung und Auswertung der Versuche wurde, wie auch bei den Modellversuchen, das Programm Cornerstone von der Fa. Domain Manufacturing verwendet. Nach der Eingabe der Einflussfaktoren mit den entsprechenden Wertebereichen, müssen noch die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Faktoren festgelegt werden. Das Programm berechnet daraus ein statistisches Versuchsmodell und die dafür erforderliche Versuchsanzahl. Im vorliegenden Fall benötigt Cornerstone 46 Versuche um das gesamte Versuchsmodell zu beschreiben.



Das Lastkollektiv ist für alle durchgeführten Versuche gleich und läuft in zwei Phasen ab, **Bild 4.2**. In der ersten Phase wird die Prüfwelle auf die geforderte Betriebstemperatur gebracht, danach folgt die Betriebsphase mit der dynamischen Innendruckbelastung.

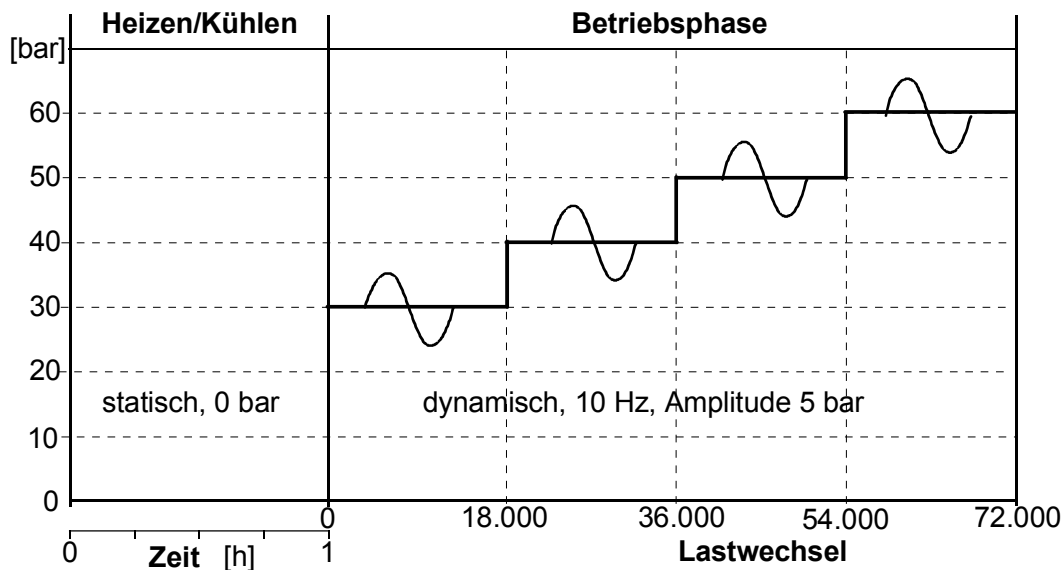


Bild 4.2 Lastkollektiv für die Versuche am realitätsnahen Flansch

Im Betrieb wird der Innendruck in vier Stufen á 18.000 LW von 30 auf 60 bar gesteigert. Es handelt sich hierbei um eine sinusförmige Innendruckbelastung mit einer Pulsationsfrequenz von 10 Hz und einer Druckamplitude von 5 bar. Während des Versuchs wird in jeder Druckstufe die jeweils auftretende Leckagemenge gemessen.

### 4.3 Auswertung und Ergebnisse der Versuche am realitätsnahen Flansch

Das Ziel dieser Untersuchungen ist es, das Verhalten einer Dichtverbindung unter realitätsnahen Bedingungen zu untersuchen und somit eine Aussage über die Stärken und Schwächen der jeweiligen Dichtverbindung zu treffen. Für die Auswertung der Versuche mit der statistischen Versuchsplanung ist als Zielvorgabe die Leckagemenge pro Minute definiert. Die Leckagerate wird für jede Druckstufe protokolliert. Als Grenzwert wird eine Leckagerate von 60 ml/min gesetzt. Bei Überschreitung dieses Wertes wird der Versuch abgebrochen. Im Folgenden werden die Auswirkungen verschiedener Parameter auf die Leckagerate der Prüfeinrichtung diskutiert. Zunächst werden die Parameter auf die Dichtungsmaterialien bezogen und in den Interaktionsdiagrammen dargestellt. Ein Interaktionsdiagramm existiert für jede Druckstufe. So ist es möglich detaillierte Aussagen über die Ursache der Leckagemenge zu machen. Auf der Y-Achse der Diagramme ist die Leckagerate normiert dargestellt. Ein hoher Balken bedeutet eine starke Leckage.

### 4.3.1 Einfluss des Dichtungsmaterials

#### Interaktion Dichtmaterial mit Temperatur

Ein sehr wichtiger Parameter ist die Temperatur. In der Praxis wird eine Verbindung bei Raumtemperatur verspannt. Im Betrieb erreicht eine solche Flanschverbindung leicht eine Temperatur von 70 °C, das andere Extrem sind Minustemperaturen. Bei den Untersuchungen an realitätsnahen Flanschen werden beide Temperaturbedingungen nachgebildet. Als Dichtungsmaterial werden eine Metallsicken-, eine Flüssig- und eine Weichstoffdichtung untersucht. Die Diagramme aus **Bild 4.3** machen deutlich, dass es zwischen den untersuchten Temperaturen starke Unterschiede gibt.

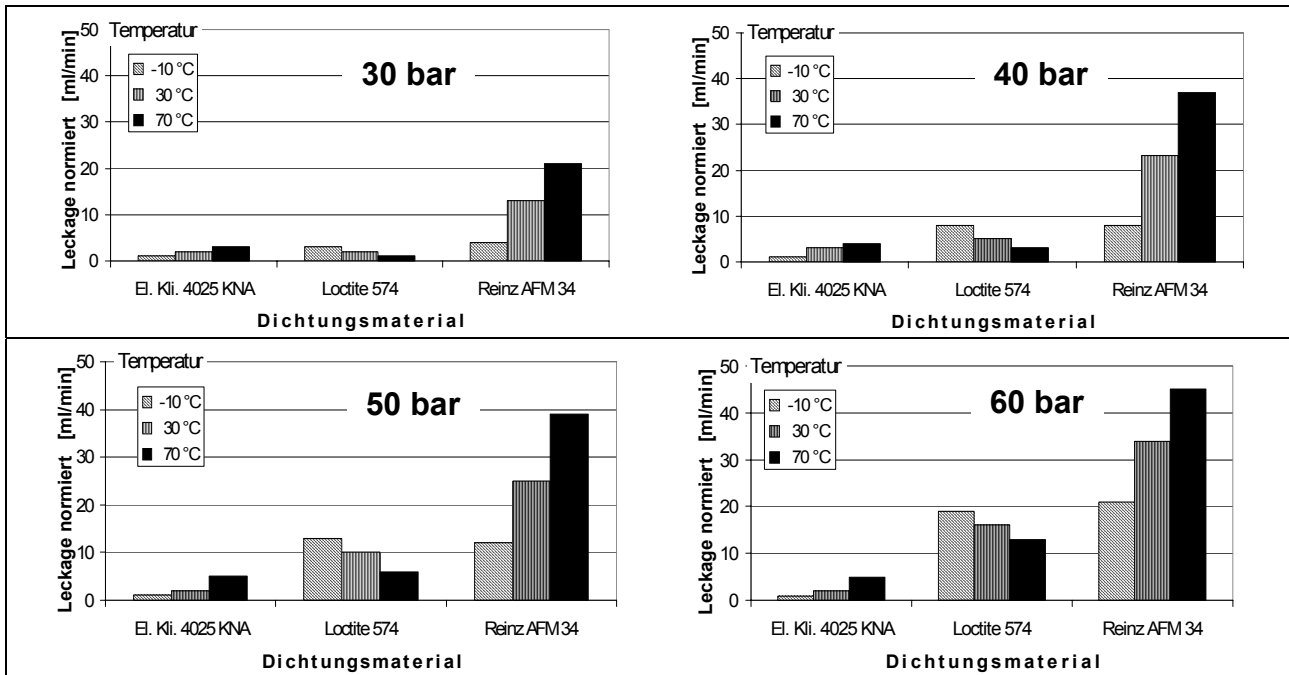


Bild 4.3 Interaktionsdiagramme (Dichtungsmaterial/Temperatur) für die Leckagerate bei den Versuchen am realitätsnahen Flansch: Druckstufe: 30, 40, 50 und 60 bar; Temperatur: -10 °C, 30 °C, 70 °C

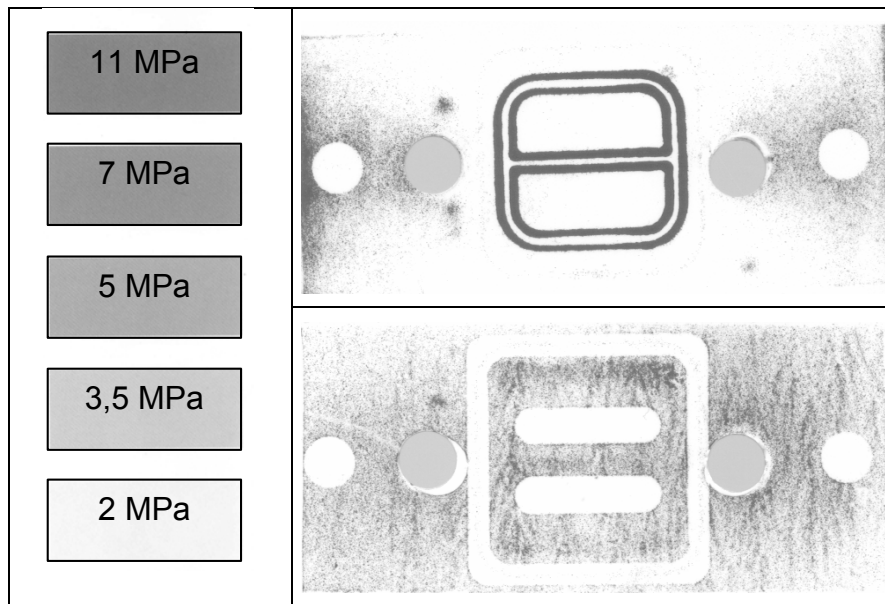
Eine Temperatur von -10 °C ist bei Metallsickendichtungen und bei Weichstoffdichtungen günstiger als eine Temperatur von 70 °C. Der Grund hierfür ist die Tatsache, dass die Viskosität des Öles mit abnehmender Temperatur auch zunimmt. Zähflüssiges Öl kann den Spalt viel schwerer passieren, als das dünnflüssige Öl bei hohen Temperaturen [26]. Die Verspannung des Prüfstandes bei Temperaturerhöhung aufgrund der unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten kann den Eigenschaften des dünnflüssigen Öls bis zu einem Druck von 60 bar nicht entgegenwirken. Es gibt also einen Zusammenhang zwischen Innendruck und Viskosität. In **Gleichung 4.1** für die Leckage in einem engen Spalt aus [25] befindet sich die Viskosität im Nenner und der Druck im Zähler. D.h. bei steigender Viskosität sinkt die Leckage und bei steigendem Druck erhöht sich die Leckage, wobei irgendwann ein Parameter dominiert.

$$Q = \frac{dp}{dx} \cdot \frac{h^3}{12\eta} \quad (4.1)$$

$$\begin{array}{ll} Q \dots \text{Leckagerate} & h \dots \text{Spalthöhe} \\ p \dots \text{Druck} & \eta \dots \text{Viskosität des Öls} \end{array}$$

Die Flüssigdichtung Loctite 574 dichtet bei hohen Temperaturen besser ab als bei  $-10\text{ °C}$ . Ein Grund hierfür könnte sein, dass das Flüssigdichtmittel bei tiefen Temperaturen nicht vollständig durchgehärtet war. Bei den Versuchen wurde kein Unterschied in der Aushärtezeit zwischen dem Einsatz bei  $-10\text{ °C}$  oder bei  $70\text{ °C}$  gemacht. In beiden Fällen betrug die Aushärtezeit 24 h bei Raumtemperatur. Danach erfolgte die Belastung durch den Innendruck.

In **Bild 4.4** sind die Fuji-Abdrücke des Prüfstandes bei eingelegter Dichtung abgebildet, um den Pressungsverlauf sichtbar zu machen.



*Bild 4.4 Fuji-Abdrücke (low) des Prüfstandes mit eingelegter Metallsickendichtung (oben) und Weichstoffdichtung (unten); Schraubenabstand 45 mm, Schraubenkraft 6 kN, Flanschmaterial Stahl, Flanschdicke 10 mm*

Die Pressungswerte der Weichstoffdichtung liegen im Mittel bei 5 MPa. Die Gestaltung der Weichstoffdichtung ist für diese Anwendung nicht optimal. Die Geometrie der Weichstoffdichtung könnte bei dieser Prüfzelle so verändert werden, dass eine höhere Flächenpressung erreicht wird und damit höhere Drücke abgedichtet werden können. Damit aber die Flüssigdichtung und die Weichstoffdichtung in ihrem Abdichtverhalten verglichen werden können, wurde bei diesen Versuchen darauf geachtet, dass beide Dichtungen mit identischen Flächenpressungen beaufschlagt werden. Die Sicke in der Metaldichtung führt zu einer sehr hohen Linienpressung auf der Flanschoberfläche, was die geringste Leckagerate dieser Dichtungsgattung zur Folge hat.

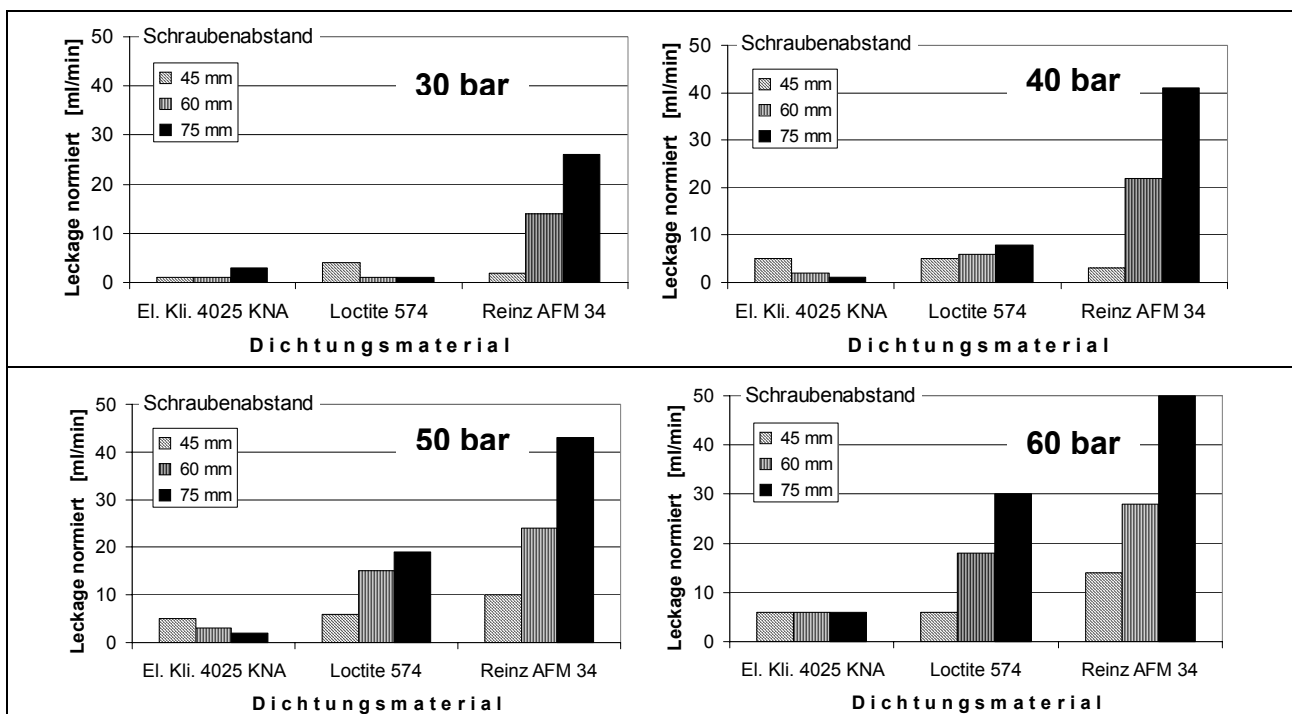
Es gibt markante Unterschiede zwischen den drei Dichtungsgattungen. Die Metallsickendichtung hat in jeder Druckstufe die geringsten Leckagewerte, danach folgt die Flüssigdichtung. Die Weichstoffdichtung erzielt bei diesen Versuchen immer die höchste Leckage.

#### **Interaktion Dichtmaterial/Schraubenabstand**

Die Versuche haben gezeigt, dass der Schraubenabstand einen sehr großen Einfluss auf die Dichtverbindung hat. In der Praxis ist der Konstrukteur oft gezwungen, verschiedene, zum Teil ungünstige Schraubenabstände umzusetzen. Deshalb ist es wichtig, zu untersuchen, wie sich die Leckagerate bei unterschiedlichem Abstand der Schrauben verhält.

Die Auswertung der Diagramme aus **Bild 4.5** zeigt, dass die Weichstoffdichtung Reinz AFM 34 auf die Variation des Schraubenabstandes mit starken Leckageunterschieden reagiert. Die Differenz zwischen dem Schraubenabstand von 45 mm und 75 mm beträgt, abhängig von der jeweiligen Druckstufe, bis zu 38 ml/min. Die Flüssigdichtung Loctite 574 erzielt bei der Veränderung des Schraubenabstandes erst in den Druckstufen mit 50 und 60 bar deutlich erkennbare Unterschiede in der Leckagemenge. Die Metallsickendichtung Elring Klinger 4025 KNA weist in diesen Diagrammen eine starke Streuung auf. Die Leckageraten waren für diese breite Auswertung zu gering. Hier müssten weitere Untersuchungen durchgeführt werden, um das Materialverhalten von Metallsickendichtungen genauer aufzuschlüsseln.

Die Weichstoffdichtung hat bei einem Schraubenabstand von 75 mm immer eine sehr hohe Leckage. Bei 60 bar steigt dieser Wert auf 50 ml/min an.



*Bild 4.5 Interaktionsdiagramme (Dichtungsmaterial/Schraubenabstand) für die Leckagerate bei den Versuchen am realitätsnahen Flansch: Druckstufe: 30, 40, 50 und 60 bar; Schraubenabstand: 45 mm, 60 mm, 75 mm*

### Interaktion Dichtmaterial/Schraubenkraft

Die Schraubenkraft beeinflusst direkt die Flächenpressung auf der Dichtung. Alle drei Dichtungsgattungen zeigen in **Bild 4.6** die gleiche Tendenz bei der Variation der Schraubenkraft. Je höher die Schraubenkraft, desto niedriger ist die Leckagemenge. In der ersten Druckstufe bei 30 bar ist der Unterschied zwischen der Flüssigdichtung und der Metallsickendichtung kaum erkennbar. Erst mit der Zunahme des Innendrucks steigt die Leckagerate der Flüssigdichtung von Stufe zu Stufe an. Die Leckagemenge der Metallsickendichtung ist in allen Druckstufen nahezu konstant. Die Weichstoffdichtung erreicht im Mittel die doppelte Leckagemenge der Flüssigdichtung. Im Vergleich zu **Bild 4.5** fällt auf, dass die Veränderung des Schraubenabstandes die Leckagerate stärker beeinflusst als die Veränderung der Schraubenkraft.

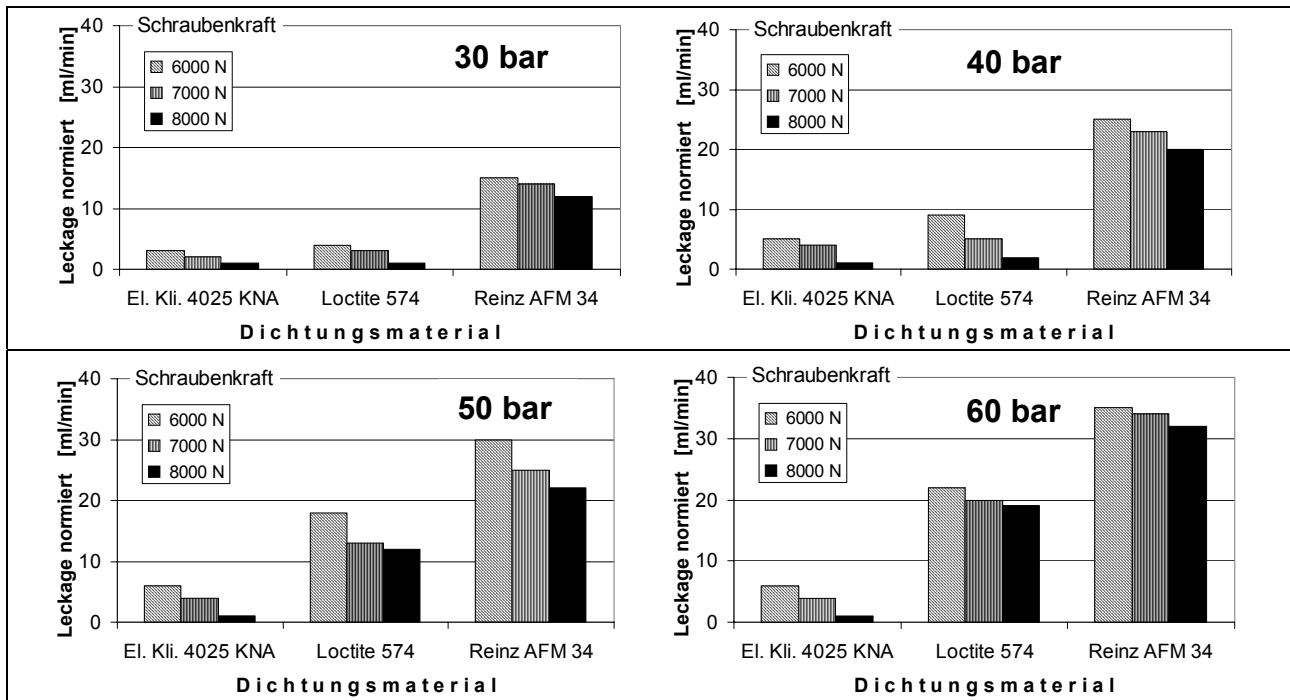


Bild 4.6 Interaktionsdiagramme (Dichtungsmaterial/Schraubkraft) für die Leckagerate bei den Versuchen am realitätsnahen Flansch: Druckstufe: 30, 40, 50 und 60 bar; Schraubkraft: 6 kN, 7 kN, 8 kN

### 4.3.2 Einfluss des Flanschmaterials

Neben dem Dichtungsmaterial ist auch das Flanschmaterial ein wichtiger Parameter für eine Dichtverbindung. In **Tabelle 4.2** sind einige wichtige physikalische Eigenschaften ausgewählter Materialien dargestellt. Die Kenntnis dieser Eigenschaften ist wichtig für die Erklärung des Abdichtverhaltens der untersuchten Flanschmaterialien.

Werkstoff	Dichte $\rho$ [kg/mm <sup>3</sup> ]	E-Modul E [N/mm <sup>2</sup> ]	Ausdehnungskoeffizient $\alpha$ [1/K]	Querkontraktionszahl $\nu$
Stahl	7,8	210.000	$11,1 \times 10^{-6}$	0,3
Grauguss	7,2	100.000	$9,0 \times 10^{-6}$	0,26
Aluminium	2,7	70.000	$23,8 \times 10^{-6}$	0,33

Tabelle 4.2 Physikalische Eigenschaften ausgewählter metallischer Werkstoffe

Im Folgenden werden einige Parameter beschrieben, die zusammen mit dem Flanschmaterial einen großen Einfluss auf die Leckage haben.

#### Interaktion Flanschmaterial/Temperatur

Als Deckelmaterial wird in den Versuchen am realitätsnahen Flansch GG, Stahl und Aluminium untersucht. In dem Diagramm aus **Bild 4.7** ist die Wechselwirkung zwischen dem Flanschmaterial und der Temperatur aufgetragen. In allen Diagrammen erzielt GG die besten Ergebnisse. Ebenfalls eine niedrige Leckagerate ist bei dem Werkstoff Stahl festzustellen. Aluminium besitzt erwartungsgemäß die höchste Leckage. Ein Grund hierfür ist die wesentlich geringere Steifigkeit von Alumi-

nium im Vergleich zu Stahl oder GG. Der Trend, dass die Leckage bei tiefer Temperatur geringer ist als bei hoher Temperatur, wie auch in **Bild 4.3** zu erkennen ist, lässt sich auch hier feststellen.

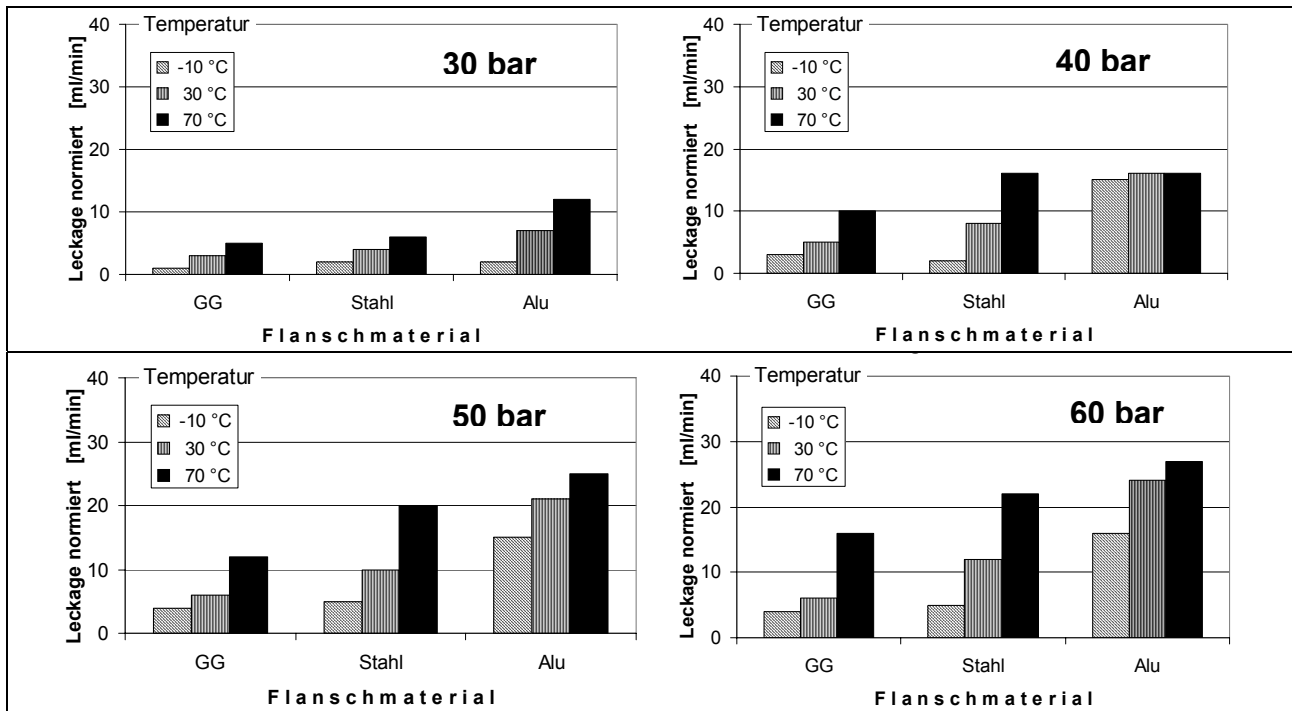


Bild 4.7 Interaktionsdiagramme (Flanschmaterial/Temperatur) für die Leckagerate bei den Versuchen am realitätsnahen Flansch: Druckstufe: 30, 40, 50 und 60 bar; Temperatur: -10 °C, 30 °C, 70 °C

### Interaktion Flanschmaterial/Flanschdicke

Der Deckel wurde in den Wandstärken 7 und 10 mm untersucht, **Bild 4.8**. In den ersten zwei Druckstufen hat die Flanschdicke keinen Einfluss auf das Messergebnis. Die Streuung der Leckageraten ist zu stark, um hier eine verlässliche Aussage machen zu können. Ab einem Druck von 50 bar ist bei den Werkstoffen GG und Aluminium zu erkennen, dass eine Flanschdicke von 10 mm weniger Leckage zur Folge hat als eine Flanschdicke von 7 mm. Bei dem Werkstoff Stahl stellt sich dieser erwartete Trend erst in der letzten Druckstufe ein. Ein Flansch mit einer großen Flanschdicke ist zum einen biegesteifer und zum andern wird die Schraubenkraft besser in die Dichtungsebene eingeleitet. Aluminium liefert bei diesen Untersuchungen die höchsten Leckageraten.

### Interaktion Flanschmaterial/Schraubenabstand

Der Schraubenabstand hat ebenfalls einen sehr großen Einfluss auf die Leckagerate der Flanschverbindung, **Bild 4.9**. Ein geringer Schraubenabstand führt dazu, dass die Röscherkegel der beiden Schrauben näher zusammen liegen und damit die Dichtung besser verpressen. In Verbindung mit den drei Flanschmaterialien kann gesagt werden, dass die Schwächen eines großen Schraubenabstandes durch die Wahl eines anderen Flanschmaterials kompensiert werden können. So erreicht beispielsweise Aluminium mit einem Schraubenabstand von 75 mm in der Druckstufe mit 60 bar eine doppelt so hohe Leckagerate wie Stahl mit 75 mm. Auch hier hat Grauguss in allen Druckstufen die niedrigsten Leckagewerte erzielt.

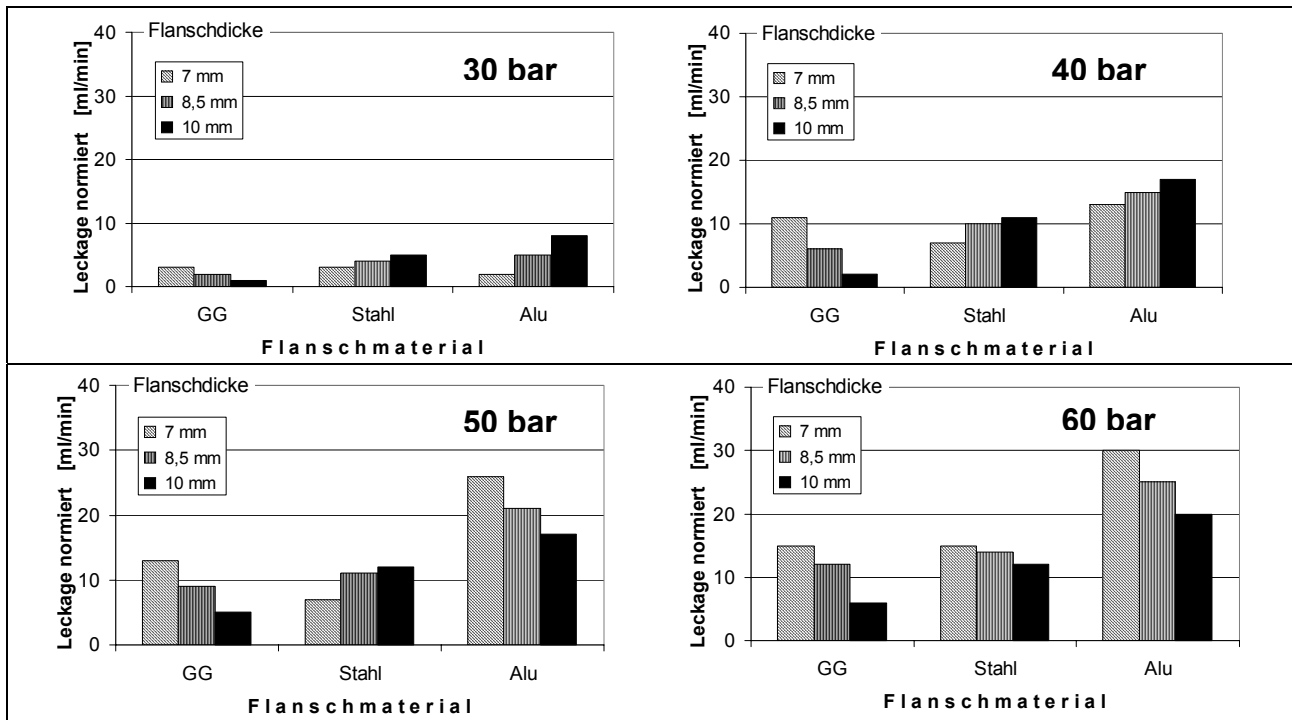


Bild 4.8 Interaktionsdiagramme (Flanschmaterial/Flanschdicke) für die Leckagerate bei den Versuchen am realitätsnahen Flansch: Druckstufe: 30, 40, 50 und 60 bar; Flanschdicke: 7 mm, 8,5 mm, 10 mm

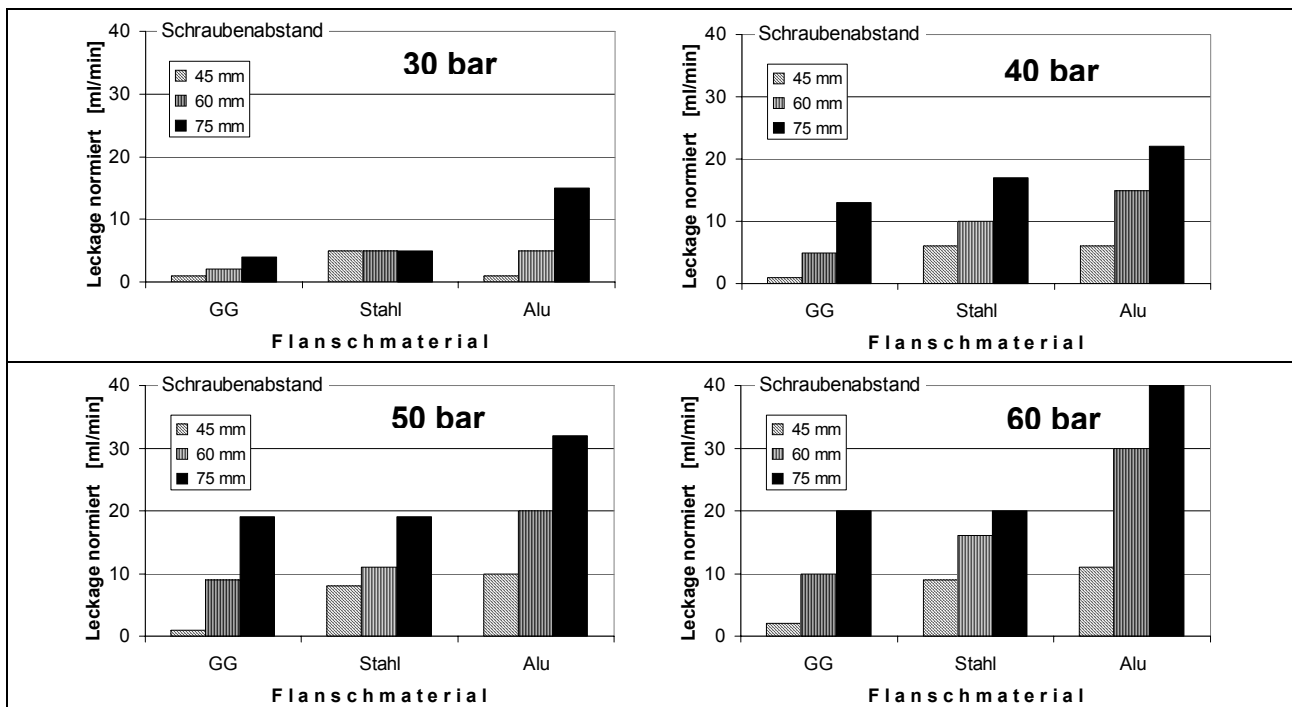


Bild 4.9 Interaktionsdiagramme (Flanschmaterial/Schraubenabstand) für die Leckagerate bei den Versuchen am realitätsnahen Flansch: Druckstufe: 30, 40, 50 und 60 bar; Schraubenabstand: 45 mm, 60 mm, 75 mm

Aus den oben besprochenen Diagrammen geht eindeutig hervor, dass Grauguss für eine Gehäuseabdichtung unter pulsierendem Innendruck besser geeignet ist als Stahl oder Aluminium, obwohl

die Biegesteifigkeit von Stahl etwa doppelt so hoch ist, als die von GG. Eine mögliche Erklärung kann die gute Schwingungsabsorption und die ausgleichende Wirkung des Graugussgefüges sein. Um den Grund für das gute Abschneiden von GG besser zu analysieren, wurden Fuji-Druckabdrücke der Kanalplatte mit den drei verwendeten Flanschwerkstoffen gemacht, **Bild 4.10**. Die Flächenpressung breitet sich abhängig von den Flanschmaterialien sehr unterschiedlich aus. Grauguss erzielt eine sehr homogene Pressung in der Dichtebene weil das Material aufgrund seines Gefüges eine ausgleichende Wirkung besitzt, und somit die Unebenheiten wie z.B. Welligkeiten sehr gut überbrückt werden. Die hohe Steifigkeit des Stahlwerkstoffs wirkt sich bei Ebenheiten, die größer sind als 0,01 mm negativ aus. Der Stahlflansch oder -deckel sitzt auf den Wellenbergen auf und erreicht nur lokal eine hohe Flächenpressung. Der Verlauf des Drucksabdruckes des Aluminiumdeckels ist auch auf die Materialeigenschaften von Aluminium zurückzuführen. Der geringere E-Modul von 70.000 MPa führt dazu, dass sich die Schraubenkraft nicht ausreichend in die Dichtebene eingeleitet wird. Lediglich unter den Schrauben entsteht eine Zone mit einer sehr hohen Flächenpressung.

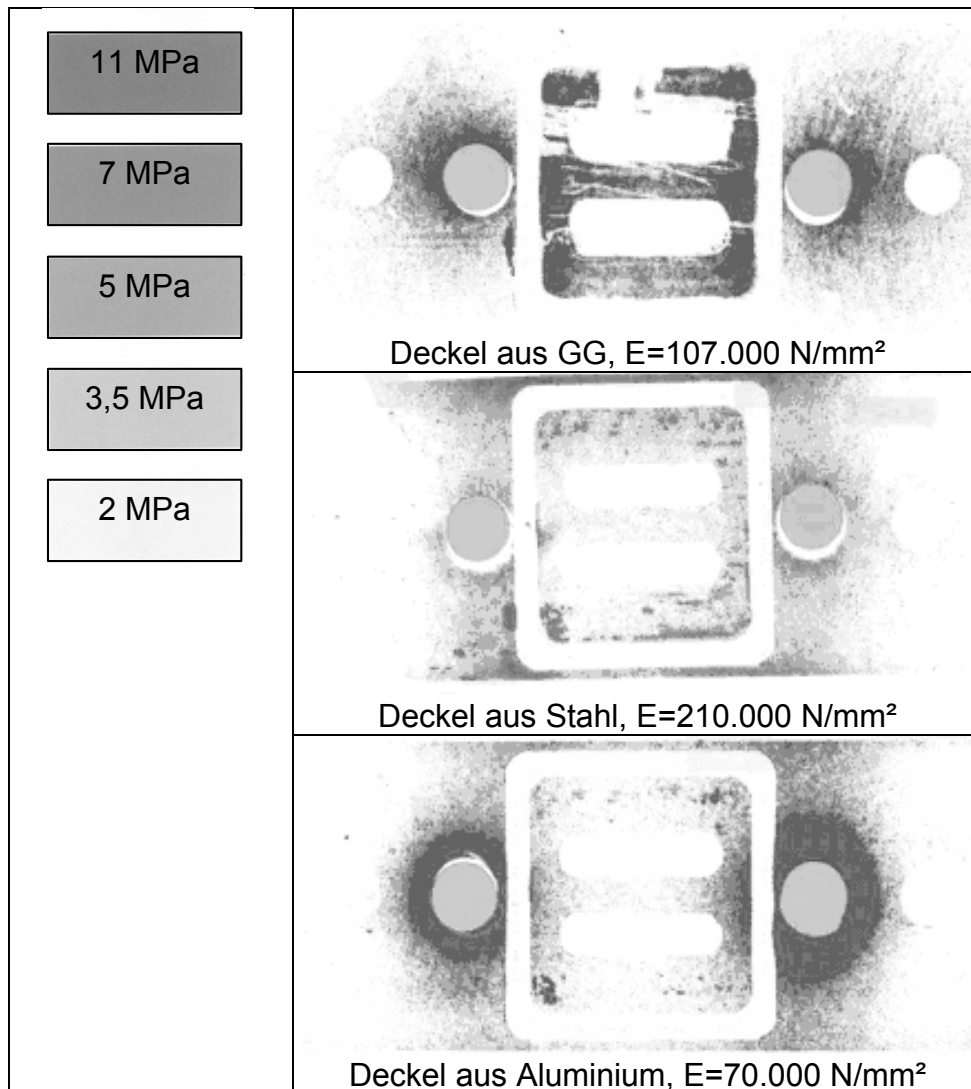
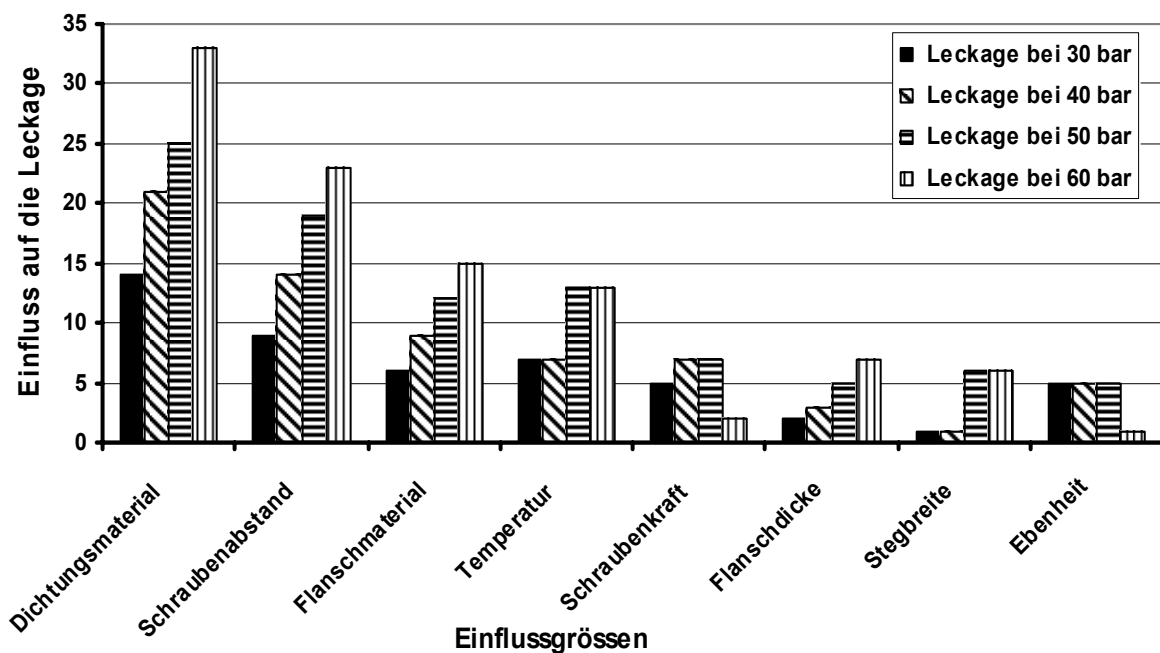


Bild 4.10 Fuji-Abdrücke (low) der Prüfzelle mit verschiedenen Flanschmaterialien; GG, Stahl, Aluminium; Schraubenabstand 45 mm, Schraubenkraft 8 kN, Flanschdicke 7 mm, Ebenheit 0,01 mm



Nachdem die wichtigsten Interaktionsdiagramme beschrieben wurden, sind in **Bild 4.11** alle Einflussgrößen in einem Paretodiagramm (Einflussdiagramm) im Überblick dargestellt. Die Leckagerate auf der Y-Achse ist qualitativ abzulesen. Ein hoher Balken bedeutet, dass die Veränderung des zugehörigen Parameters einen großen Einfluss auf die Leckagemenge des Systems hat. Kleine Balken sind damit für die Konstruktionsoptimierung weniger interessant. Der Einfluss der Parameter ist auch abhängig von dem jeweiligen Innendruck des Mediums. Das Dichtungsmaterial hat in allen vier Druckstufen den größten Einfluss. Das bedeutet, dass es sehr große Unterschiede zwischen den untersuchten Materialien gibt. Weitere wichtige Parameter sind der Schraubenabstand, das Flanschmaterial und die Temperatur. Weitere wichtige Parameter sind der Schraubenabstand, das Flanschmaterial und die Temperatur.



*Bild 4.11 Paretodiagramm: Einflussgrößen auf die Leckagerate bei den Versuchen am realitätsnahen Flansch*

Einen vergleichbar geringen Einfluss haben die Parameter Flanschdicke, Stegbreite oder Ebenheit. Das Verhalten der Parameter Schraubenkraft und Ebenheit zeigt Unregelmäßigkeiten, die mit den hier durchgeführten Untersuchungen nicht erklärt werden können. Hierzu sind weitere Versuche notwendig. Das Paretodiagramm aus **Bild 4.12** zeigt aber, dass diese Parameter in Verbindung mit anderen Parametern durchaus Optimierungspotential besitzen. Die Veränderung mehrerer Parameter bringt bessere Ergebnisse, als die Variation nur eines Parameters. Hier wäre die Kombination Dichtmaterial&Ebenheit oder Flanschmaterial&Ebenheit besonders günstig. Die oben erläuterten Erkenntnisse, dass das Flanschmaterial im Zusammenhang mit der Ebenheit des Flansches einen sehr großen Einfluss auf die Dichtverbindung hat, werden mit diesem Paretodiagramm bestätigt.

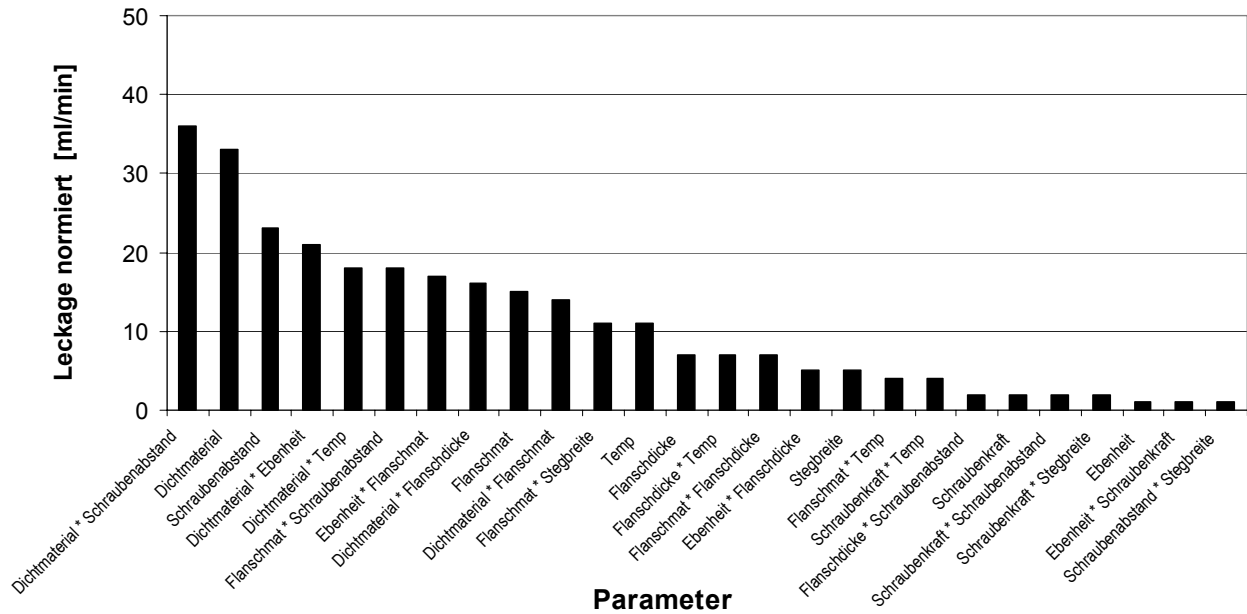


Bild 4.12 Paretdiagramm: Darstellung alle Einflussgrößen und Wechselwirkungen auf die Leckagerate in der Druckstufe mit 60 bar

#### 4.4 Fazit Versuche an realitätsnahen Flanschen

Die Versuche am realitätsnahen Flansch zeigen, wie vielfältig und komplex die Einflüsse auf eine Dichtverbindung sein können und wie viele Faktoren hier zusammenspielen. Mit Hilfe der Auswertewerkzeuge der statistischen Versuchsplanung ist es aber möglich, diese Einflüsse sehr detailliert aufzuschlüsseln und zu verstehen. Zusammenfassend lässt sich folgendes über die Versuche an realitätsnahen Flanschen sagen:

Eine Dichtverbindung hat bei tiefen Temperaturen und niedrigen Drücken eine geringere Leckage als bei hohen Temperaturen. Die dynamische Viskosität des Öls spielt hier eine wesentliche Rolle. Die Metallsickendichtungen und die Flüssigdichtungen reagieren auf die Veränderung der Temperatur am wenigsten empfindlich. Die Variation des Schraubenabstandes wirkt sich sehr stark auf die Leckagerate aus. Bei einem Schraubenabstand von 45 mm besitzt die untersuchte Dichtverbindung für alle Materialien und in allen Druckstufen die geringste Leckage. Die Veränderung des Schraubenabstandes beeinflusst die Metallsickendichtung am wenigsten, weil die eingeprägte Sicke ein hohes Rückfederungsvermögen besitzt. Die Schraubenkraft hat einen geringeren Einfluss auf die Flanschverbindung als der Schraubenabstand. Für die Auswertung der Versuche wurde neben der Wechselwirkung des Dichtungsmaterials mit ausgewählten Parametern auch die Wechselwirkung des Flanschmaterials mit verschiedenen Parametern betrachtet. Aus den Untersuchungen geht Grauguss als bestes Flanschmaterial hervor. Grauguss kann aufgrund seines Gefügebau Un ebenheiten in der Dichtungsebene am besten ausgleichen. Aluminium erzielt eine sehr hohe Pressung unter den Schrauben. Aufgrund der geringen Biegesteifigkeit von Aluminium, kann die Schraubenkraft nur unzureichend in die kritischen Stellen zwischen die Schrauben eingeleitet werden. Auch die Variation der Temperatur ist für Grauguss unproblematisch.

Mit Hilfe der Interaktionsdiagramme aus der statistischen Versuchplanung kann der Konstrukteur den Einfluss eines schwachen Parameters, der beispielsweise zwangsläufig eingestellt werden muss, durch einen starken Parameter kompensieren. Die Paretdiagramme machen deutlich, wie stark die Wechselwirkung zwischen den einzelnen Parametern sein kann. Es ist oft vorteilhafter, mehrere Parameter gleichzeitig zu optimieren, weil dadurch das Ergebnis deutlich verbessert werden kann. Ein Beispiel hierfür wäre die Veränderung des Flanschmaterials in Verbindung mit der Ebenheit der Flanschoberfläche.

## 5 Untersuchungen von Leichtmetallschrauben unter pulsierendem Innendruck

In der Automobileindustrie werden, nach heutigem Stand der Technik, hauptsächlich Stahlschrauben als lösbares Verbindungselement eingesetzt. Im Zuge des Leichtbaus werden in erster Linie die Gehäuse von Getrieben oder Pumpen optimiert. Der Einsatz von Leichtmetallschrauben gewinnt in der Antriebstechnik immer mehr an Bedeutung. Aufgrund der geringeren mechanischen Festigkeit des Leichtmetallwerkstoffes im Vergleich zu den konventionellen Stahlschrauben muss zunächst die Betriebssicherheit einer solchen Verbindung nachgewiesen werden. In den Arbeiten [50], [51] wurden auf dem Gebiet der Materialprüfung umfassende Untersuchungen zur Dauerfestigkeit von Leichtmetallschrauben durchgeführt. In dieser Arbeit werden Flanschverbindungen mit Leichtmetallschrauben verschraubt und mit einem dynamischen Innendruck beaufschlagt.

### 5.1 Vorteile von Leichtmetallschrauben

Primär ist eine Leichtmetallschraube um ca. 65% leichter als eine Stahlschraube gleicher Geometrie. Aufgrund der geringeren Einschraubtiefe von Aluminiumschrauben ergeben sich weitere sekundäre Gewichtsvorteile durch den reduzierten Werkstoffeinsatz. Weniger Gewicht bedeutet geringere Massenkräfte, geringeren Energiebedarf sowie Freiraum für andere Bauteile.

Werden Leichtmetallgehäuse mit Stahlschrauben verschraubt, so führt die thermische Zusatzkraft durch die unterschiedlichen Temperatúrausdehnungskoeffizienten bei starker Erwärmung zu plastischen Verformungen in den niedrigsten Flanschen. Bereits nach wenigen Temperaturzyklen geht die Vorspannung in der Schraube zurück und die Betriebssicherheit der Verbindung kann gefährdet sein. Leichtmetallschrauben haben einen ähnlichen Wärmeausdehnungskoeffizient wie das Gehäuse in das sie verschraubt werden. Die thermisch bedingte Vorspannkraftzunahme ist äußerst gering, Relaxationsvorgänge werden drastisch verringert.

Aufgrund des geringeren E-Moduls von Aluminium ( $E_{Al} = 70.000 \text{ MPa}$ ; im Vergleich dazu Stahl:  $E_{St} = 210.000 \text{ MPa}$ ) erzeugt die Aluminiumschraube sehr nachgiebige Verbindungen, die bei Stahlschrauben nur mit dünschaftigen Dehnschrauben erzielt werden können. Unter Betriebskraft reduziert die große Nachgiebigkeit die Zusatzkräfte in der Schraube erheblich. Dies ist besonders vorteilhaft bei schwingender Belastung, wie sie beispielsweise bei pulsierendem Innendruck auftritt [52].

### 5.2 Versuche mit Leichtmetallschrauben

Die experimentellen Untersuchungen befassen sich in dieser Arbeit mit Flanschverbindungen die mit einem pulsierendem Innendruck beaufschlagt werden. Das Ziel der Untersuchungen ist es, herauszufinden, ob Leichtmetallschrauben für Innendruckbelastungen eine betriebssichere Alternative zu konventionellen Stahlschrauben darstellen.

Für diese Untersuchungen wurde eine Prü fzelle aufgebaut, mit der es möglich ist, die Parameter aus **Tabelle 5.1** zu untersuchen.

Parameter	Eingestellter Bereich
Schraubenwerkstoff	Stahl, Aluminiumlegierung
Klemmlänge	30 mm, 50 mm
Anzugsmoment	5 Nm, 15 Nm
Temperatur	-10 °C, 50 °C, 70 °C
Innendruck	15 bar, 20 bar, 25 bar, 30 bar
Aushärtezeit	0,6 h; 40 h
Konstanten	Werte
Schraubengröße	M8
Pulsationsfrequenz	5 Hz
Hydraulikmedium	Hydrauliköl: ESSO HLPD 46
Stegbreite	6 mm
Flanschoberfläche	Rz = 6 µm
Flanschmaterial	Aluminium
Dichtungsmaterial	Loctite 574 (anaerob aushärtend)

*Tabelle 5.1 Parameterübersicht für die Untersuchungen von Leichtmetallschrauben unter pulsierendem Innendruck*

Die aufgebaute Prü fzelle, **Bild 5.1** ist in Anlehnung an das Pumpengehäuse aus Kapitel 7.4 konzipiert worden. Sie besteht aus einem Deckel, der über vier Schrauben mit dem Gehäuseteil verbunden ist. Die Klemmlänge der Schrauben kann über ein Zwischenstück variiert werden. Der Gehäusinnenraum wird über ein externes Hydraulikaggregat mit einem variabel einstellbaren Innendruck beaufschlagt. Die gesamte Prü fzelle kann wahlweise über einen Heiz- oder Kühlblock temperiert werden. Die Abdichtung der Prü fzelle erfolgt über eine Flüssigdichtung (anaerobes Produkt). Bedingt durch die geringe Dichtungsdicke dieses Dichtungsmaterials wird dessen Einfluss bzgl. Setzverhalten der Flanschverbindung minimiert. Um die Versuche so realitätsnahe wie möglich durchzuführen wurde der Betriebsbelastung eine Temperaturwechselbelastung überlagert, **Bild 5.2**.

Der Versuchsablauf unterteilt sich in mehrere Phasen. Zunächst wird die Verbindung montiert. Danach wird die Aushärtezeit des Dichtungsmaterials abgewartet. Die Verbindung wird dann auf die entsprechende Prü ftemperatur gebracht. Nach der Betriebsphase 1 wird die Prü fzelle auf Raumtemperatur abgekühlt. Ohne Demontage der Prü fzelle, erfolgt der zweite Prü fzyklus indem eine andere Betriebstemperatur eingestellt und die dynamische Belastungsphase wiederholt wird.

Für die Versuchsplanung und Versuchsausführung wurde die Methode der statistischen Versuchsplanung eingesetzt. Als Zielgröße wird die Leckagezeit bis zum Versagen aufgezeichnet. Als Versagenszeitpunkt wird der Zeitpunkt des Ölaustritts aus der Dichtfuge definiert.

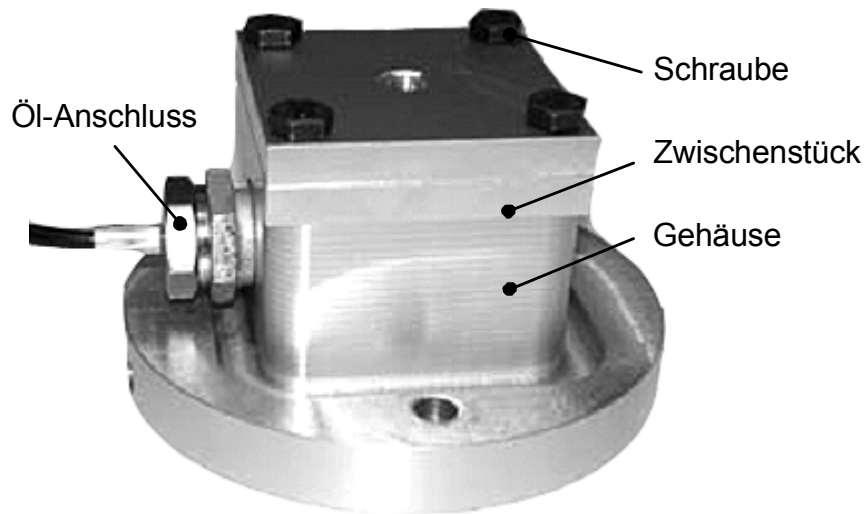


Bild 5.1 Prü fzelle für die Innendruckuntersuchungen mit Leichtmetallschrauben

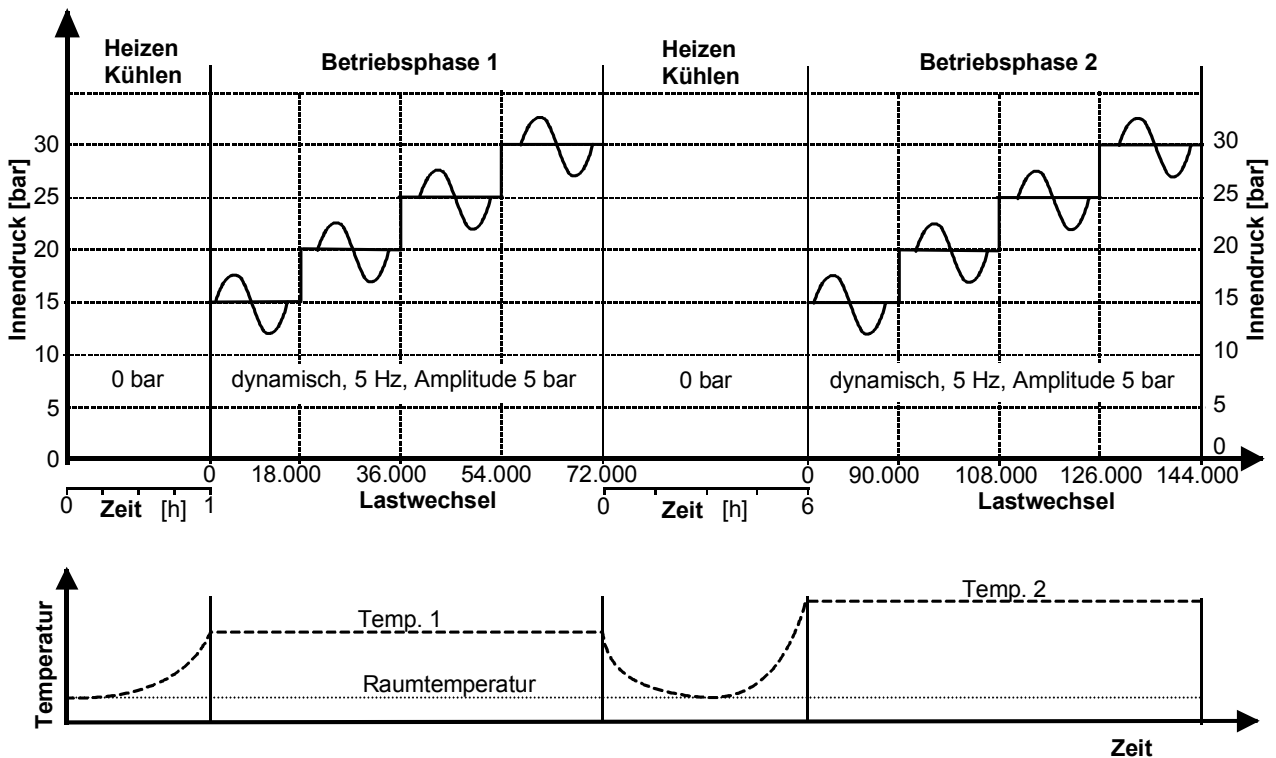


Bild 5.2 Versuchsablauf für die Versuche mit Leichtmetallschrauben; oben: Lastkollektiv, unten: Temperaturkollektiv

In **Bild 5.3** sind die Ergebnisse der Untersuchung aufgeführt. Auf der Y-Achse sind die eingestellten Werte für die Klemmlänge und das Anzugsmoment und auf der Abszisse die Zeit bis zum Versagen der Dichtverbindung aufgetragen. Der erste Prüfzyklus mit einer Temperatur von 50 °C dauert 120 min danach wird die Betriebstemperatur auf 70 °C erhöht. Die Ergebnisse zeigen, dass nur

ein Versuch mit Stahlschrauben, den zweiten Prüfzyklus erreichen konnte. Die anderen versagten bereits in der ersten Betriebsphase. Bei der Verwendung von Leichtmetallschrauben kamen zwei Versuche über die erste Betriebstemperatur hinaus. Der Versuch mit der Klemmlänge von 30 mm und einem Anzugsmoment von 15 Nm erreichte sogar das Versuchsende ohne Leckageauftritt. Des Weiteren machen die Versuche deutlich, dass die Leckage in allen Versuchen bei Leichtmetallschrauben immer später auftritt als bei Stahlschrauben.

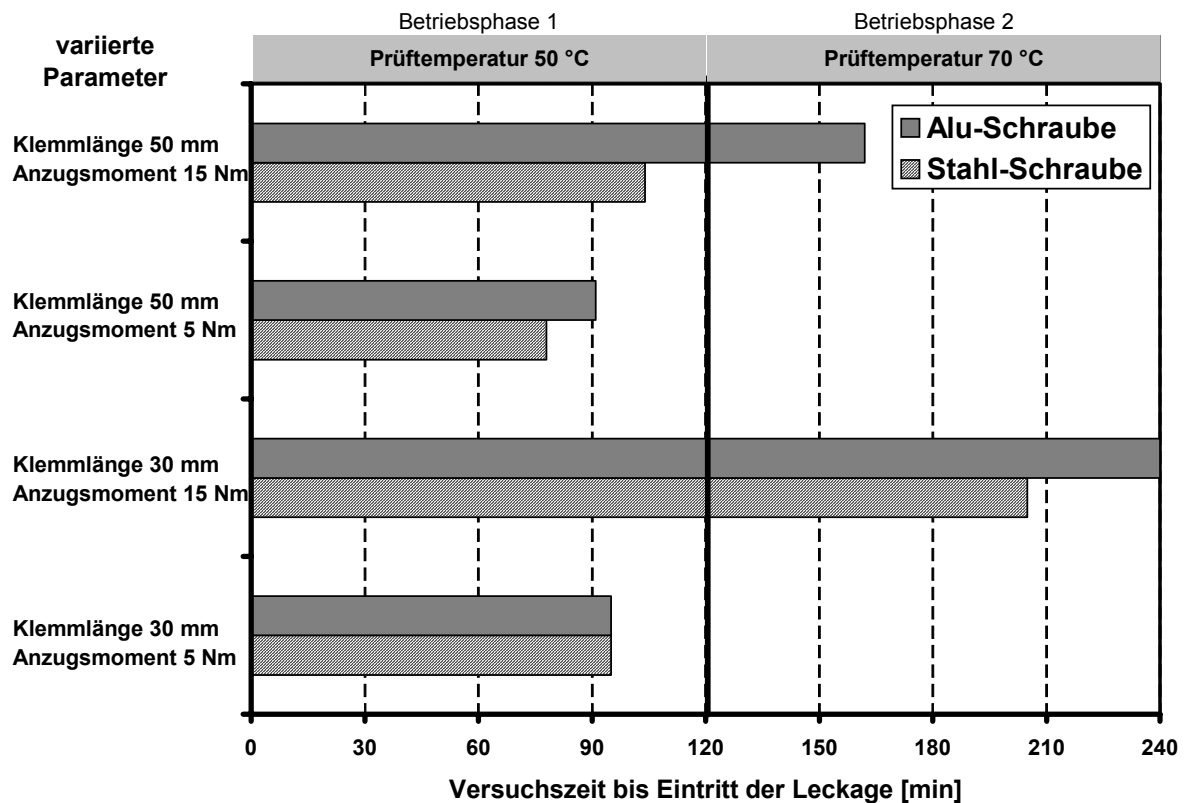


Bild 5.3 Vergleich von Stahlschrauben mit Aluminiumschrauben, Aushärtezeit 40 h: variierte Parameter: Klemmlänge, Anzugsmoment, Schraubenwerkstoff, Innendruck, Prüftemperatur

Die experimentellen Untersuchungen zeigen, dass die Stahlschraube und die Aluminiumschraube unterschiedlich auf die Veränderung der Parameter reagieren. Deshalb ist in **Bild 5.4** das Pareto-diagramm der variierten Parameter getrennt nach den Schraubenwerkstoffen dargestellt, worin der Einfluss der untersuchten Parameter auf die Versagenszeit dargestellt ist.

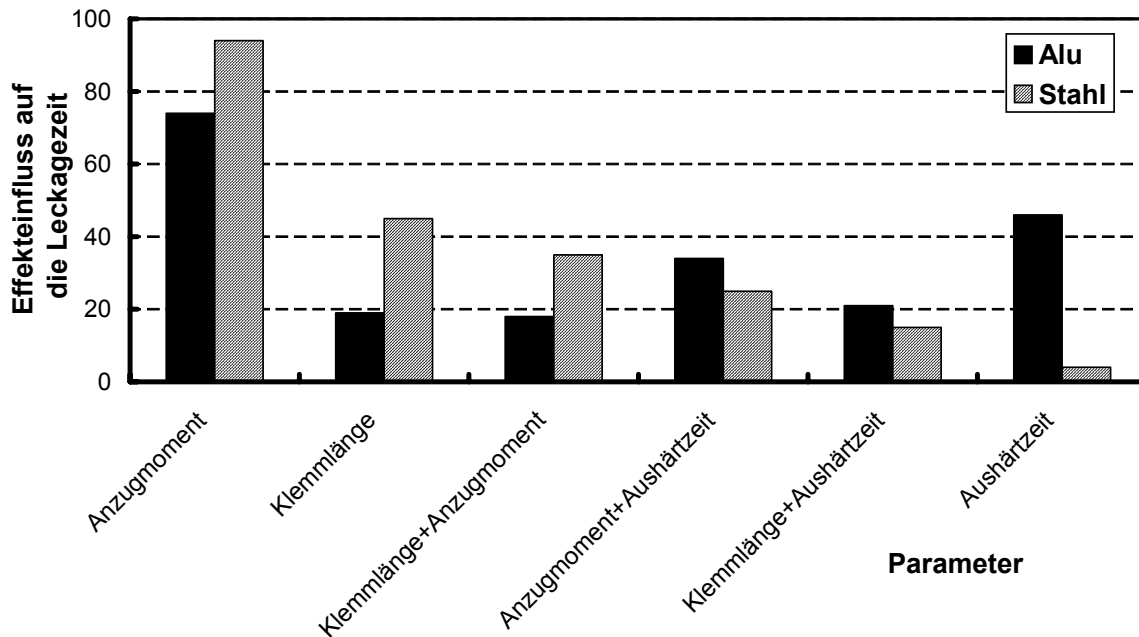


Bild 5.4 Paretdiagramm für die Versuche an Leichtmetall- und Stahlschrauben unter pulsierendem Innendruck

Den größten Einfluss auf die Leakagezeit hat das Anzugsmoment. Die Klemmlänge ist für Stahlschrauben wichtiger als für Aluminiumschrauben. Die thermische Zusatzkraft spielt bei Stahl eine große Rolle. Für die Leichtmetallschrauben bedeutet dieses Ergebnis im Umkehrschluss, dass auch mit kürzeren Klemmlängen gute Ergebnisse erzielt werden können, was wiederum zu Material- und damit zu Kosteneinsparungen führt. Diese Tatsache wird auch in [54] bestätigt.

Ein weiterer wichtiger Parameter ist die Aushärtezeit. In dieser Arbeit wurden Untersuchungen mit 0,6 h und 40 h Aushärtezeit durchgeführt. Das Diagramm zeigt, dass die Aushärtezeit für Stahlschrauben keinen wesentlichen Einfluss besitzt. Dieses haben auch die Ergebnisse aus den vorangegangenen Kapiteln gezeigt.

### 5.3 Fazit der Untersuchungen von Leichtmetallschrauben unter pulsierendem Innendruck

Die Untersuchungen mit Leichtmetallschrauben haben gezeigt, dass gerade wenn der Betriebskraft eine Temperaturwechselbelastung überlagert wird, diese Verbindungstechnologie auch unter pulsierendem Innendruck Vorteile gegenüber konventionellen Stahlschrauben besitzt,.

Bei diesen Untersuchungen wurden die Stahlschrauben nicht bis zu ihrer Festigkeitsgrenze belastet. Unter diesen Umständen sind Stahlschrauben Aluminiumschrauben überlegen. Es ging hierbei darum zu prüfen, ob die Leichtmetallschrauben im Rahmen ihrer Festigkeit ihre Vorteile auch bei Innendruck aufrechterhalten können.

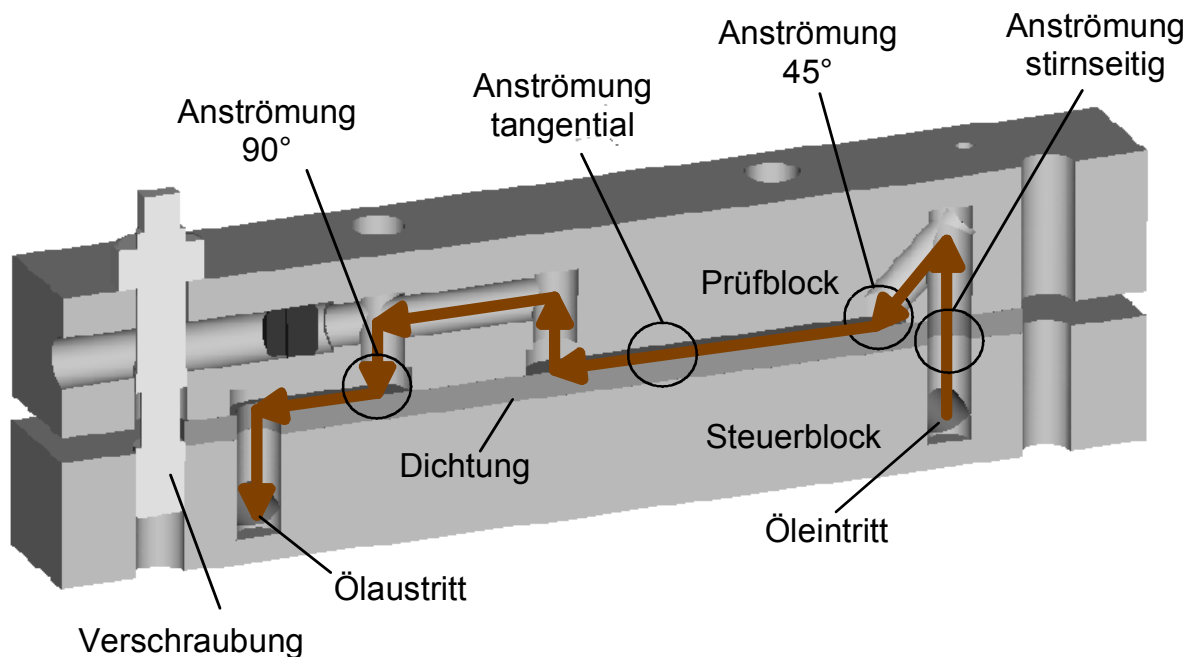


## 6 Anströmuntersuchungen

Für die Ermittlung der Anströmfestigkeit des Dichtungsmaterials ist eine Prüfeinrichtung notwendig, die realitätsnahe Anströmbedingungen, wie sie z.B. in einer Kanalplatte eines Automatikgetriebes vorkommen, auf einfache Weise nachbildet. Zum Umfang der experimentellen Untersuchung gehören Versuche, bei denen das Öl aus verschiedenen Richtungen bei unterschiedlichen Drücken und Anströmgeschwindigkeiten an der Dichtung vorbeiströmt.

### 6.1 Beschreibung der Anströmeinrichtung

Die Prüfzelle zur Ermittlung der Anströmfestigkeit der Dichtung besteht aus zwei Hälften. In der unteren Hälfte sind die Hydraulikanschlüsse angebracht. Die zu prüfende Dichtung wird zwischen den Prüfblock und den Steuerblock eingespannt. Im Prüfblock befindet sich der Prüfkanal, in dem alle vorgegebenen Anströmwinkel realisiert sind. In **Bild 6.1** ist die Anströmeinrichtung mit dem charakteristischen Ölfluss dargestellt.



*Bild 6.1 Anströmeinrichtung (AS), Schnittdarstellung*

Das Öl trifft zunächst stirnseitig auf die Dichtung. Anschließend wird das Öl so an der Dichtung vorbei geleitet, dass die Anströmwinkel  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  und  $90^\circ$  realisiert werden. Das angeschlossene Hydraulikaggregat ermöglicht Durchflüsse bis 40 l/min bei Drücken von 160 bar.

## 6.2 Versuche mit der Anströmeinrichtung

Für die Anströmuntersuchungen wurden von der Arbeitsgruppe die unten aufgeführten Dichtungsmaterialien festgelegt. Eine genaue Beschreibung der Materialien befindet sich im Anhang.

Dichtungsart	Nr.	Aufbau	Produktname	Hersteller
Beschichtete Metallplatten	M7	Stahl/NBR	Klingermetal 150178 NS	Klinger
	M8	Aluminium/NBR	Klingermetal 150178 NA	Klinger
	M9	Aluminium/NBR	Microbaloon	Freudenberg
	M10	Aluminium/NBR	Metaloprint	Elring Klinger
	M11	Aluminium/NBR	Metaloprint optimiert	Elring Klinger
Weichstoffdichtungen	W4	Aramidfaser	AFM 34 0,3 mm	Reinz
	W5	Zellulosefaser	Abil N	Elring Klinger

Tabelle 6.1 Dichtungsmaterialien für die Untersuchungen am Anströmprüfstand

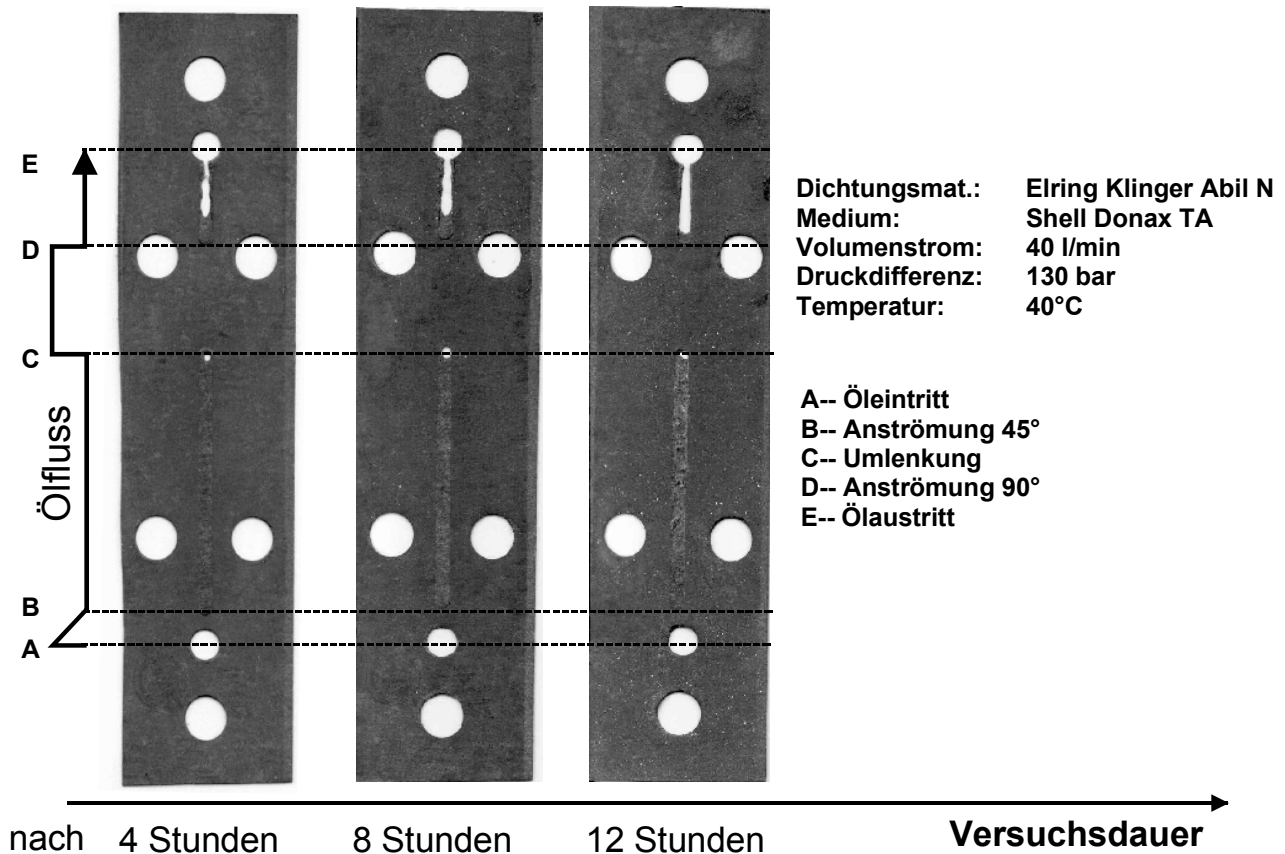
Die oben aufgeführten Materialien werden nach dem Versuchsplan aus **Tabelle 6.2** untersucht. Alle Materialien werden mit dem ATF-Öl *Shell Donax TA* angeströmt. Die Anströmgeschwindigkeit beträgt ca. 190 km/h.

Werkstoff	Temp.	Volumenstrom	Dauer	Prüfintervall	Differenzdruck
Abil N	40 °C	40 l/min	12 h	4 h	130 bar
AFM 34					
150178 NS					
150178 NA	70 °C		30 h	10 h	
Microbaloon					
Metaloprint					
Metaloprint, optimiert					

Tabelle 6.2 Versuchsplan Anströmversuche

Für die Auswertung der Versuche wird die Prüfichtung nach jeder Laststufe fotografiert, damit die Oberflächenschäden zeitlich dokumentiert werden. In den folgenden Abbildungen sind die Bilder über der Versuchsdauer aufgetragen. An der linken Seite eines jeden Bildes befindet sich der charakteristische Ölflussverlauf. Damit bestimmte Positionen auf der Dichtung besser beschrieben werden können, wurde an den markanten Stellen jeweils ein Buchstabe (A bis E) gesetzt. Die Dichtungsmaterialien werden in Weichstoffdichtungen und Metalldichtungen, eingeteilt. Entsprechen dieser Einteilung werden auch die Ergebnisse kommentiert.

Die **Weichstoffdichtungen** werden jeweils nach vier Stunden auf Schäden geprüft. Die Dichtung Abil N der Fa. Elring Klinger weist schon nach 4 Stunden gravierende Schäden auf, **Bild 6.2**. An der Umlenkstelle „C“ wird die Dichtung durchlöchert. Ursache hierfür ist die turbulente Strömung mit den entsprechend aggressiven Wirbeln, die aus der plötzlichen Richtungsänderung des Ölflusses herrühren. Dieser Durchbruch vergrößert sich von Stufe zu Stufe.



*Bild 6.2 Anströmuntersuchungen: Oberflächen-scans der Weichstoffdichtung Elring Klinger Abil N*

Ein weiterer Schaden tritt auf der Anströmstrecke „DE“ auf. Auch hier handelt es sich um eine Umlenkstelle. An dieser Stelle kann allerdings das Öl unter die Dichtung gelangen, so dass die turbulente Strömung die Dichtung förmlich durchsägt. Auch auf der Anströmstrecke „BC“ gibt es eine sichtbare Aufrauung. Auch hier werden die sichtbaren Oberflächenbeschädigungen von Intervall zu Intervall stärker. Der Einfluss der unterschiedlichen Anströmwinkel wird an dieser Dichtung auch deutlich. Die Stelle „B“ mit 45° Anströmung ist weniger stark beschädigt als die Stelle „D“ mit 90°.

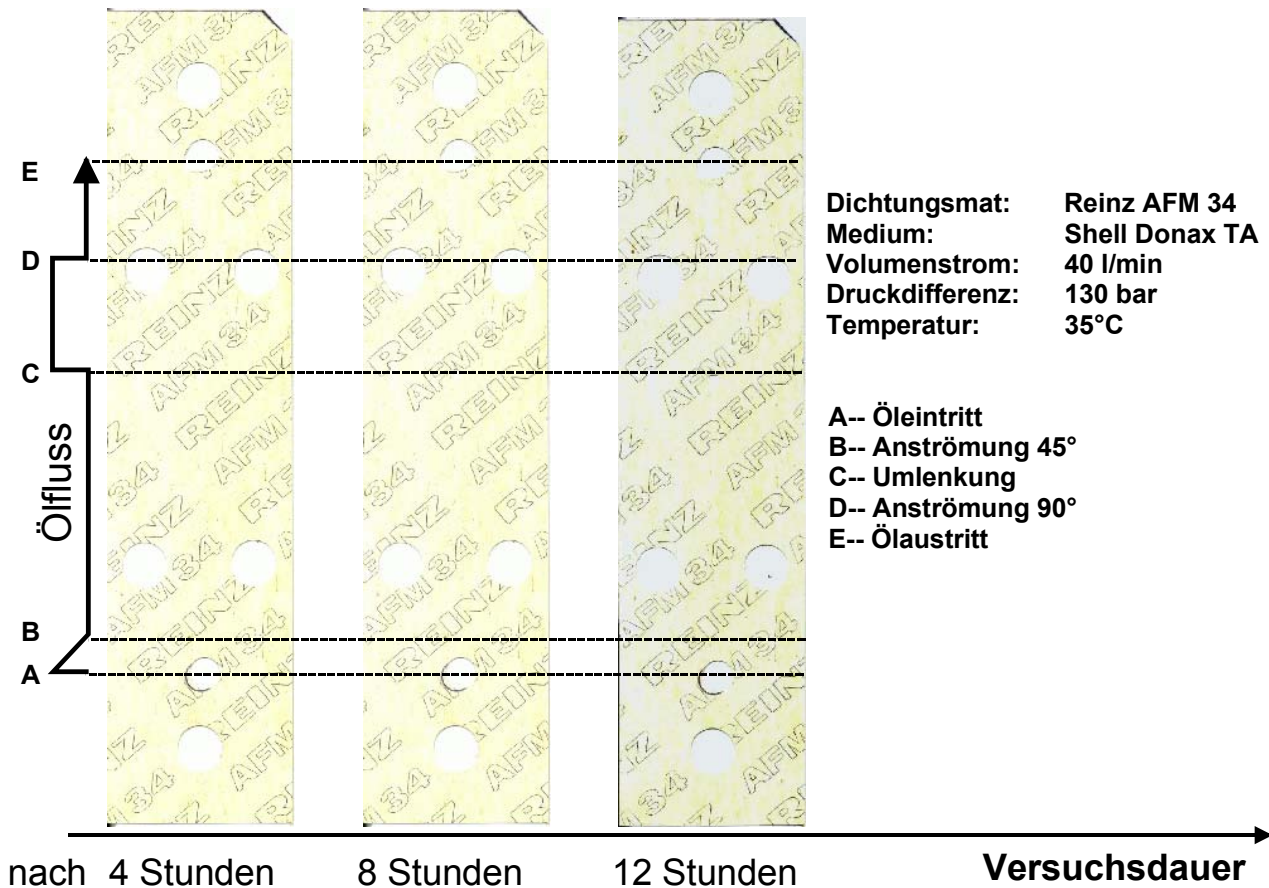


Bild 6.3 Anströmuntersuchungen: Oberflächenscans der Weichstoffdichtung REINZ AFM 34

Die Dichtung AFM 34 der Fa. Reinz erweist sich im Vergleich zu Abil N als äußerst anströmfest. Als einziger Schaden ist ein Durchbruch an der Stelle „C“ auszumachen, der sich im Verlauf des Versuches vergrößert. Die Oberflächebeschaffenheit von AFM 34 ist gänzlich anders als die Oberfläche von Abil N. Sie ist aufgrund einer Silikonschicht glatter ausgeführt. Das Dichtungsmaterial der Fa. Reinz ist auch reißfester. Aus den oben genannten Gründen bleiben Oberflächenschäden in Form von Aufrauungen aus.

Die **beschichteten Metallplatten** weisen im Vergleich zu den Weichstoffdichtungen ein anströmfesteres Verhalten auf. Aus diesem Grund werden die Dichtungen auch unter verschärften Bedingungen untersucht. Zum einen wird die Laufzeit erhöht und bei einigen Dichtungen auch die Temperatur, vgl. **Tabelle 6.2**. Grundsätzlich kann gesagt werden, dass alle Metalldichtungen diesen Anströmbelastungen ohne markante Schäden standgehalten haben. Bei den Produkten der Fa. Klinger wurde die Temperatur von 40°C auf 70°C erhöht. Wie in **Bild 6.4** und **Bild 6.5**, zu sehen ist, wird die Beschichtung aufgrund höheren Temperaturen nicht stärker geschädigt.

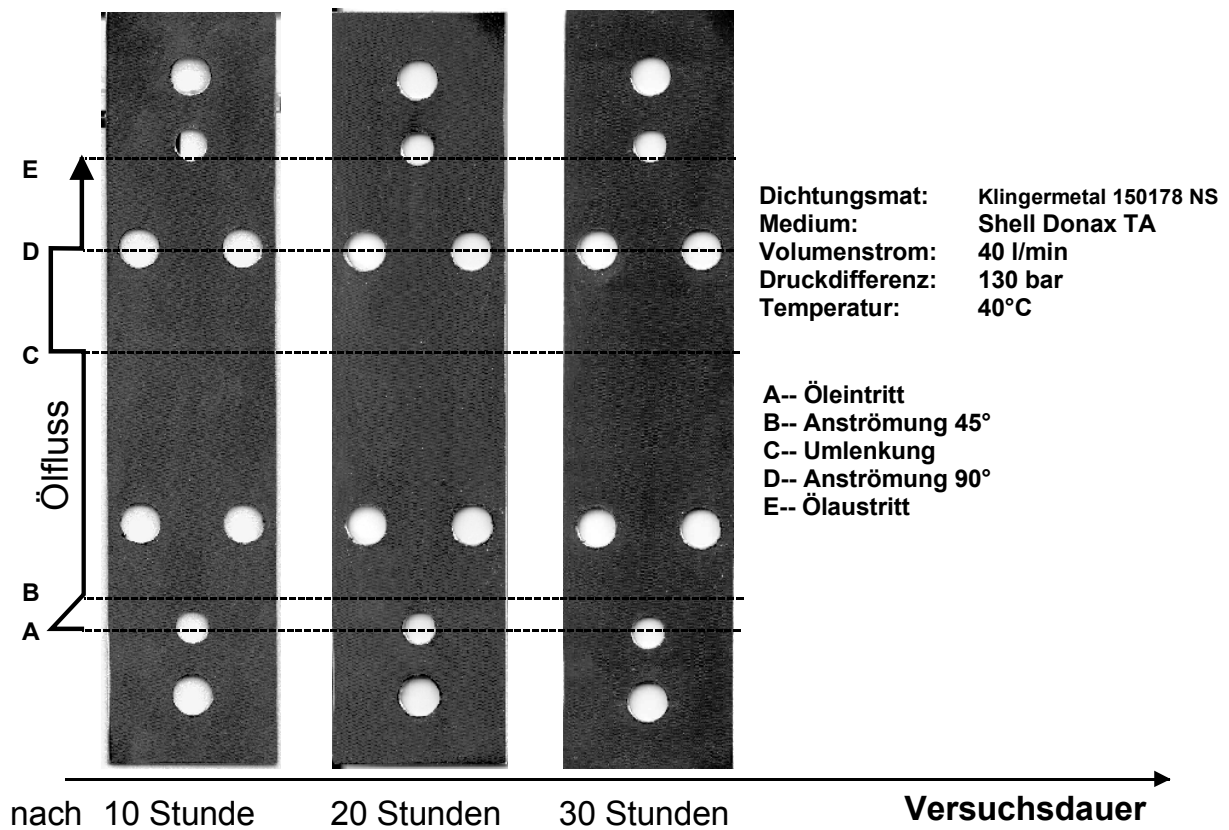


Bild 6.4 Anströmuntersuchungen: Oberflächenscans Klingermetal 150178 NS (beschichtete Metallplatte)

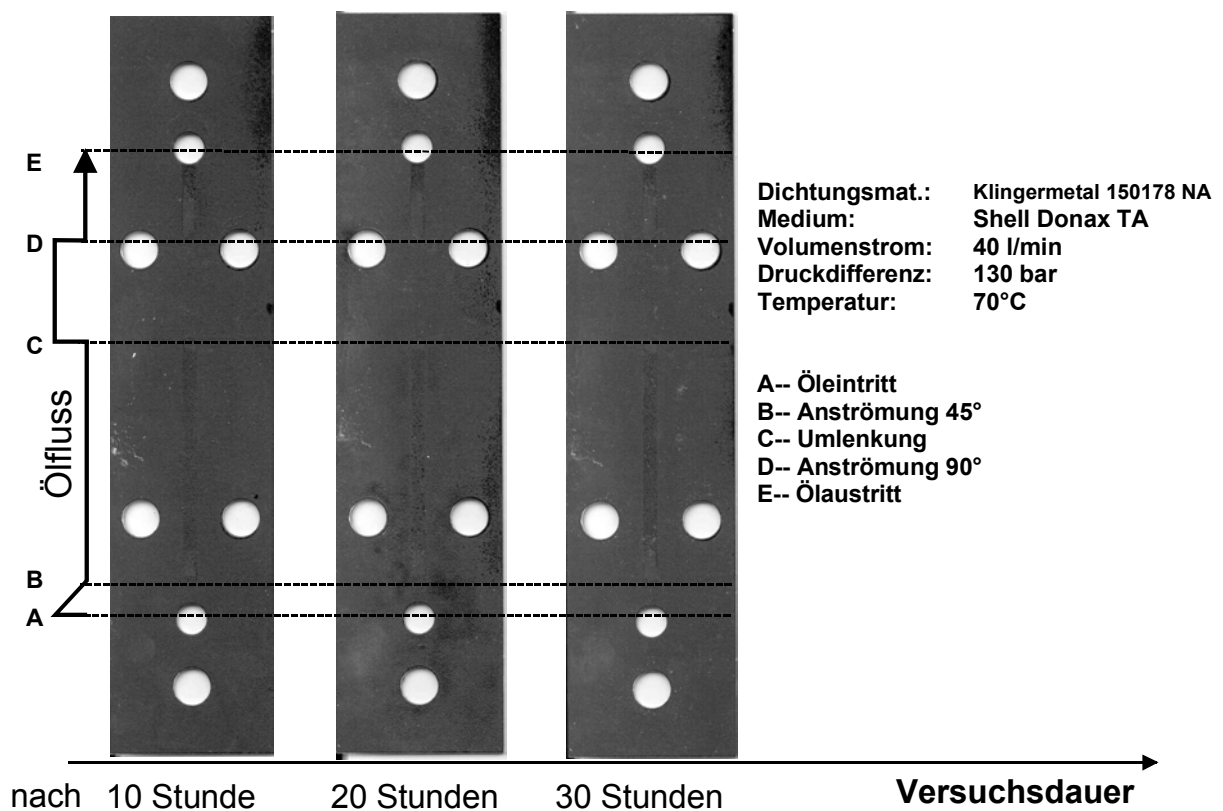


Bild 6.5 Anströmuntersuchungen: Oberflächenscans Klingermetal 150178 NA (beschichtete Metallplatte)

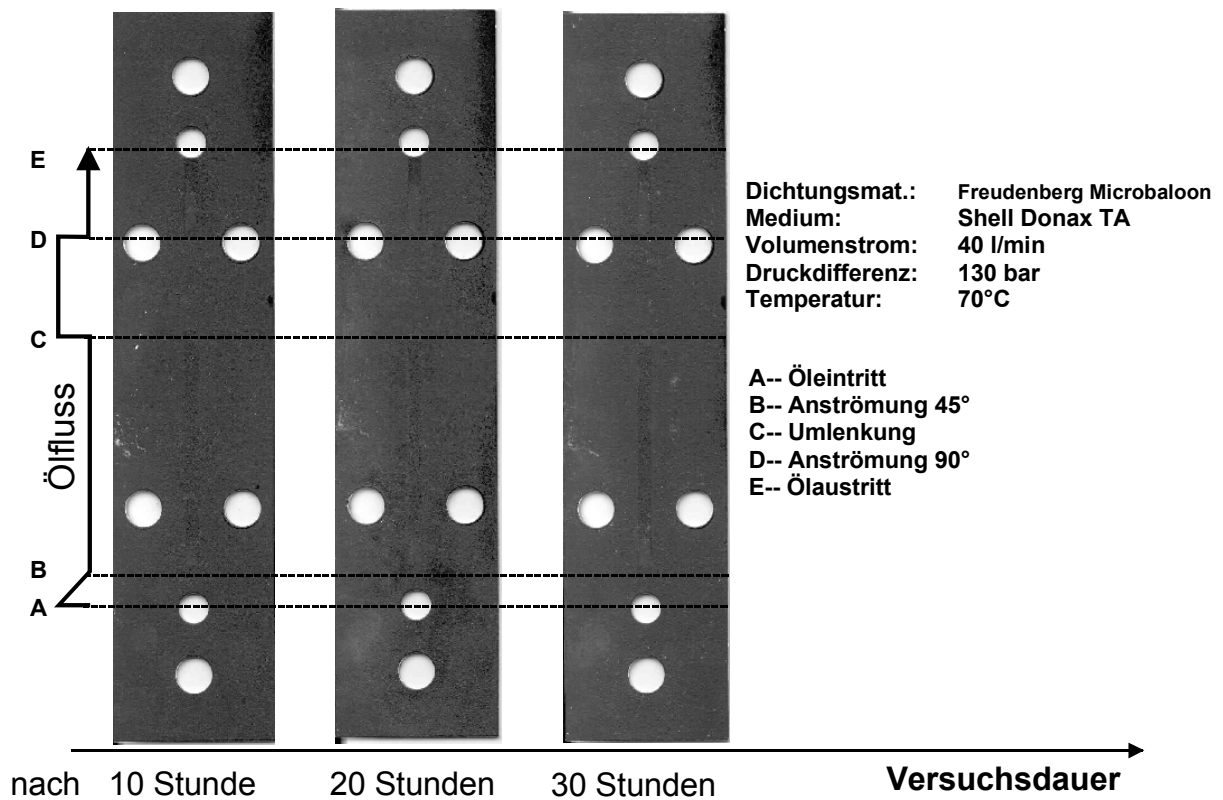


Bild 6.6 Anströmuntersuchungen: Oberflächenscans Freudenberg Microbaloon (beschichtete Metallplatte)

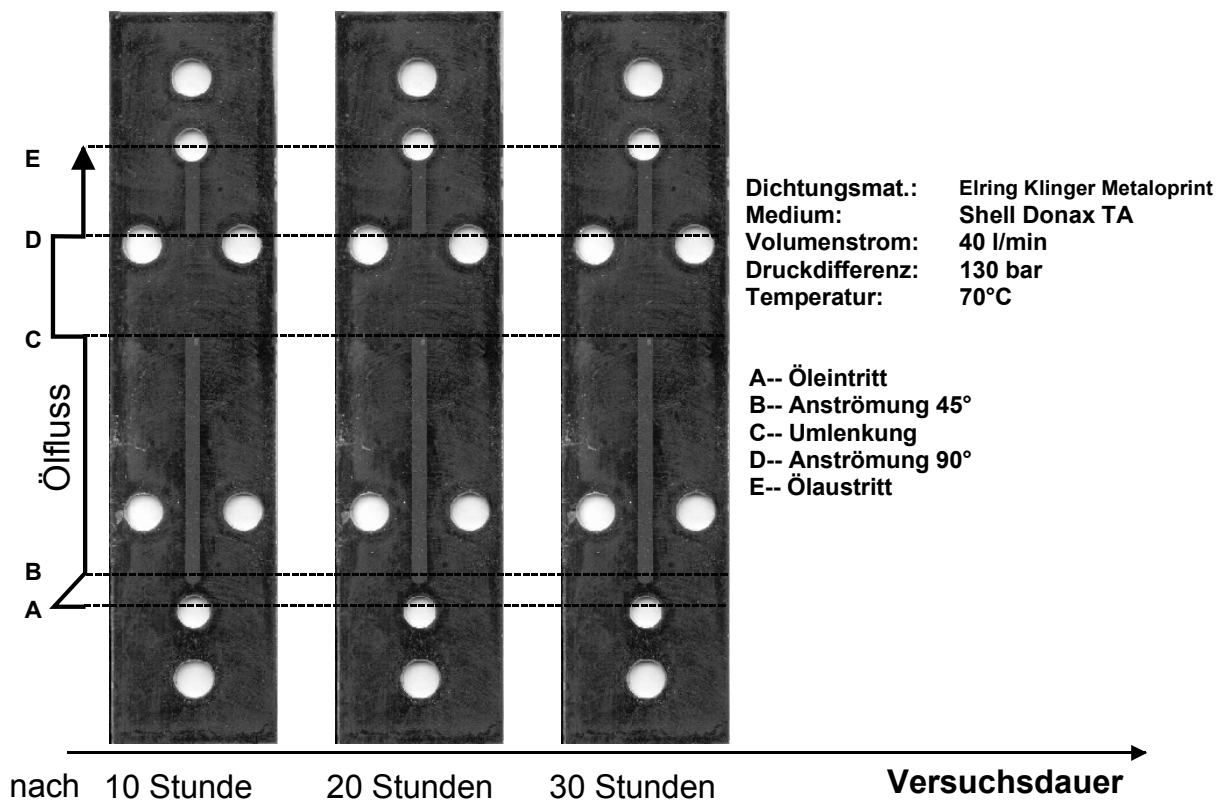
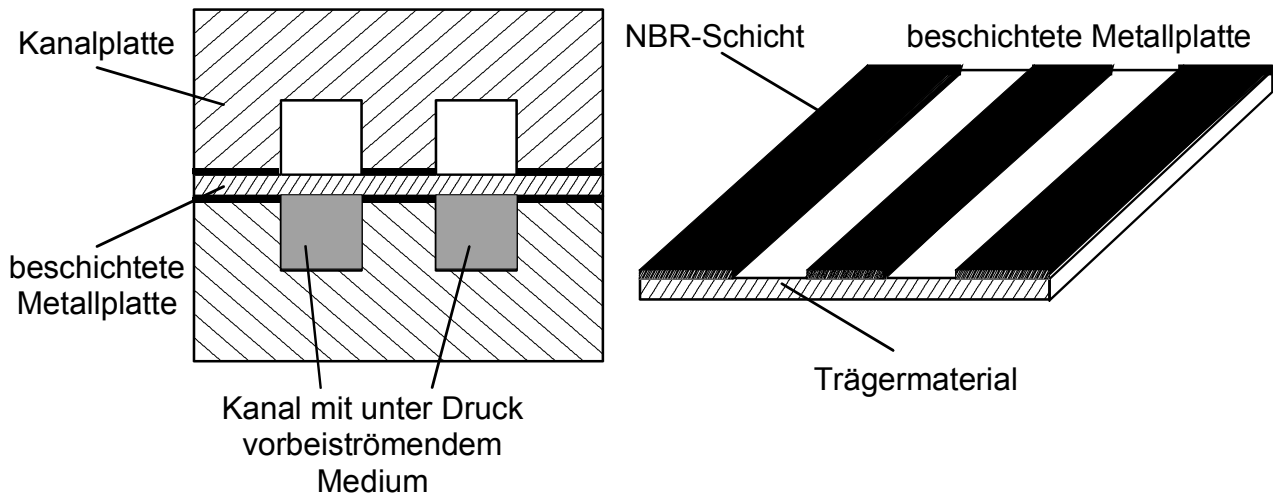


Bild 6.7 Anströmuntersuchungen: Oberflächenscans Elring Klinger Metaloprint (beschichtete Metallplatte)

Obwohl die Oberflächenbeschädigung der beschichteten Metallplatten sehr gering ist, gibt es eine Möglichkeit die Anströmfestigkeit zu verbessern.

Die NBR-Beschichtung der Metallplatte dient in erster Linie der Abdichtung des Mediums. Bei Kanalplatten von hydraulischen Steuergehäusen bedeutet dies die Verhinderung der inneren Leckage aus einem Druckkanal in einen anderen. Vor diesem Hintergrund kann deshalb die Beschichtung im Bereich der Kanäle weggelassen werden, so dass das Medium das blanke Metall anströmt, **Bild 6.8**.



*Bild 6.8 Prinzipdarstellung einer partiell beschichteten Metallplatte*

Die Herstellung einer partiell beschichteten Metallplatte kann im Siebdruckverfahren geschehen. Für die Anströmuntersuchungen in diesem Projekt wurde die Dichtung Metalprint als partiell beschichtete Metallplatte von der Fa. Elring Klinger geliefert. Die Ergebnisse der Anströmuntersuchungen sind in **Bild 6.9** dargestellt. Nach einer Belastung von 40 Stunden konnten keine Schäden auf der Dichtoberfläche festgestellt werden. Die Ergebnisse aller untersuchten Materialien sind in **Bild 6.10** in einer Rangliste zusammengefasst.

### 6.3 Fazit der Anströmuntersuchungen

Als Fazit muss die sehr gute Anströmfestigkeit beschichteter Metallplatten herausgestellt werden. Weichstoffdichtungen zeigen bereits nach einer geringen Laufzeit erste Oberflächenschäden. Die Anströmfestigkeit der Metalldichtungen kann durch partielle NBR-Beschichtungen weiter gesteigert werden. Partiiell beschichtete Metallplatten sind zwar aufwendig in der Produktion, bieten aber den Vorteil, dass sie zum einen NBR-Material einsparen und zum anderen eine längere Lebensdauer besitzen als konventionelle Platten.

Die unterschiedlichen Anströmwinkel sind im Anströmbild zu erkennen. Problematisch wird es für eine Dichtung immer dann, wenn die Strömung abrupt ihre Richtung ändert. Der Druckanstieg und die turbulente Strömung können die Dichtung schädigen. Wenn möglich, sollen solche Stellen immer strömungsgünstig ausgeführt werden.

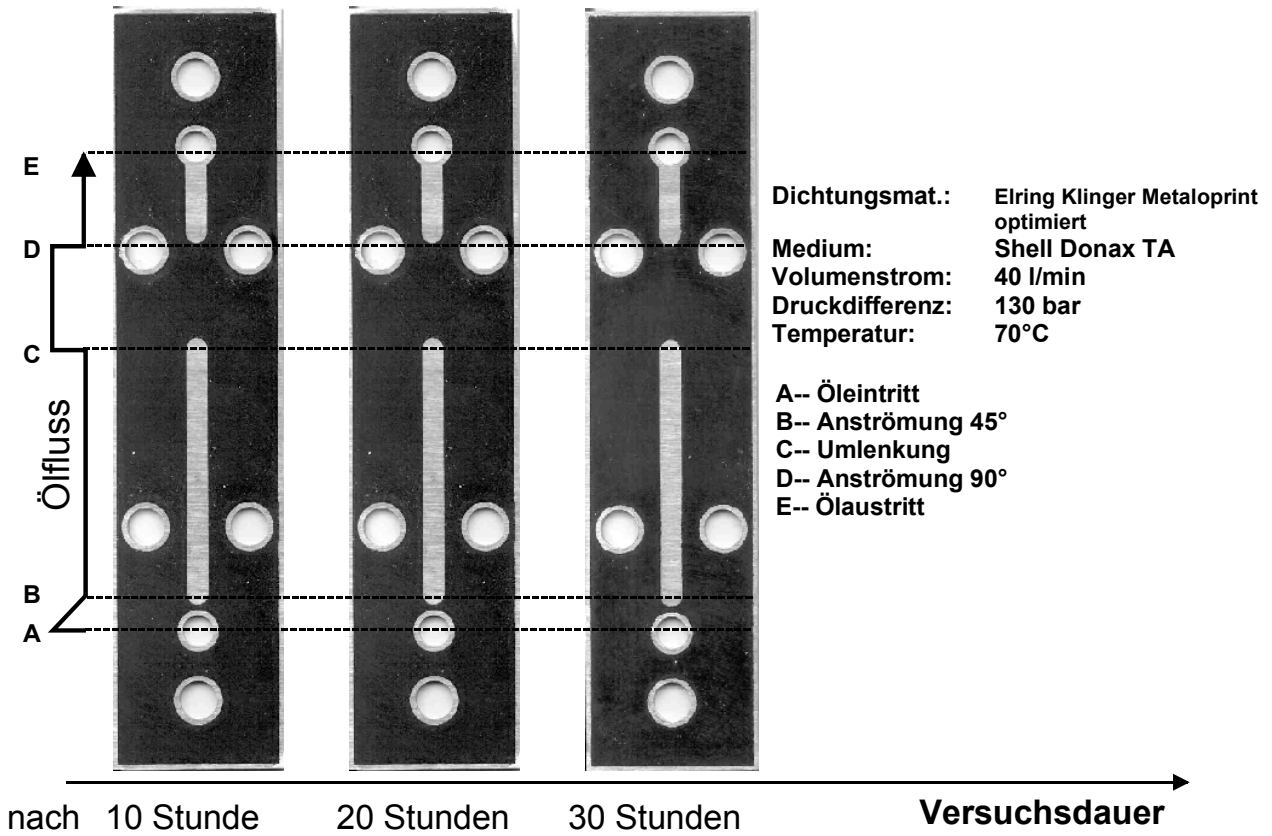


Bild 6.9 Anströmuntersuchungen: Oberflächenscans Elring Klinger Metaloprint, optimiert (beschichtete Metallplatte)

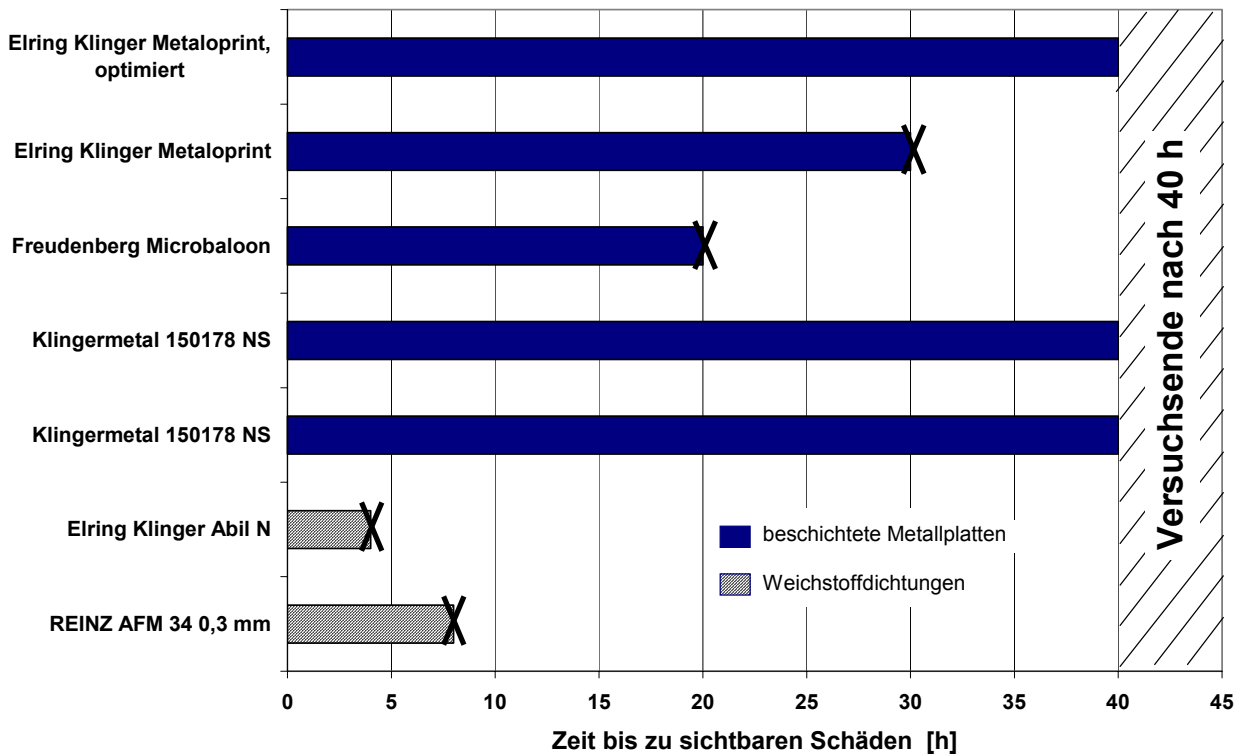


Bild 6.10 Rangliste der angeströmten Materialien. Zeit bis zum Versagen, basierend auf visueller Begutachtung



## 7 Rechnergestützte Optimierung des Abdichtbereiches

In den vergangenen Kapiteln wurde das Systemverhalten von Dichtverbindungen mit unterschiedlichen Prüfzellen umfassend untersucht. Es wurden die Erkenntnisse umfangreicher experimenteller Untersuchungen an Flanschverbindungen unter pulsierendem Innendruck beschrieben.

Bauteile die einem Innendruck ausgesetzt sind, müssen eine gewisse Steifigkeit ausweisen, damit es nicht zu starken Verformungen oder Klaffen kommt und die Dichtung nicht zu stark entlastet und ausgeblasen wird. Eine Entlastung der Dichtung bedeutet auch, dass die Flächenpressung in der Trennfuge abnimmt. Die oben beschriebenen Themen können sehr gut mit strukturmechanischen Methoden untersucht werden. Im vorliegenden Kapitel werden verschiedene Bauteile aufgegriffen und mit Hilfe der FE-Berechnung analysiert und im zweiten Schritt bezüglich Steifigkeit Gewicht und Flächenpressung optimiert. Die Erkenntnisse fließen in die Gestaltungshinweise ein. Bei den Finite-Elemente-Berechnungen werden die Programme *Patran* und *Marc/Mentat* eingesetzt.

### 7.1 Optimierung von Kanalplatten in hydraulischen Steuergehäusen

Kanalplatten von hydraulischen Steuergehäusen stehen bei diesem Projekt im Mittelpunkt der Untersuchungen als typisches Bauteil mit Innendruckbelastung. In den FE-Berechnungen wird zunächst die Steggeometrie einer Kanalplatte bezüglich Steifigkeit optimiert. Dabei wird die Spannungsverteilung in den Dichtstegen bzw. Dichtflanschen ermittelt. Die Analysen werden an einem ringförmigen Modellsteg unter Innendruck durchgeführt. Durch die Berechnung verschiedener Geometrievarianten können die Einflussgrößen auf die Spannungsverteilung im Steg ermittelt und damit die Steggeometrie intuitiv optimiert werden.

Aufgrund der Rotationssymmetrie des Berechnungsmodells wird der Steg nur zweidimensional modelliert. Die Achsensymmetrie wird in den Berechnungsparametern definiert. Von dem Programm *Marc/Mentat* werden dann automatisch die fehlenden Randbedingungen ergänzt, so dass ein kompletter Ringkörper berechnet wird. In **Bild 7.1** ist beispielhaft ein Berechnungsmodell mit allen Lasten und Randbedingungen abgebildet. Die Pressung auf die Dichtfläche  $p_D$  wird auf der linken Seite aufgebracht. Am Stegfuß erfolgt die feste Einspannung. Der Innendruck  $p_i$  wirkt von unten auf den Steg.

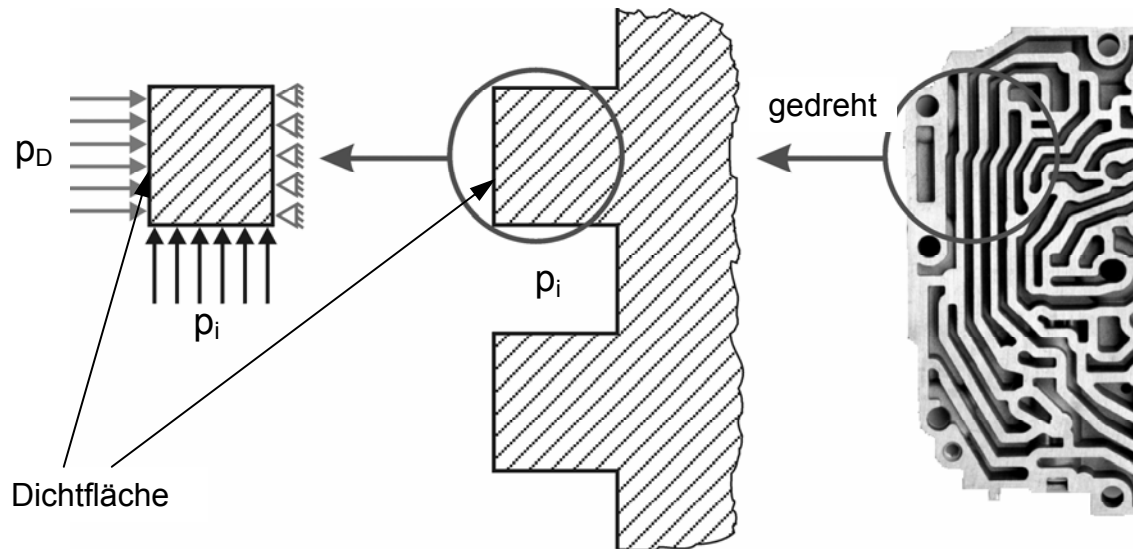


Bild 7.1 Stegmodell einer Kanalplatte mit Lasten und Randbedingungen

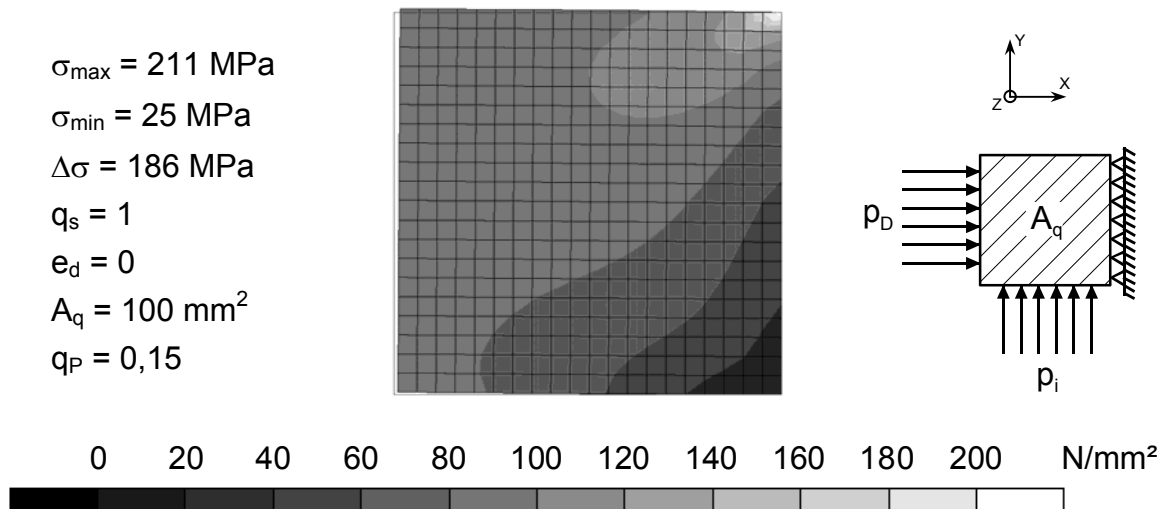
### 7.1.1 Auswertung und Optimierung der berechneten Steggeometrien

Die Optimierung der Steggeometrien erfolgt intuitiv. Es wird versucht die Schwächen einer Geometrie in der nächsten Optimierungsstufe zu kompensieren. Um die berechneten Steggeometrien auch quantitativ miteinander vergleichen zu können, werden verschiedene Kennwerte eingeführt. Diese Werte werden in **Tabelle 7.1** genau erläutert.

Kennwert	Bedeutung
$\sigma_{\max}$	maximale Spannung (von Mises)
$\sigma_{\min}$	minimale Spannung (von Mises)
$\Delta\sigma$	Differenz von $\sigma_{\max}$ und $\sigma_{\min}$
$q_s$	Verhältnis aus Dichtungsfläche und Stegfußfläche
$e_d$	Exzentrizität des Steges
$A_q$	Querschnittsfläche des Steges
$q_p$	Verhältnis zwischen Innendruck und Flächenpressung

Tabelle 7.1 Erläuterung der Kennwerte aus der FE-Berechnung

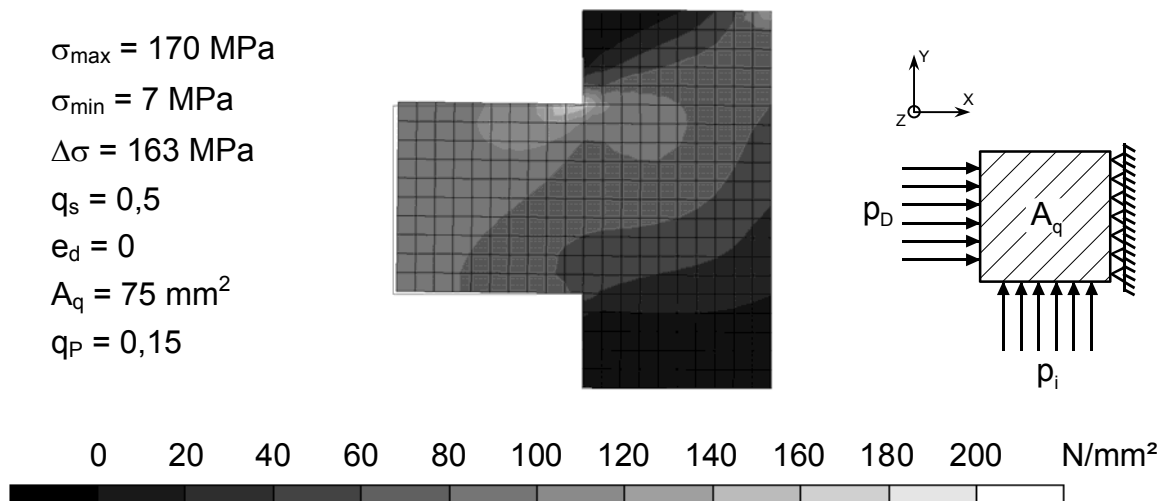
Bei der Untersuchung der Steggeometrie wird der Steggrund, hier als Stegfuß bezeichnet, gleich bleibend mit 10 mm angenommen. Um einen groben Überblick über die Spannungsverteilung zu gewinnen, wird zunächst ein Steg betrachtet, dessen Dichtfläche gleich groß wie seine Fußbreite ist. Diese Geometrieform wird auch als Original bezeichnet. Die ermittelten Spannungswerte stehen in **Bild 7.2** links neben dem Bild der Spannungsverteilung.



*Bild 7.2 Standardmodell: Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)*

Beim Vergleich mit den nachfolgenden Berechnungsergebnissen ist zu beachten, dass die Dichtungsfläche, und damit auch die als Pressung eingeleitete Kraft, größer ist.

Bei dem Modell 1 wird die Dichtfläche halbiert und ein stufenförmiger Übergang zum Stegfuß modelliert. Das Flächenverhältnis  $q_s$  zwischen Dichtungsfläche und Stegfußfläche beträgt somit nur noch  $q_s = 0,5$ . Die Berechnungsergebnisse sind in **Bild 7.3** zu sehen.



*Bild 7.3 Modell 1: Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)*

Durch die geringere Belastung hat sich insgesamt das Spannungsniveau gesenkt, aber am Kerbgrund der Stufe gibt es eine deutlich Spannungsspitze von  $\sigma_{\max} = 170 \text{ MPa}$ . Daher wird bei den folgenden Rechnungen diese Kerbe ausgerundet. Durch eine tiefe Lage der Rundung, nahe am Stegfuß, kann eine zusätzliche Materialeinsparung erreicht werden, **Bild 7.4**.

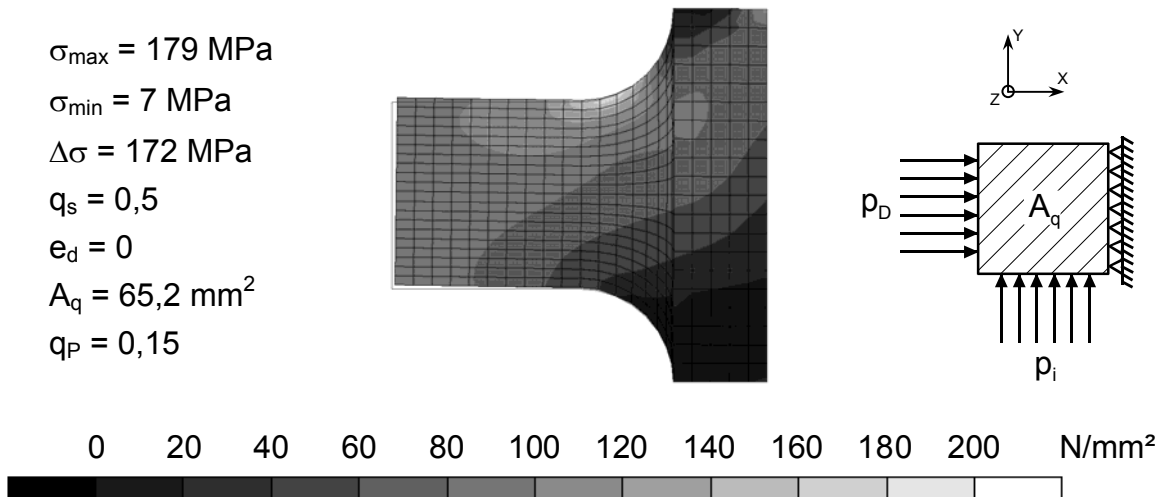


Bild 7.4 Modell 2: Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)

Die Spannungswerte liegen jedoch noch höher als bei der Berechnung ohne Rundung. Dies ist auf die stegfußnahe Lage der Rundung zurückzuführen, denn eine dichtflächennahe Lage in **Bild 7.5** zeigt eine deutliche Reduzierung der maximalen Spannung auf  $\sigma_{\max} = 125 \text{ MPa}$ .

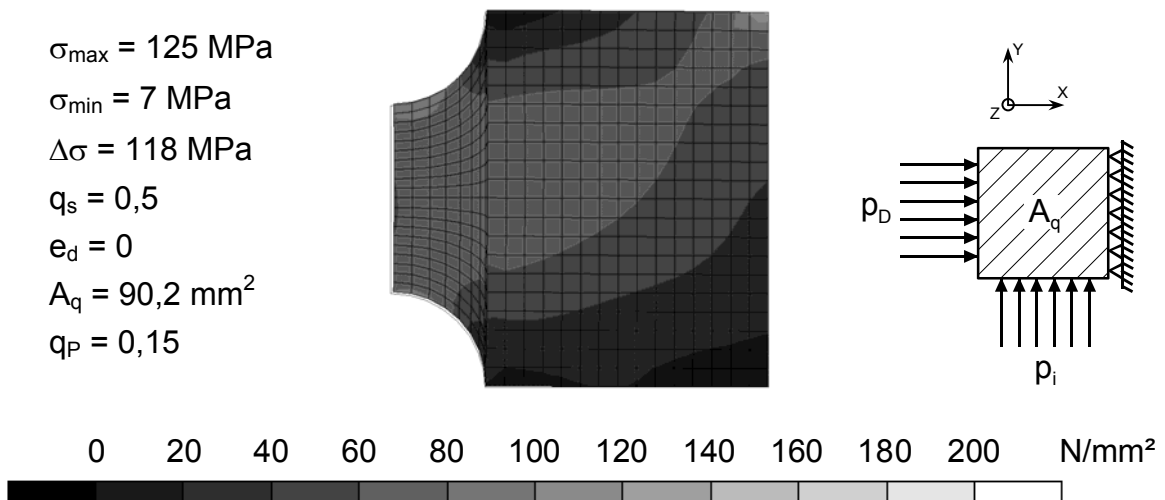


Bild 7.5 Modell 3: Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)

Der Materialverbrauch, gemessen an der Querschnittsfläche, steigt aber deutlich auf  $A_q = 90,2 \text{ mm}^2$  an. Eine weitere Reduzierung der maximalen Spannung kann durch den konvexen Übergang von der Dichtflächenbreite auf die Stegfußbreite erzielt werden. Wie aus **Bild 7.6** ersichtlich, hat sich aber auch die Querschnittsfläche weiter vergrößert.

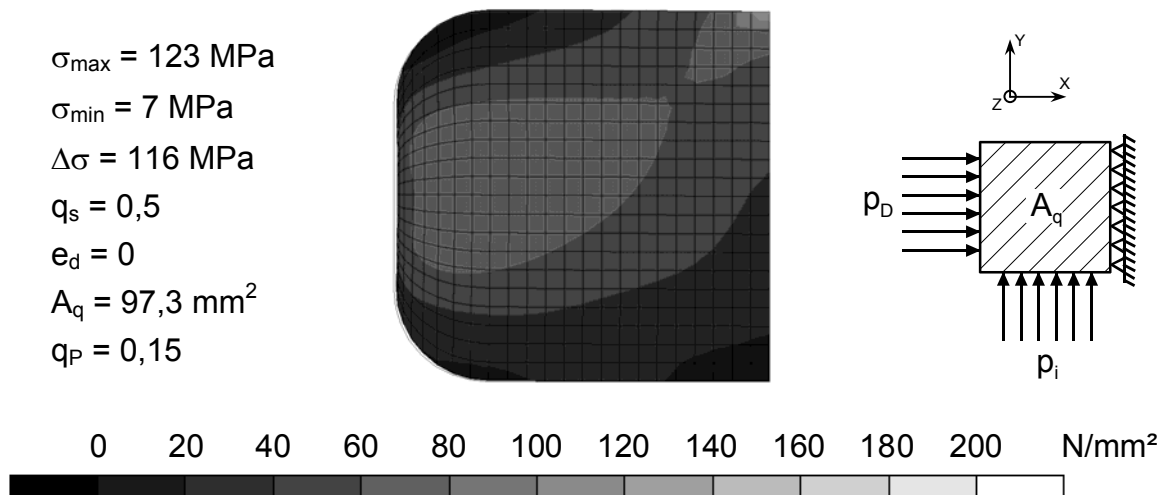


Bild 7.6 Modell 4: Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)

Eine Variante des Übergangs wird mit dem in **Bild 7.7** gezeigten Modell 5 berechnet.

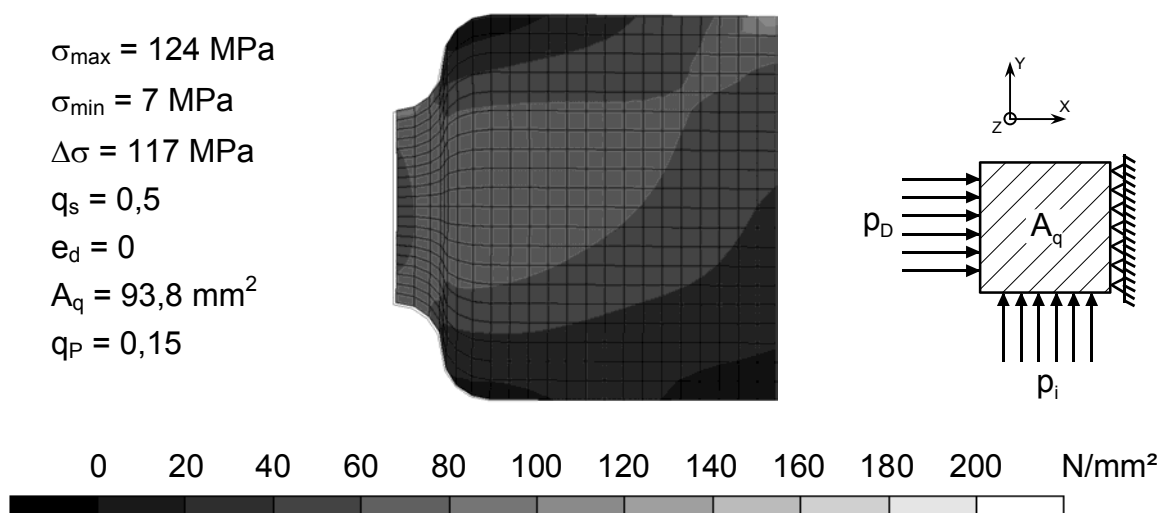
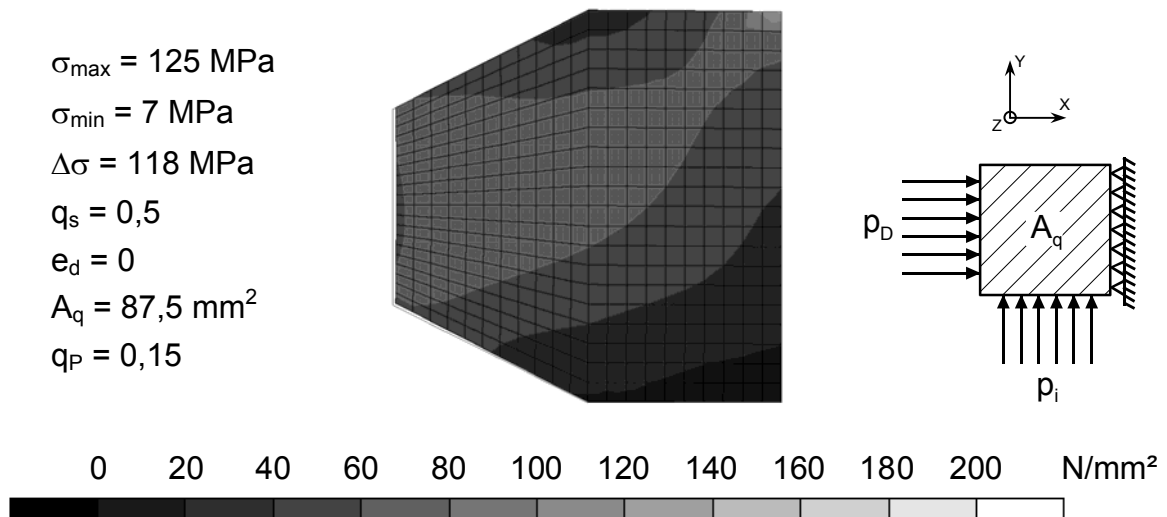


Bild 7.7 Modell 5: Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)

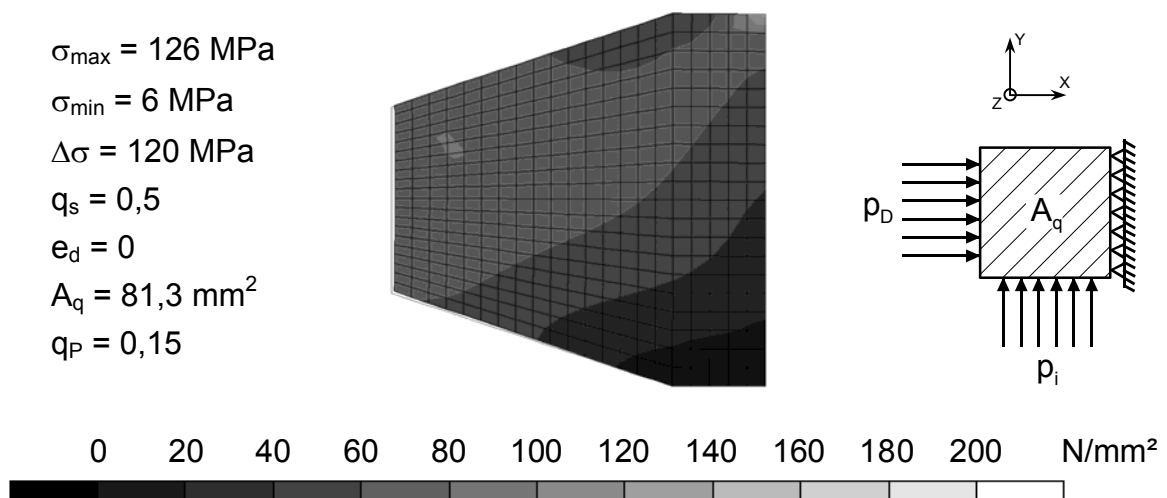
Hier kann keine einschneidende Verbesserung erzielt werden. Zwar wird die Querschnittsfläche geringfügig gesenkt, aber die maximale Spannung steigt wieder an.

Da die Randbereiche nur sehr gering belastet sind, wird an diesen Stellen versucht Material einzusparen. Bei dem Berechnungsmodell in **Bild 7.8** werden die Rundungen aus dem vorherigen Modell durch einen gleichmäßigen Übergang ersetzt.



*Bild 7.8 Modell 6: Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)*

Bei der nächsten Berechnung wird die Flanke etwas flacher gewählt, da es immer noch Bereiche mit besonders niedrigen Spannungen am Übergang von der Flanke zum Stegfuß gibt. Gleichzeitig kann der Materialverbrauch weiter gesenkt werden. In **Bild 7.9** sind die Berechnungsergebnisse dargestellt.



*Bild 7.9 Modell 7 Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)*

Um die maximale Spannung zu reduzieren wird im Folgenden wieder eine konkave Rundung in Dichtflächennähe modelliert. Durch diese Rundung kann die maximale Spannung von  $\sigma_{\max} = 126 \text{ MPa}$  auf  $\sigma_{\max} = 113 \text{ MPa}$  gesenkt werden. Wie aus **Bild 7.10** ersichtlich hat sich dabei der Stegquerschnitt wieder etwas vergrößert.

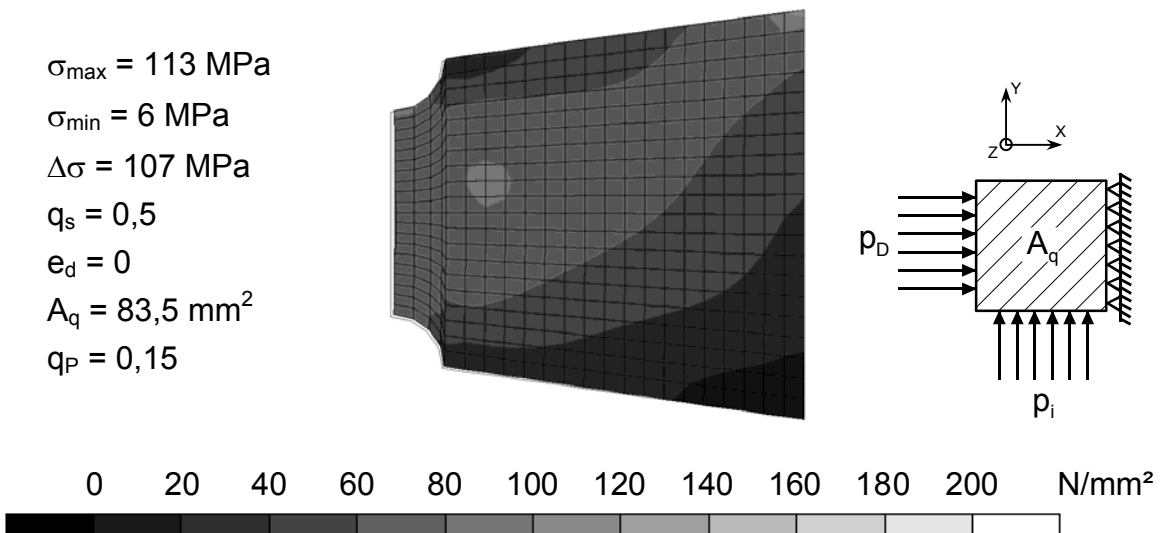


Bild 7.10 Modell 8: Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)

Aufgrund der Beobachtungen bei den letzten Ergebnissen, wird bei der folgenden Berechnung ein trapezförmiger Querschnitt gewählt. Durch den gleichmäßigen Übergang von der Dichtfläche zum Stegfuß werden die schwach belasteten Bereiche entfernt und damit der Materialverbrauch gesenkt. Die Ergebnisse in **Bild 7.11** zeigen zudem eine zusätzliche Reduzierung der maximalen Spannung von  $\sigma_{\max} = 113 \text{ MPa}$  auf  $\sigma_{\max} = 106 \text{ MPa}$ .

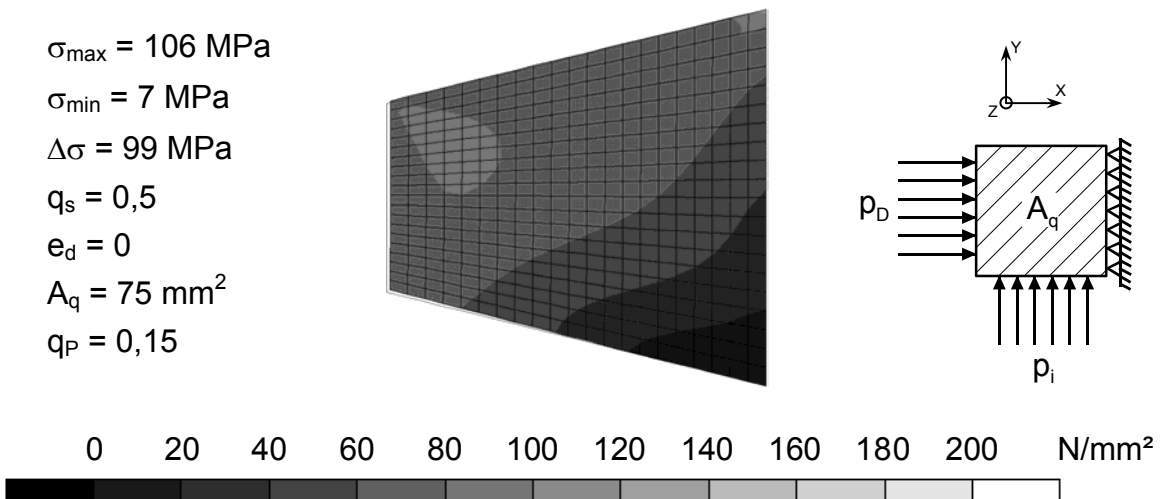


Bild 7.11 Modell 9: Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)

Die höchsten Spannungen treten auf der druckabgewandten Seite auf, daher wird im Folgenden versucht durch eine exzentrische Form des Steges, diese in die Mitte des Stegquerschnittes zu verlagern. Der Grad der Exzentrizität wird mit  $e_d$  angegeben. In **Bild 7.12** ist das Ergebnis der Berechnung mit einer Exzentrizität von  $e_d = 1$  zu sehen.

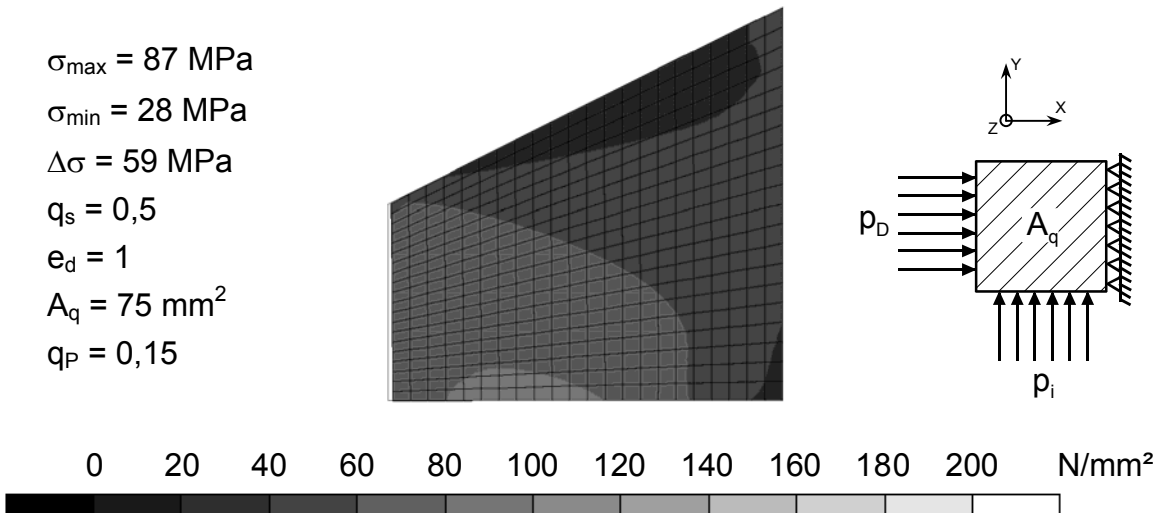


Bild 7.12 Modell 10: Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)

Durch die Schrägstellung der Stegeometrie kann die maximale Spannung  $\sigma_{\max}$  weiter gesenkt werden und beträgt jetzt nur noch  $\sigma_{\max} = 87 \text{ MPa}$ . Gleichzeitig stieg die minimale Spannung von  $\sigma_{\min} = 7 \text{ MPa}$  auf  $\sigma_{\min} = 28 \text{ MPa}$  an, was eine gleichmäßigere Belastung des Querschnittes bedeutet. Wird die Exzentrizität in die andere Richtung ausgeführt, also  $e_d = -1$ , dann kehrt sich der Effekt um und die maximale Spannung steigt stark an, wie aus **Bild 7.13** ersichtlich wird.

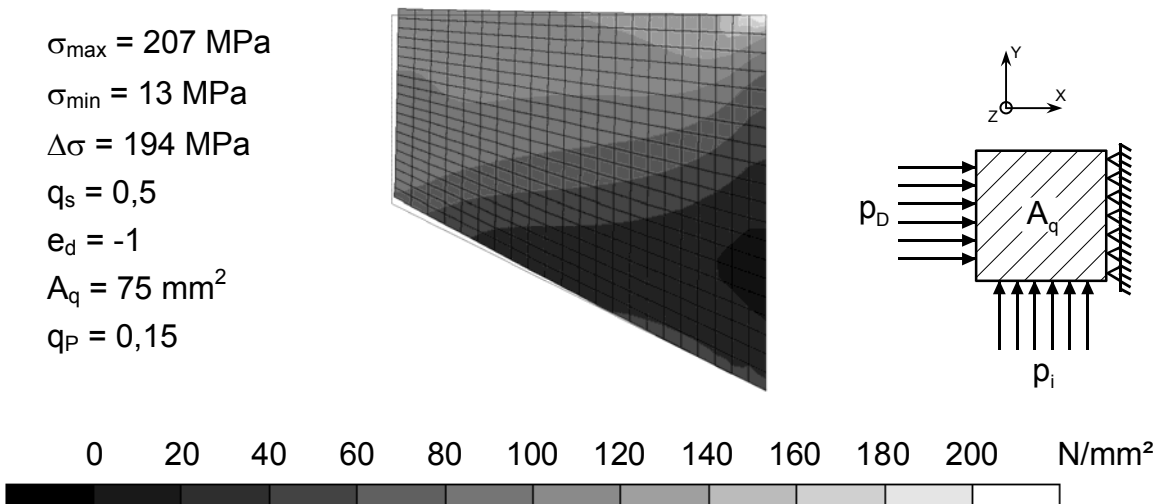


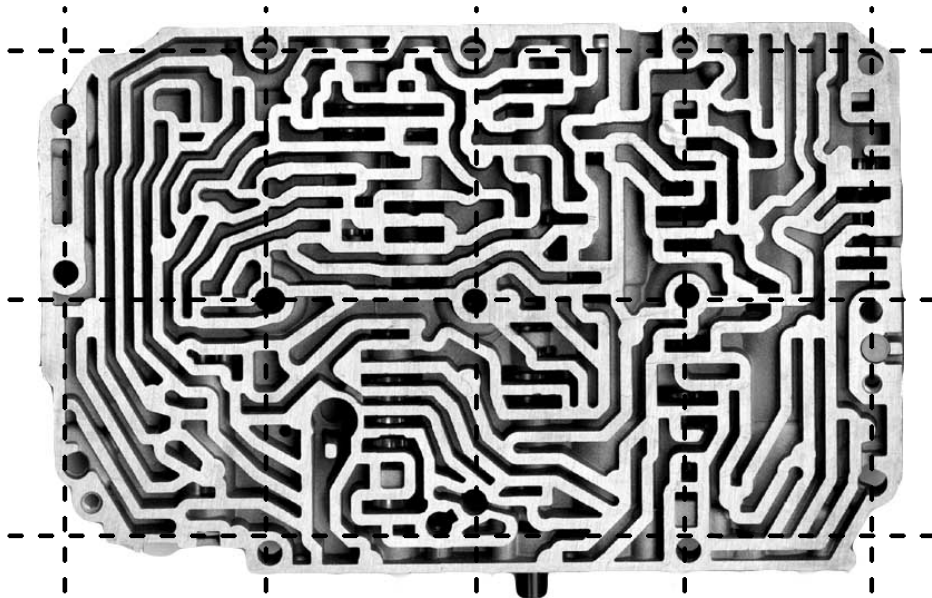
Bild 7.13 Modell 11: Belastung  $p_i = 150 \text{ bar}$ ,  $p_D = 100 \text{ MPa}$ . Darstellung der Verformung und der Spannungsverteilung (von Mises)

**Zusammenfassend** lässt sich festhalten, dass eine gegen den Innendruck angestellte Geometrie die besten Ergebnisse liefert. Wenn bekannt ist, dass der Innendruck immer von der gleichen Seite wirkt, so kann die Belastung auf den Steg durch eine geringfügige Exzentrizität weiter reduziert werden. Abgeschrägte seitliche Flanken sind auch für den Herstellungsprozess günstig. Die nötigen Ausformschrägen für den Gießprozess sind somit schon vorhanden.



## 7.2 Untersuchung des Verschraubungsbildes bei Kanalplatten

Die einzelnen Kanalplatten in der Hydrauliksteuereinheit eines Automatikgetriebes werden miteinander verschraubt und an den Trennstellen mit Flachdichtungen abgedichtet. Um eine sichere Abdichtung gewährleisten zu können, muss an jeder Stelle der Dichtoberfläche eine Mindestflächenpressung vorhanden sein. Eine Analyse der in **Bild 7.14** gezeigten Steuerplatte zeigt die rasterförmige Anordnung der Schrauben. Wird von einem kreisförmigen Wirkradius des Röscherkegels ausgegangen, so bestimmt sich der Abstand der Schrauben zueinander aus der Mindestflächenpressung auf die Dichtfläche.



*Bild 7.14 Kanalplatte eines Automatikgetriebes in der Draufsicht mit rasterförmigen Anordnung der Schrauben*

In der Literatur wird darauf hingewiesen, dass die gedachte Verbindungslinie zwischen den Schrauben (Schraubenkraftwirklinie) einen möglichst geringen seitlichen Versatz von der Dichtungsmittellinie aufweisen sollten, damit über die gesamte Flanschbreite eine gleichmäßige Flächenpressung vorhanden ist [5]. Bei der komplexen Form der Dichtstege einer Steuerplatte kann diese Regel nur bedingt angewendet werden, da hier die Dichtstege sehr schmal sind und nur einen geringen Abstand voneinander haben. Durch diese enge Anordnung kann fast schon von einer geschlossenen Dichtfläche ausgegangen werden.

Im Folgenden werden typische Schraubenaugen mit Steganbindungen betrachtet, wie sie in Steuerplatten häufig vorkommen. Dabei handelt es sich um jeweils ein Schraubenauge mit einem, zwei, drei oder vier angebundenen Stegen. Die Schraubenkraft beträgt 10 kN. **Bild 7.15** stellt die Verformungen und die Vergleichsspannungsverteilung nach von Mises dar. Die Dichtfuge würde in der Mitte der Klemmlänge liegen. Sie wird zunächst nicht separat modelliert.

Die überhöhte Darstellung der Verformung zeigt, dass unabhängig von der Anzahl der angeschlossenen Stege die Verformung unter dem Schraubenkopf ähnlich ist. Die höchste Spannung von 186 MPa wird unter dem Schraubenkopf erreicht.

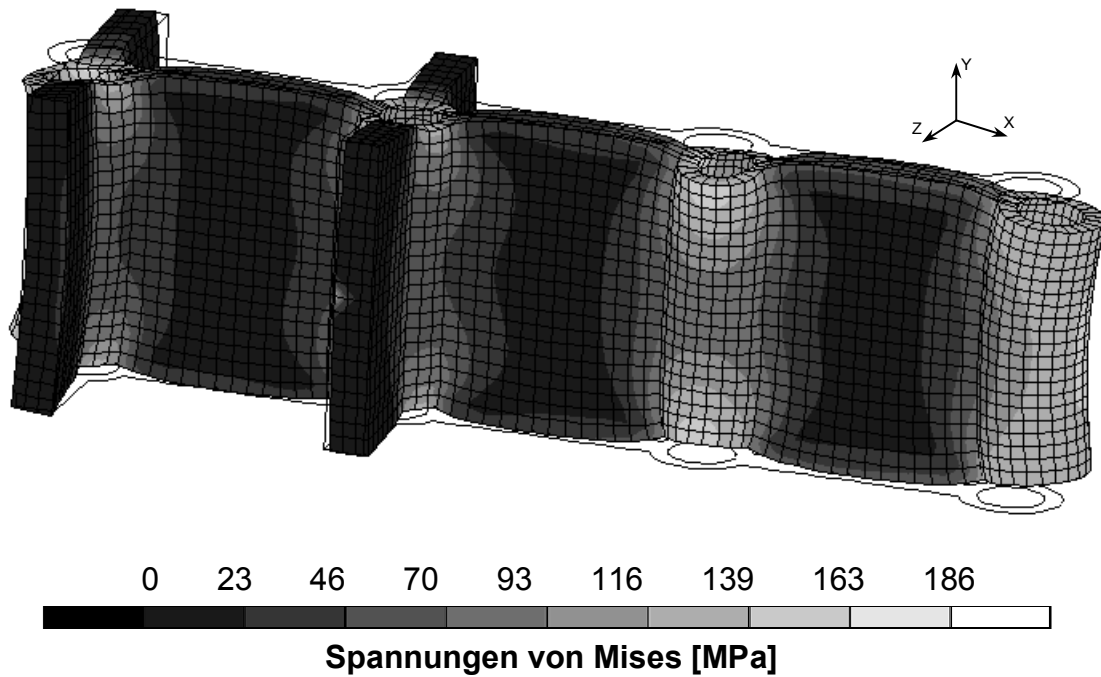


Bild 7.15 Stegmodell: Verformung (Faktor 100) und Spannung (v. Mises), Schraubenkraft 10 kN

In **Bild 7.16** ist die Spannung in Y-Richtung aufgetragen. Schließlich ist sie für die Flächenpressung auf der Dichtung verantwortlich. Die Spannung in den Schraubenpfeifen sinkt mit zunehmender Anzahl der Stege. In der Mitte zwischen den Schrauben wird überall eine Pressung von mindestens 10 MPa erreicht.

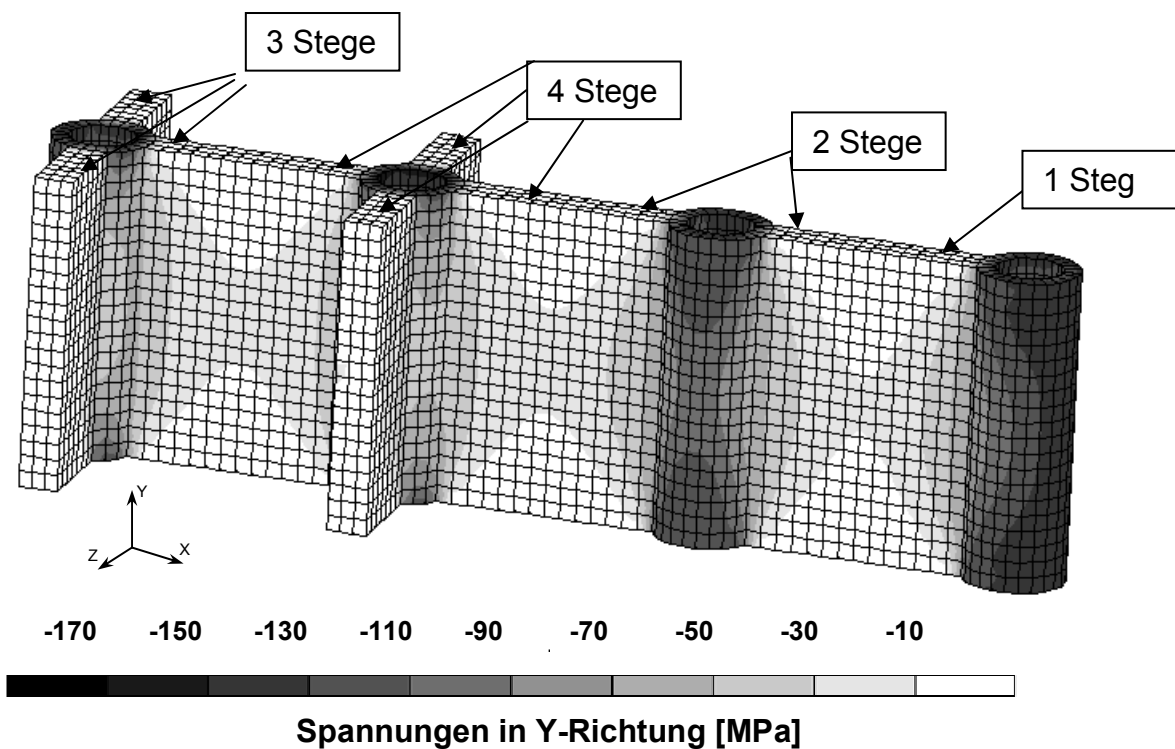
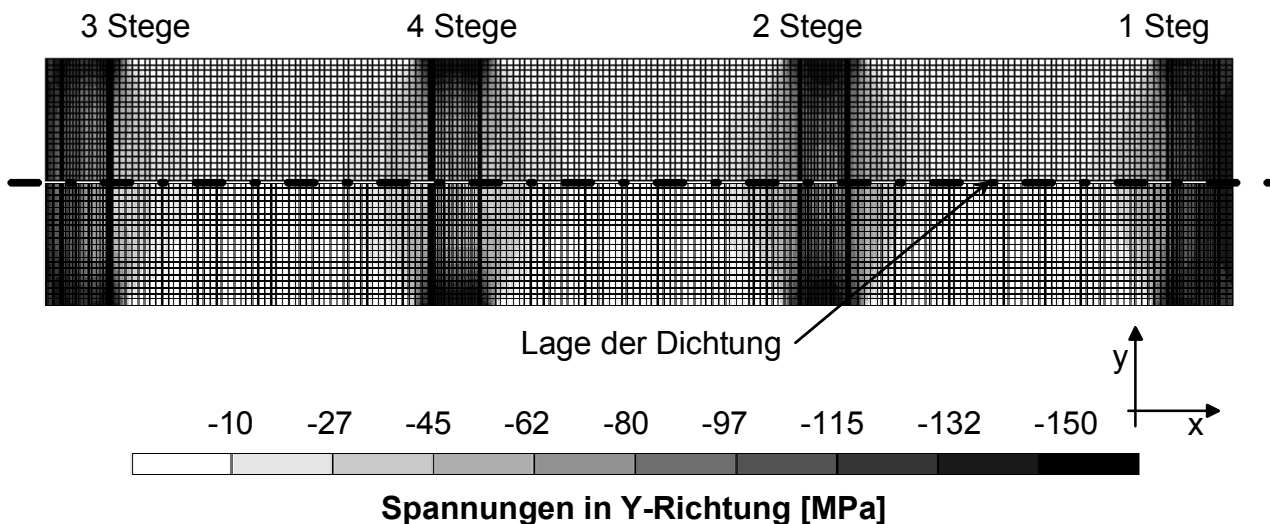


Bild 7.16 Stegmodell: Spannungen in Y-Richtung, Schraubenkraft 10 kN

Deutlich erkennbar ist die Ausbreitung der Spannung in Form des parabolischen Rötcherkegels. Aufgrund des geringen Abstandes der Augenschrauben zueinander, kommt es zu einer Überschneidung der jeweiligen Spannungsverläufe. Zur besseren Vergleichbarkeit der einzelnen Anschlussarten, wurden die Stege und damit auch der Schraubenabstand in der nachfolgenden Berechnung verlängert.

Das veränderte Bauteil ist in **Bild 7.17** abgebildet. Im Längsschnitt wird deutlich, dass die Anzahl der Stege die Verteilung der Flächenpressung nur gering beeinflusst.



*Bild 7.17* Schnittdarstellung des verlängerten Stegmodells: Spannungen in Y-Richtung

Um den Einfluss der Klemmlänge auf die Spannungsverteilung im verspannten Bauteil zu untersuchen, wurden mehrere Klemmlängen modelliert und berechnet. Als Belastung wurde wieder eine Flächenpressung von  $p_s = 130$  MPa gewählt. Die Berechnungsergebnisse bei den verschiedenen Klemmlängen zeigt **Bild 7.18**.

Für eine sichere Abdichtung von Innendrücken wird eine Mindestflächenpressung benötigt, die durch die Schraubenkräfte aufgebracht werden muss. Dazu muss der Schraubenabstand so gewählt werden, dass an keiner Stelle die Mindestflächenpressung unterschritten wird. Durch die Berechnung der Spannungen in einem Bauteil kann der Schraubenabstand schon während der Konstruktionsphase bestimmt werden. Der Schraubenabstand definiert sich dabei durch den Durchmesser des Druckkegels.

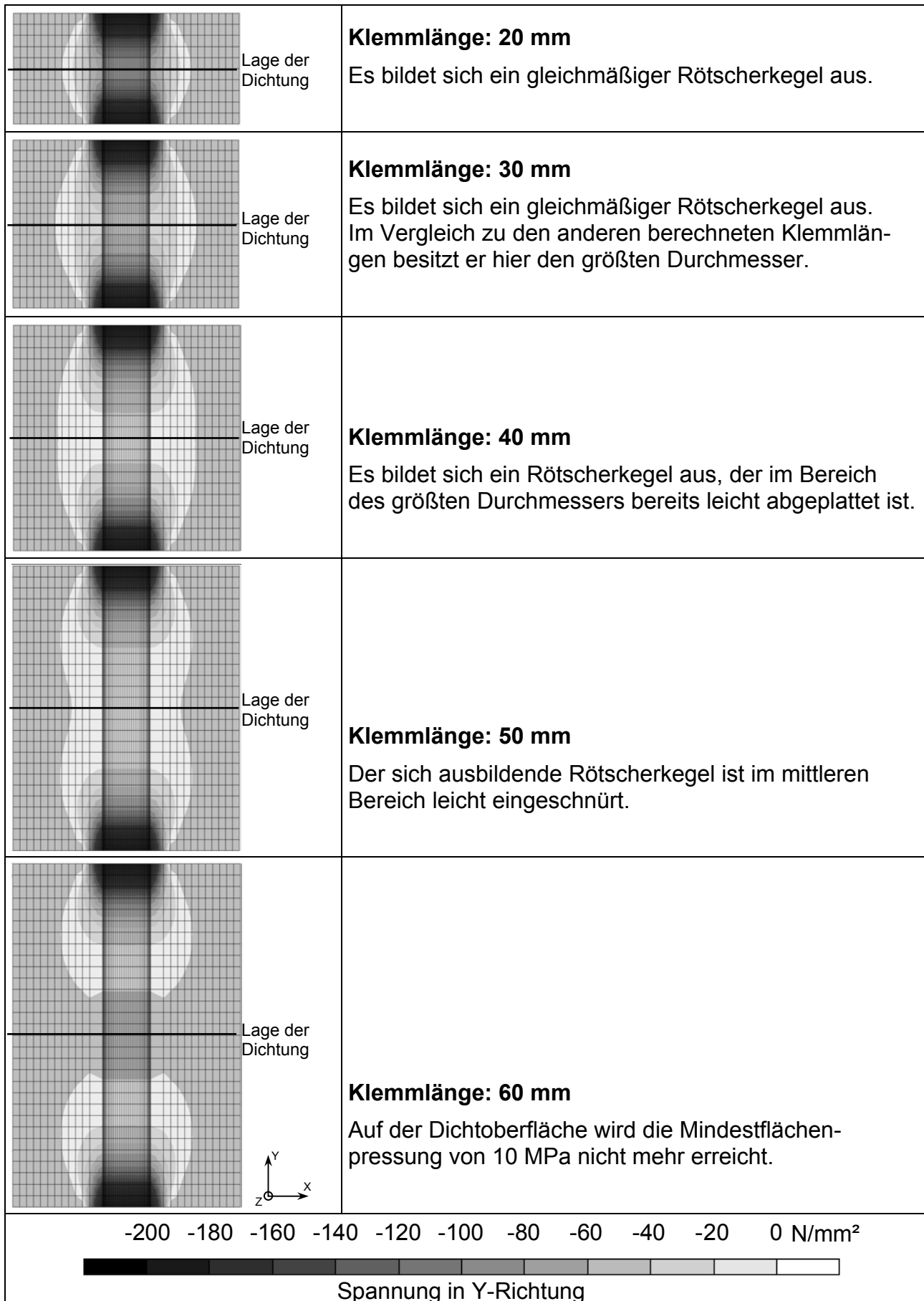
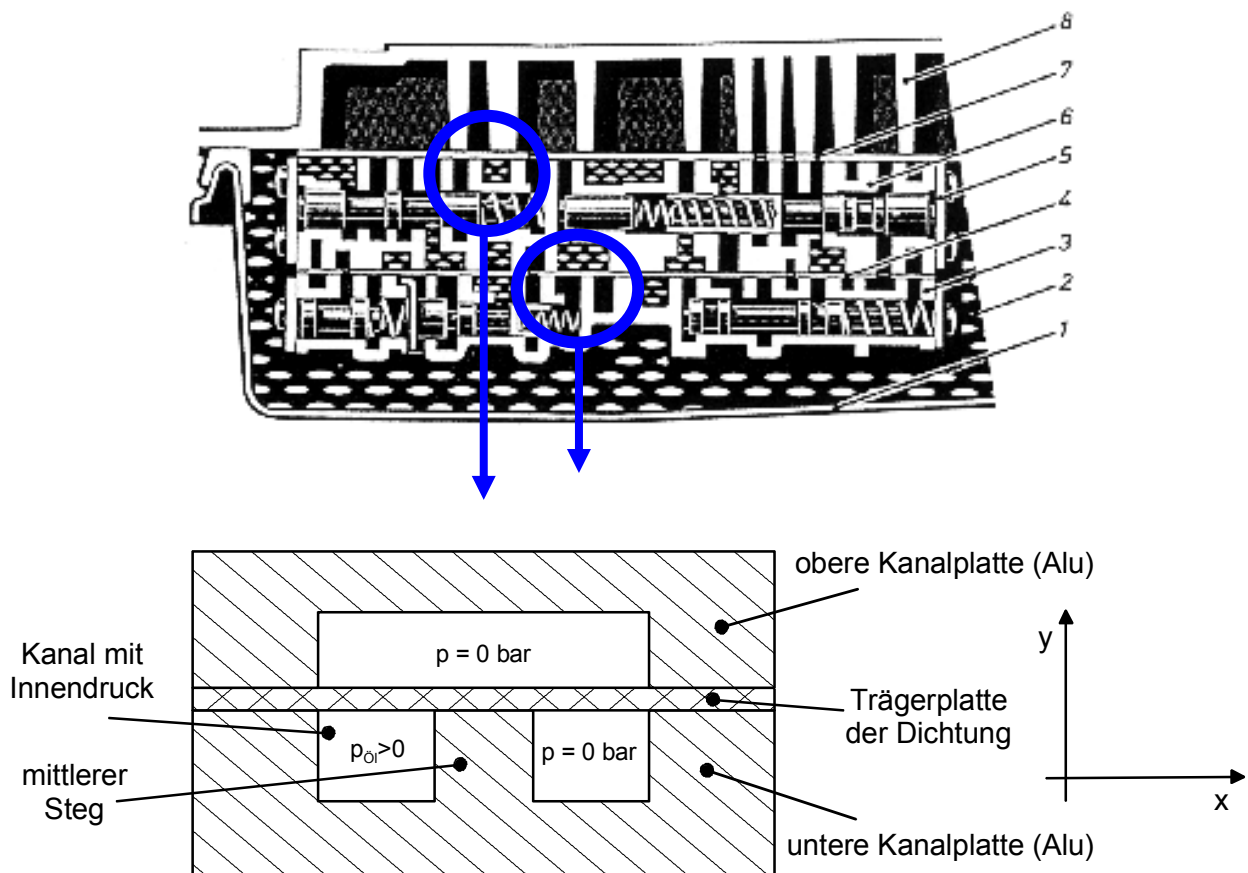


Bild 7.18 Vergleich der Spannungsverteilung in Abhängigkeit von der Klemmlänge, Schraubenpressung:  $p_s = 130 \text{ MPa}$ , Schraube: M8, Werkstoff: Aluminium, Anzahl Stege: 4

### 7.3 Untersuchung des Dichtungsträgermaterials bei Steuergehäusen

Die FE-Berechnung widmet sich in diesem Abschnitt der Dichtstelle einer Kanalplatte. In einem Steuergehäuse wird die Kanalplatte gegenüber der Steuerplatte mit einer Dichtung abgedichtet. Durch die erforderliche unterschiedliche Gestaltung der beiden Platten kommt es oft vor, dass die Dichtung nicht überall beidseitig von Stegen zusammengedrückt wird. Ein solcher Fall ist in **Bild 7.19** dargestellt. Die Pressung am mittleren Steg muss durch die Steifigkeit des Trägermaterials und durch das Rückfederungsvermögen des Dichtungsmaterials aufrecht erhalten werden. Ist das nicht gewährleistet kommt es zum Abheben der Dichtung und zu einem Überströmen des Öls in den benachbarten, drucklosen Kanal. Die Dichtung wird hierbei von einer Trägerplatte unterstützt. In der Praxis werden für diese Anwendungen Weichstoffdichtungen oder Metalldichtungen eingesetzt. Da Weichstoffdichtungen keine Steifigkeit aufweisen, werden sie in Verbindung mit einem Stahl-, oder Aluminiumblech eingesetzt. Die beschichteten Metallplatten bestehen aus Aluminium- oder Stahlblech, das mit einer dünnen NBR-Schicht überzogen ist. Das Trägermaterial übernimmt die Steifigkeit während die NBR-Schicht für die Abdichtung zuständig ist.

#### 7.3.1 Dichtstelle mit einseitig anliegender Kanalplatte



*Bild 7.19 oben: Schnitt durch die Hydrauliksteuerung eines Automatikgetriebes mit zwei hervorgehoben kritischen Bereichen ohne Hinterfüterung der Dichtung; unten: Modell einer Dichtungsträgerplatte zwischen zwei unterschiedlich gestalteten Kanalplatten, wobei ein Steg keinen Gegenpart hat; ein Kanal steht unter Innendruck*

Mit Hilfe der FE-Berechnung wird das Steifigkeitsverhalten der oben beschriebenen Trägerplatte untersucht. Dabei werden verschiedene Parameter wie Trägermaterial, Innendruck, Dicke des Trägermaterials und Vorspannung verändert. Diese Parameter sind in **Tabelle 7.2** dargestellt. Der Versuchsplan ist von einem Standardversuch abgeleitet. Die mit „X“ gekennzeichneten Felder haben dieselben Parametereinstellungen wie der Standardversuch.

Nr.	Parameter →	Vorspannung	Innen- druck	Dicke des Träger- materials	Träger- material	Konstanten
	Modellname ↓					
1	Standard	5 MPa	70 bar	2 mm	Alu	Stegbreite 5 mm Klemmlänge 22 mm
2	v_St	X	X	X	Stahl	
3	v_50bar	X	50 bar	X	X	
4	v_50bar_St	X	50 bar	X	Stahl	
5	v_di3mm	X	X	3 mm	X	
6	v_di3mm_St	X	X	3 mm	Stahl	
7	v_50bar_di3mm	X	50 bar	3 mm	X	
8	v_50bar_di3mm_St	X	50 bar	3 mm	X	
9	v_10MPa	10 MPa	X	X	X	
10	v_10MPa_St	10 MPa	X	X	Stahl	
11	v_10MPa_50bar	10 MPa	50 bar	X	X	
12	v_10MPa_50bar_St	10 MPa	50 bar	X	Stahl	
13	v_20bar	X	20 bar	X	X	
14	v_20bar_St	X	20 bar	X	Stahl	
15	v_20bar_di3mm	X	20 bar	3 mm	X	
16	v_20bar_di3mm_St	X	20 bar	3 mm	Stahl	
17	v_2MPa	2 MPa	X	X	X	

*Tabelle 7.2 Versuchsplan mit Parameter und Konstanten für die FE-Berechnung an Steurgehäusen*

Die Modellierung und Berechnung der Kanalplatten erfolgt zweidimensional. Die Belastungen werden in zwei Stufen aufgebracht. Zunächst werden die obere und untere Kanalplatte aufeinander zu bewegt, bis sich auf der Dichtung die gewünschte Pressung einstellt. Im zweiten Schritt wird die Verbindung mit einem Innendruck belastet.

In **Bild 7.20** sind die FE-Ergebnisse von vier verschiedenen Modellen abgebildet. Dargestellt ist die Normalspannung mit einem Vergrößerungsfaktor von 50 bei der Variation des Innendruck (50 bar, 20 bar) und des Trägermaterials (Alu, Stahl) der Dichtung. Mit diesen Ergebnissen soll das Verhalten der Dichtung bei Innendruckbelastung veranschaulicht werden.

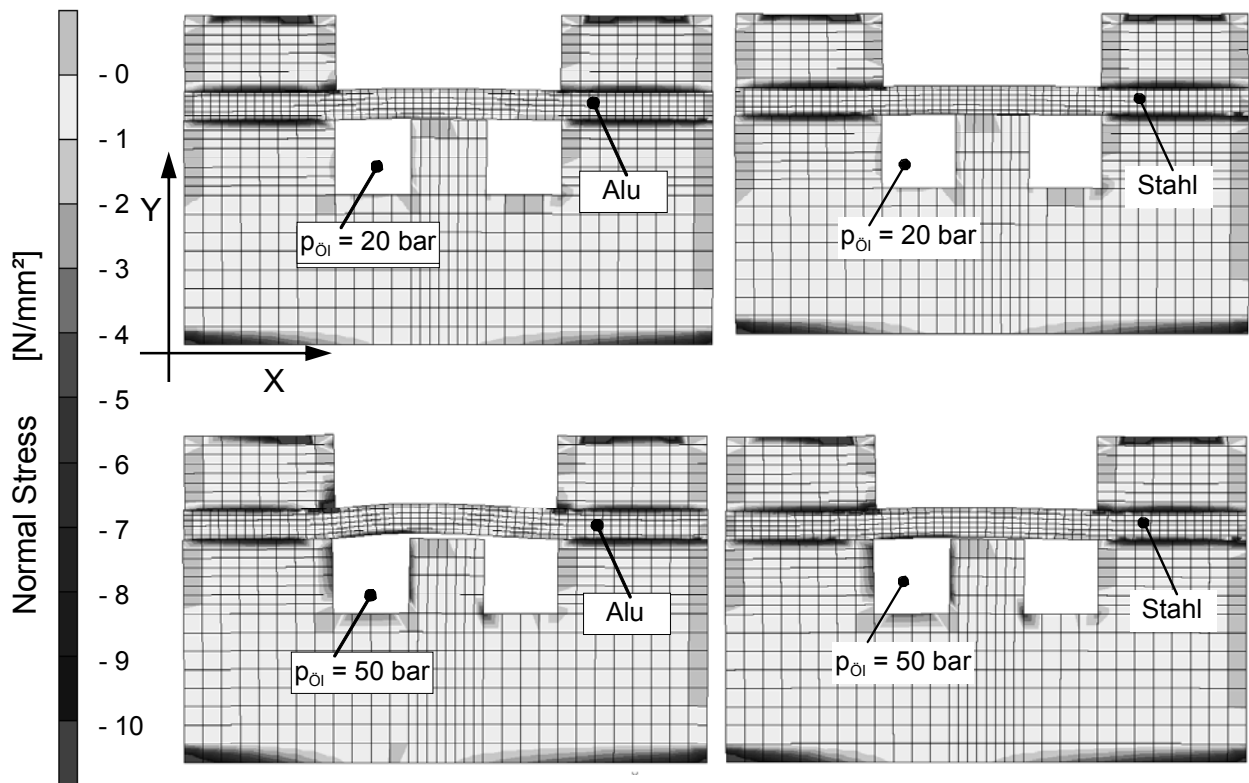


Bild 7.20 Ergebnisse FE-Berechnungen: Darstellung der Normalspannung, Verformungsfaktor 50; Variation Druck (20 bar, 50 bar) und Trägermaterial 2 mm, (Aluminium, Stahl),

Bei einem Innendruck von 50 bar wird die Aluminiumdichtung sehr stark verformt. Sie hebt von dem mittleren Steg ab. Eine innere Leckage ist bei diesen Verformungen unvermeidbar. Diese relativ große Verformung kann auch mit einem Trägermaterial aus Stahl nicht verhindert werden. Erst eine Reduktion des Innendrucks auf 20 bar, bringt eine wesentliche Entlastung der Dichtung. Bei einer Darstellungsvergrößerung um den Faktor 50 ist hier kein Spalt mehr zu sehen. Um die berechnete Verformung der Dichtung zahlenmäßig exakt zu erfassen wurde als weitere Darstellung die Biegelinie gewählt. Sie entspricht der Verformung der Dichtung in Y-Richtung, entlang ihrer Breite von 35 mm. Interessant ist hier der Abschnitt über dem mittleren Steg, also der Bereich zwischen 15 und 20 mm auf der X-Achse, vgl. **Bild 7.19**. In **Bild 7.21** ist die Variation des Innendrucks und des Trägermaterials aufgetragen. Das Standardmodell weist eine Verformung von 13  $\mu\text{m}$  auf. Dieser Wert kann verringert werden, wenn die Verbindung steifer auslegt oder die Innendruckbelastung verringert wird. Bei einer Dichtung mit einer Trägerplatte aus Stahl und einem Innendruck von 20 bar geht die berechnete Verformung bzw. Klaffung auf 1,9  $\mu\text{m}$  zurück.

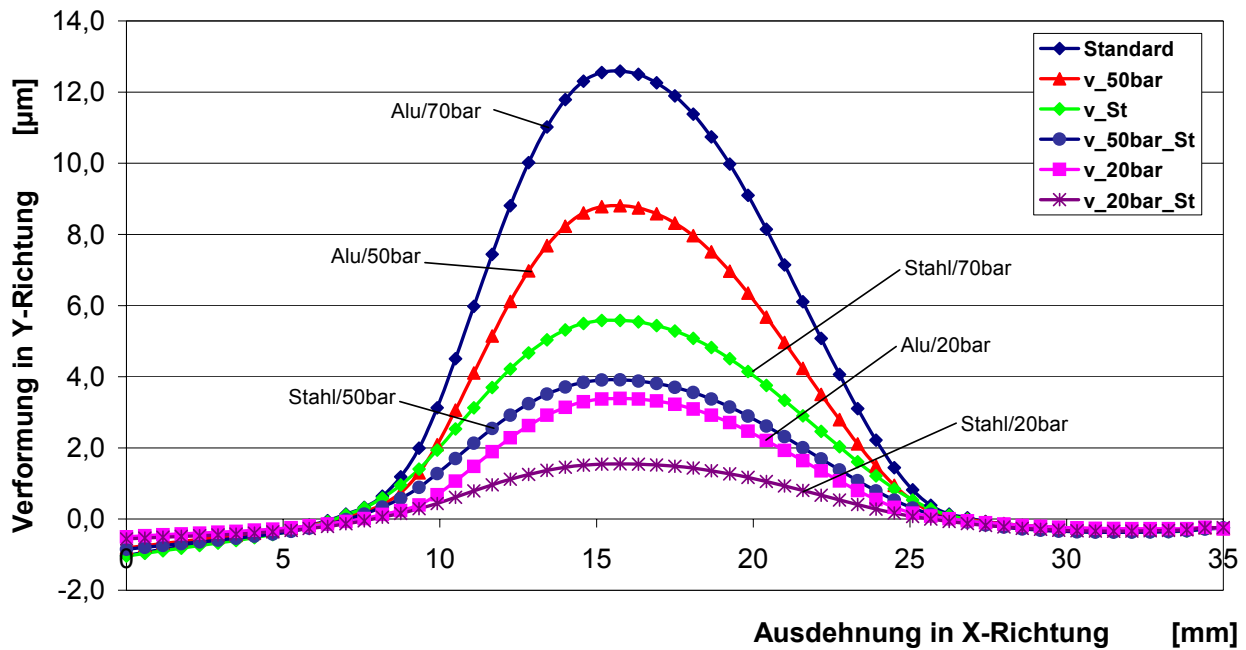


Bild 7.21 Biegelinie des Trägermaterials in X-Richtung; Verformung in Y-Richtung, Konstanten: Trägermaterialdicke 2 mm, Vorspannung 5 MPa; Variation: Druck (20 bar, 50 bar) und Trägermaterial (Aluminium, Stahl)

In Bild 7.22 wurde das Trägermaterial auf 3 mm erhöht.

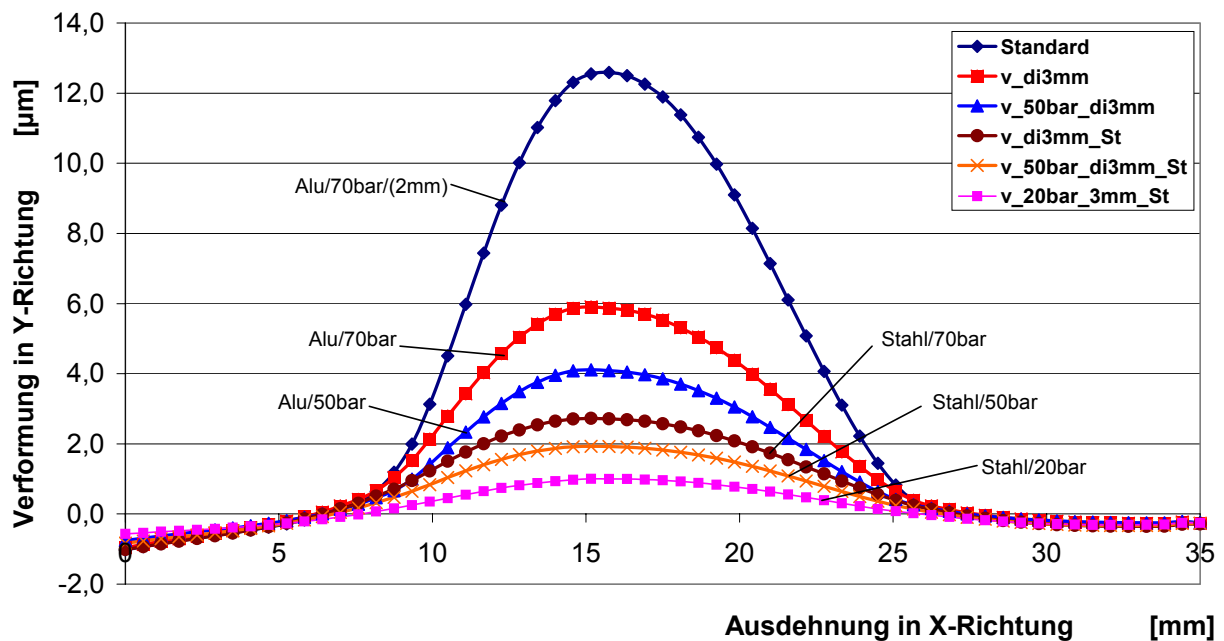


Bild 7.22 Biegelinie des Trägermaterials in X-Richtung; Verformung in Y-Richtung, Konstanten: Trägermaterialdicke 3 mm, Vorspannung 5 MPa; Variation: Druck (20 bar, 50 bar) und Trägermaterial (Aluminium, Stahl)

Diese Maßnahme bringt eine Halbierung der Dichtungsverformung. Die geringste Verformung beträgt bei 20 bar und einem Trägermaterial aus Stahl 1 µm. In weiteren Untersuchungen wurde die Montagepressung von 5 MPa auf 10 MPa erhöht, **Bild 7.23**.



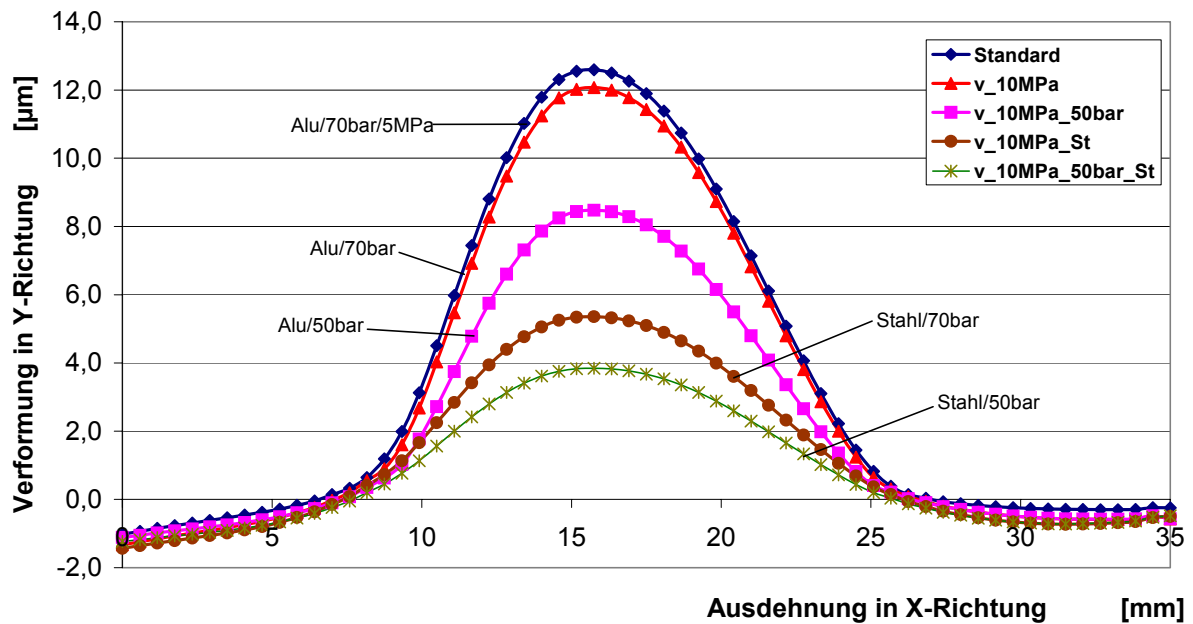


Bild 7.23 Biegelinie des Trägermaterials in X-Richtung; Verformung in Y-Richtung, Konstanten: Trägermaterialdicke 2 mm, Vorspannung 10 MPa; Variation: Druck (20 bar, 50 bar) und Trägermaterial (Aluminium, Stahl)

Der Parameter Vorspannung hat den geringsten Einfluss auf die Verformung der Dichtung. Der Spalt zwischen Dichtung und mittlerem Steg hat sich bei 10 MPa im Vergleich zu der Standardvorspannung von 5 MPa kaum verkleinert.

### 7.3.2 Dichtstelle mit beidseitig anliegender Kanalplatte

Die Berechnungen haben gezeigt, dass die entstehenden Spalte durch die Verformung des Trägermaterials infolge des Innendrucks relativ groß sind. Bei allen Untersuchten Varianten würde es zu Leakage kommen. Als Ergänzung wird deshalb zum Vergleich ein Modell gerechnet, bei dem die obere Kanalplatte aus Vollmaterial ausgeführt ist, vgl. Bild 7.24.

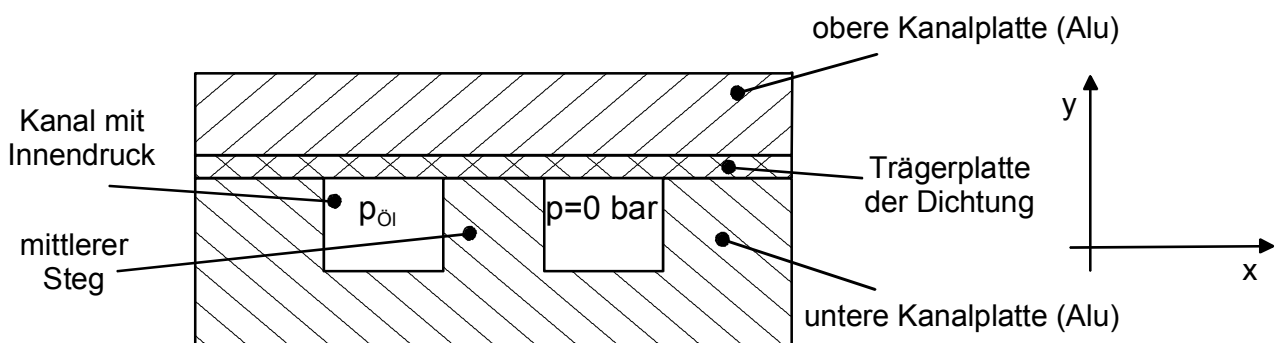


Bild 7.24 Modell einer Dichtungsträgerplatte zwischen zwei unterschiedlichen gestalteten Kanalplatten, die obere Kanalplatte ist aus Vollmaterial ausgeführt; ein Kanal steht unter Innendruck

In Bild 7.25 sind zunächst die Normalspannungen der gerechneten Bauteile abgebildet. Der Unterschied zwischen den dargestellten Varianten ist sehr gering.

Die Normalspannungen an den Kontaktstellen bewegen sich bei allen vier Modellen zwischen 10 und 15 MPa.

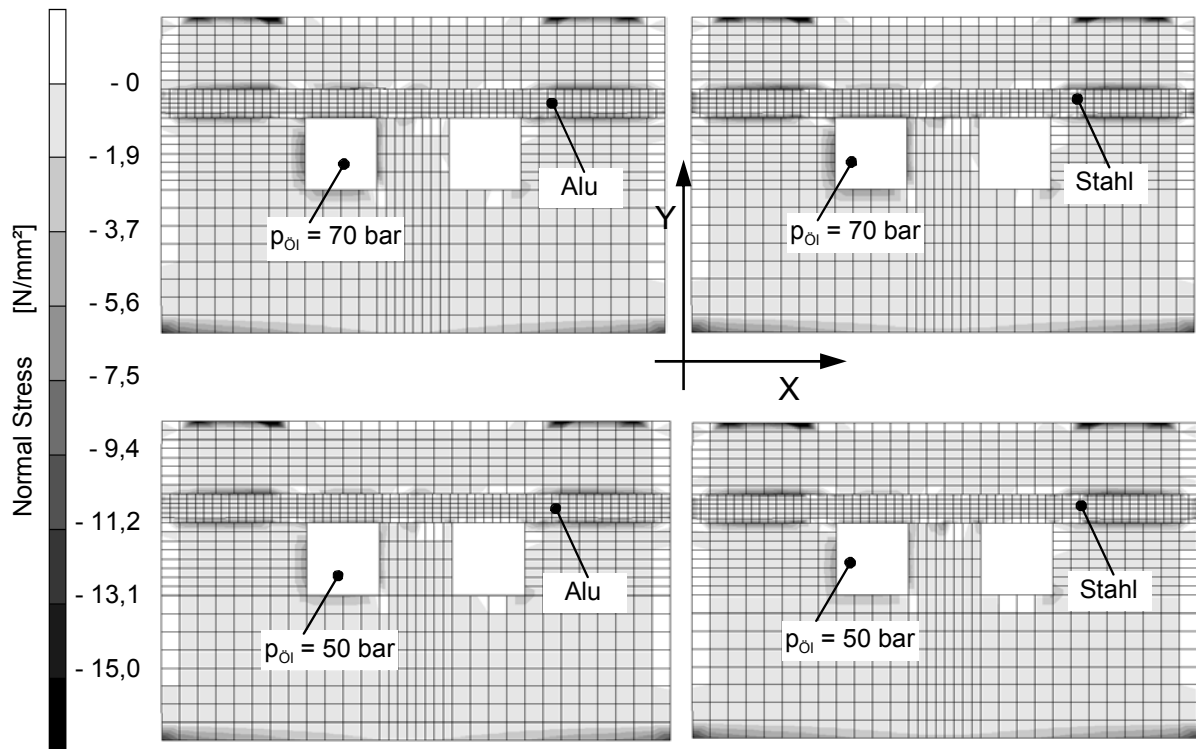


Bild 7.25 Ergebnisse FE-Berechnungen: Darstellung der Normalspannung; Variation Druck (70 bar, 50 bar) und Trägermaterial 2 mm, (Aluminium, Stahl)

Die Verformung der Trägerplatte in Y-Richtung ist mit einer durchgehenden Gegenplatte erwartungsgemäß deutlich geringer als bei den anderen Modellen. Bild 7.26 zeigt, dass die Werte hier zum Teil um den Faktor 10 geringer sind. Die maximalen Verformungswerte werden über dem Druckkanal erreicht und betragen je nach Modell bis zu 1,2  $\mu\text{m}$ .

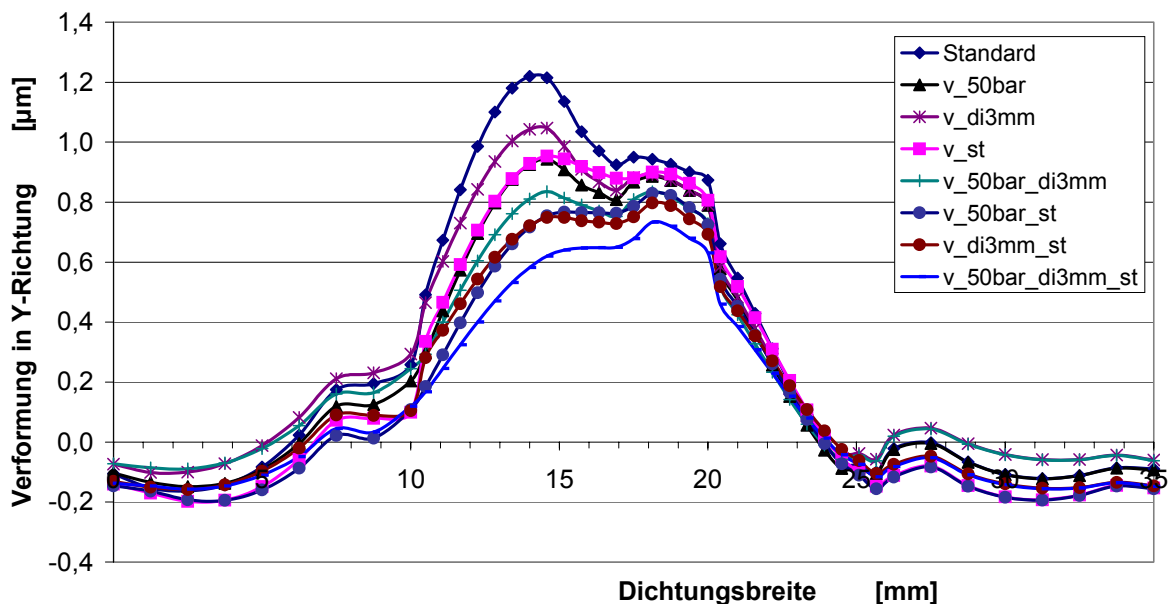
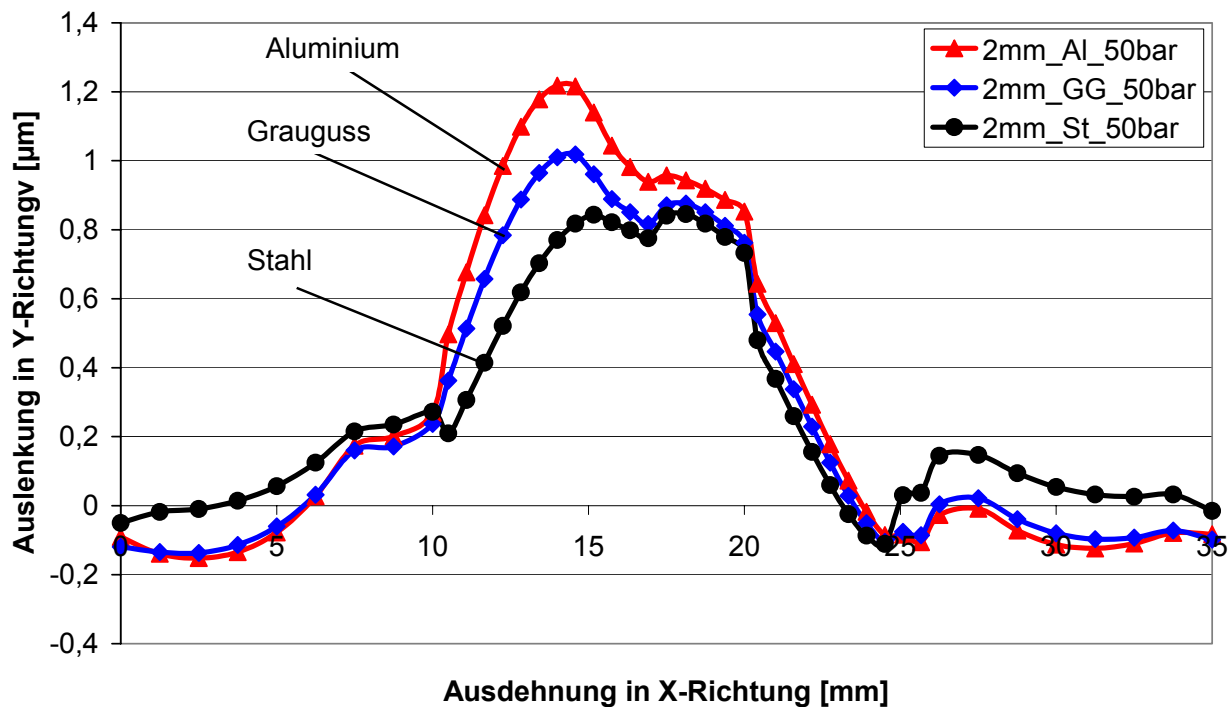


Bild 7.26 Biegelinie des Trägermaterials mit hinterfüterten Stegen in X-Richtung; Verformung in Y-Richtung

In **Bild 7.27** sind verschiedene Materialien der Trägerplatte gegenübergestellt. Die Höhe der Verformung in Y-Richtung lässt sich mit der Steifigkeit der einzelnen Materialien begründen.



*Bild 7.27 Biegelinie des Trägermaterials mit hinterfüterten Stegen in X-Richtung: Variation Trägermaterial Grauguss, Stahl, Aluminium; Trägermaterialdicke 2 mm, Innendruck 50 bar*

### 7.3.3 Ergebnisse

Alle Berechnungen wurden ohne NBR-Beschichtung der Trägerplatte durchgeführt, da es hier in erster Linie um die Verformung des Trägermaterials geht. Die Klaffungen betragen bei der ersten Modellreihe ohne Hinterfüterung des Trägermaterials bis zu 12 µm. Diese Werte wurden mit der zweiten Modellreihe mit durchgehender Kanalplatte, also mit Hinterfüterung des Trägermaterials auf ca. 1 µm reduziert. In der Praxis sind solche Trägermaterialien entweder mit einer NBR-Schicht von 20 bis 70 µm überzogen, oder sie kommen in Verbindung mit einer Weichstoffdichtung von 0,3 bis 0,5 mm zum Einsatz. In beiden Fällen wird eine kompressible Schicht eingesetzt, die Klaffungen, wie sie in diesem Kapitel berechnet worden sind, kompensieren können. Die Ergebnisse dieser Berechnungen lassen allerdings keine Entscheidung zu, ob eine Verbindung dicht bleibt oder nicht. Diese Methode kann dem Konstrukteur nur helfen, kritische Verformungen frühzeitig zu erkennen.

## 7.4 Optimierung eines hydraulischen Pumpengehäuses

Ein Bauteil, das sehr häufig im Zusammenhang mit pulsierendem Innendruck gebraucht wird ist eine hydraulische Pumpe. Gegenstand der folgenden FE-Untersuchungen ist eine hydraulische Buchsenzahnradpumpe aus der Mobilhydraulik.

### 7.4.1 Analyse des Pumpengehäuses

Die Baugruppe besteht aus drei Teilen, **Bild 7.28**. Die beiden Deckel sind aus Grauguss und das Gehäuse aus stranggepresstem Aluminium. Das Pumpengehäuse wird im Betrieb mit einem Innendruck von 100 bar und einer Medientemperatur von 70 °C belastet. Die Abdichtung nach außen wird durch einen O-Ring gewährleistet. Über vier M10 Schrauben werden die beiden Deckel mit dem Gehäuse verschraubt.

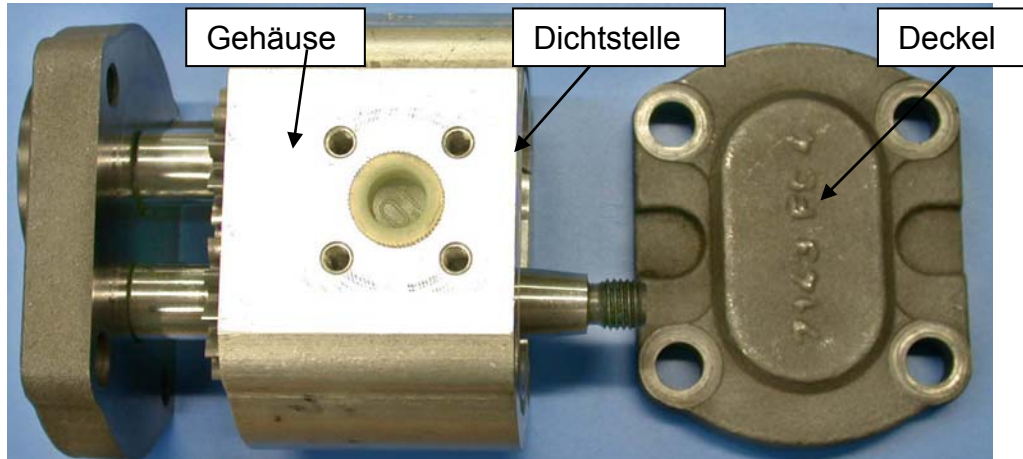


Bild 7.28 Zahnradpumpe aus der Mobilhydraulik

In **Bild 7.29** sind die Fuji-Abdrücke des Deckels im Montagezustand bei 20 °C und Betriebszustand bei 70 °C abgebildet. Die Pressungsverteilungen der zwei Zustände sind sich in ihrem Verlauf sehr ähnlich, bewegen sich aber auf verschiedenen Pressungsniveaus. Die Schraube wird im Montagezustand mit 15 kN verspannt. Diese Kraft steigt im Betrieb bis auf 38 kN an. Es stellt sich eine sehr hohe Pressung unter den Schrauben ein, die zur Mitte hin stark abnimmt. Die maximale Pressung liegt im Montagefall bei ca. 50 MPa und steigt im Betrieb auf weit über diesen Wert an. Der Grund für die starke Verspannung der Verbindung zwischen Deckel und Gehäuse im Betrieb ist die unterschiedliche Wärmeausdehnung von Aluminium (Gehäuse), Stahl (Schraube) und Grauguss (Deckel). Um die Verformung des Deckels durch die thermische Zusatzkraft gering zu halten wurde die Pumpe vom Hersteller sehr massiv gebaut.

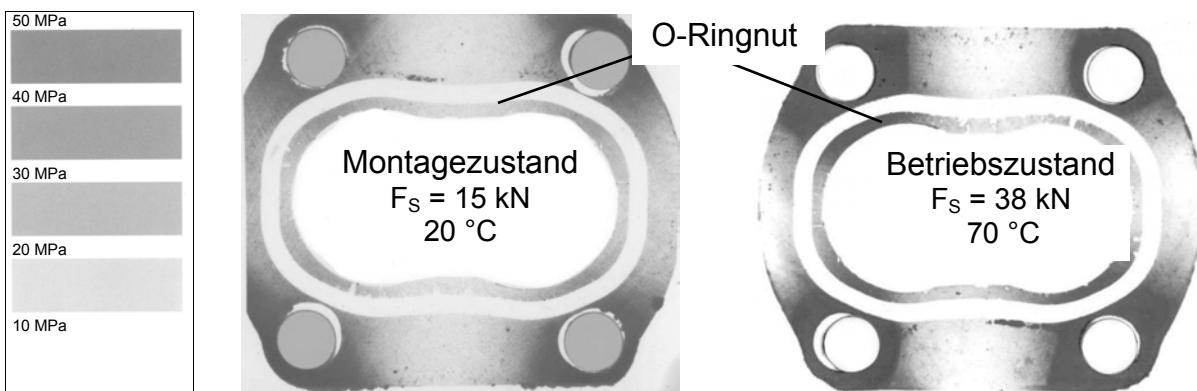


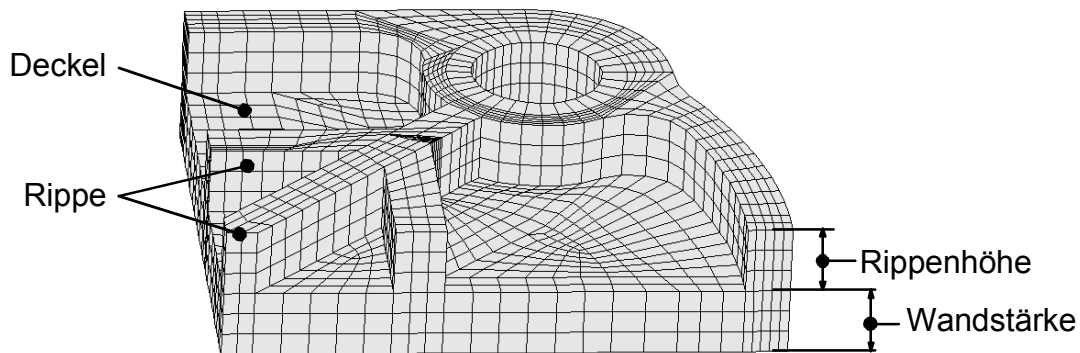
Bild 7.29 Pressungsabdruck des Deckels mit Fuji-Folie (medium); links Montagezustand: Schraubenkraft  $F_S = 15 \text{ kN}$ , Temperatur 20 °C; rechts Betriebszustand: Schraubenkraft 38 kN, Temperatur 70 °C

Die hohe Pressung unter den Schrauben ist bei einer O-Ringabdichtung nicht notwendig, da der O-Ring im Kraftnebenschluss liegt.

Die Pumpe besitzt bezüglich Steifigkeit, Gewichtsreduzierung und Flächenpressungsverteilung ein deutliches Optimierungspotential. Sie eignet sich sehr gut für strukturmechanische Untersuchungen. Die verschiedenen Varianten werden mit Hilfe der FE-Berechnung analysiert.

#### 7.4.2 FE-Analyse verschiedener Deckelformen der Pumpe

Die Optimierung der Pumpe befasst sich mit der Gestaltung des Deckels. Die Deckelstruktur wird dahingehend verändert, dass die Dicke des Deckels reduziert wird und im Gegenzug Versteifungsrippen angebracht werden. Die Achsensymmetrie des Deckels erlaubt es, bei der Berechnung nur ein Viertel des Deckels zu modellieren und zu analysieren. Die Optimierung des Deckels bezüglich Steifigkeit erfolgt intuitiv. In **Bild 7.30** ist ein Viertelmodell einer Deckelvariante dargestellt. Mit dieser Abbildung sollen die Begriffe Wandstärke, Rippen und Rippenhöhe erläutert werden.



*Bild 7.30 Viertelmodell einer Deckelvariante mit der Typisierung der Rippenhöhe, Wandstärke und Rippe*

Das Originalmodell des Pumpendeckels besitzt eine Wandstärke von 15 mm und keine Versteifungsrippen. Diese sehr massive Bauweise lässt einige Gewichtoptimierungsmaßnahmen zu, ohne dabei den ursprünglichen Bauraum oder die Steifigkeit des Bauteils zu verändern. Die Wandstärke des Deckels wird bei manchen Modellen bis auf 3 mm reduziert und dabei die Rippenhöhe auf bis zu 6 mm erhöht. Bei der Gestaltung der Rippen werden verschiedene Formen und Ausrichtungen ausgeführt. Alle modellierten Deckelvarianten sind in **Bild 7.31** abgebildet. Die Versteifungsrippen sind weiß dargestellt. Jede Variante enthält außer dem Namen noch die Höhe der Wandstärke und die Rippenhöhe. Die Bezeichnung der Deckelvarianten erfolgt von *A2* bis *A12*. Mit *Original* wird die ursprüngliche Form des Pumpendeckels bezeichnet.

Für die Bewertung der einzelnen Deckelvarianten werden mehrere Möglichkeiten der FE-Auswertung genutzt. Zunächst wird die Belastung des Deckels mit Hilfe der Vergleichsspannung nach von Mises als Falschfarbendarstellung angegeben. In der gleichen Grafik sind die Flächenpressungsabdrücke in der Trennfuge zwischen Deckel und Gehäuse dargestellt.

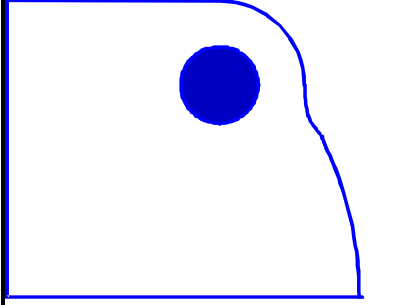
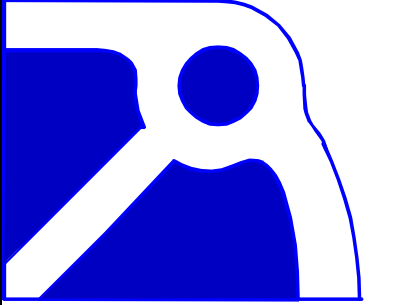
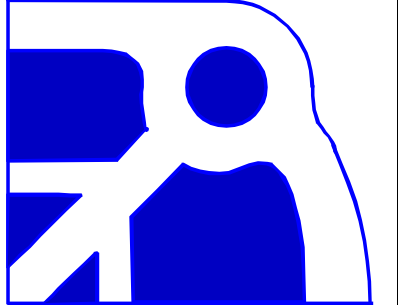
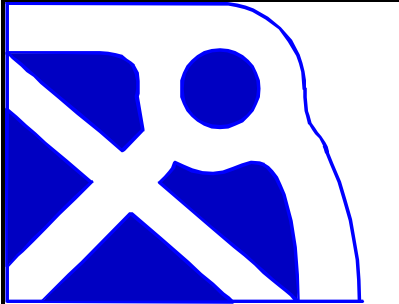
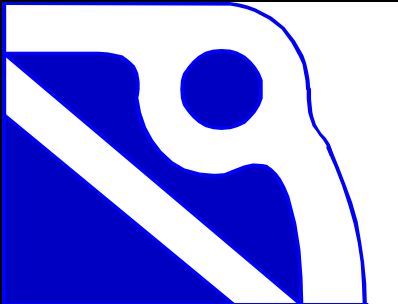
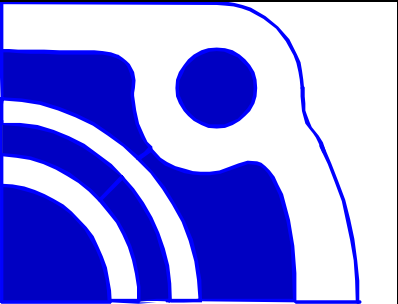
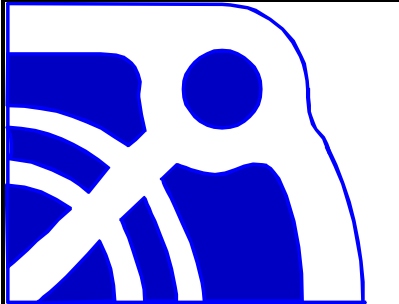
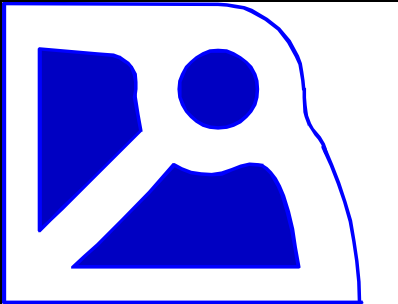
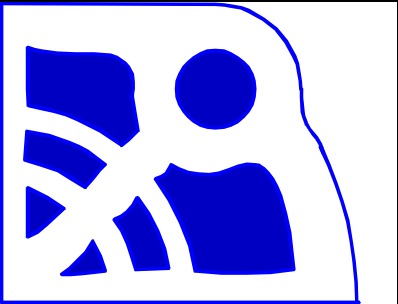

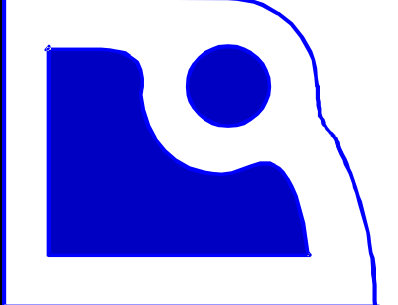

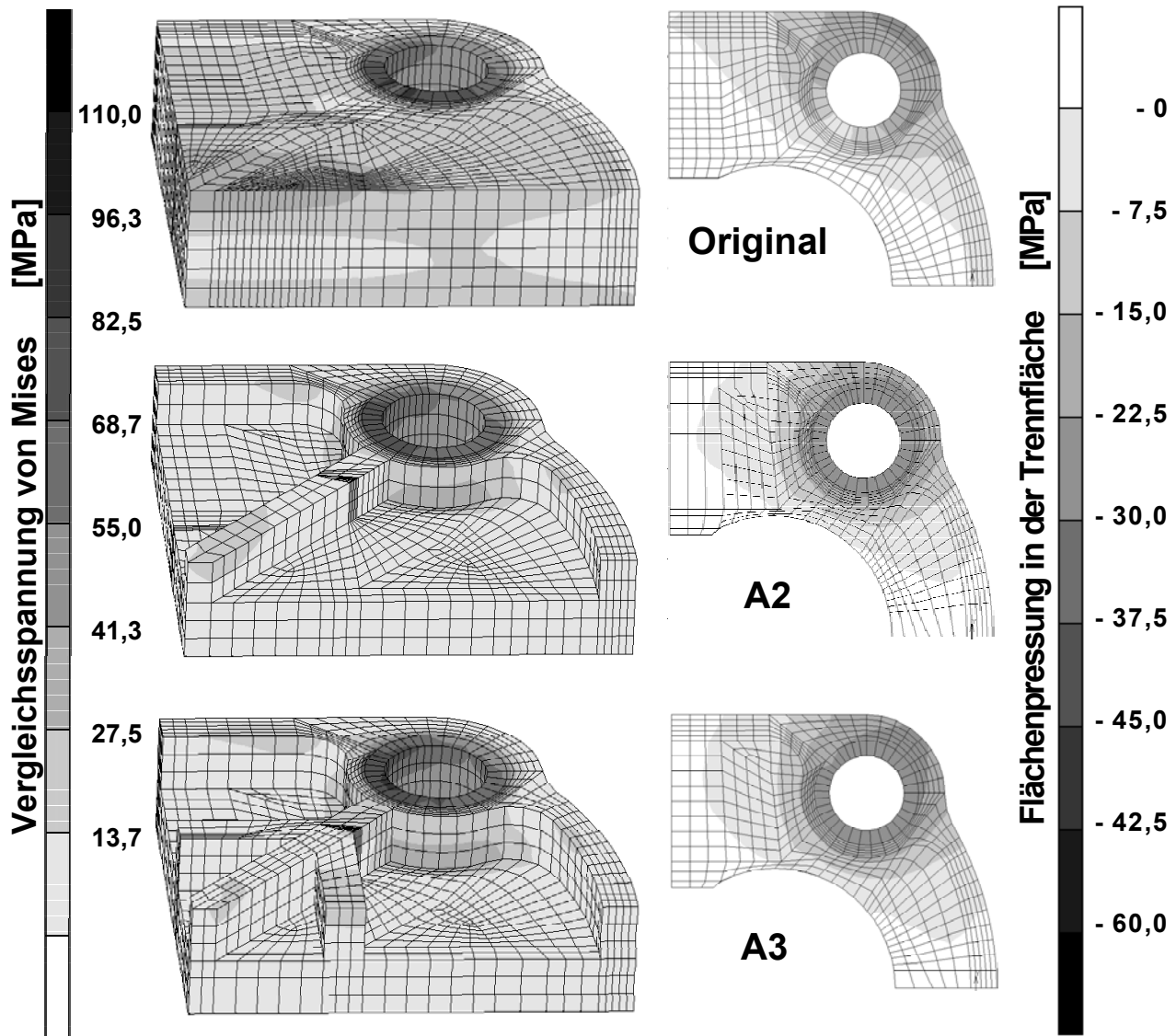
					
Original	Wandstärke: 15 Rippenhöhe: 0	A2	Wandstärke: 6 Rippenhöhe: 4,5	A3	Wandstärke: 6 Rippenhöhe: 6
					
A4	Wandstärke: 6 Rippenhöhe: 4,5	A5	Wandstärke: 6 Rippenhöhe: 6	A6	Wandstärke: 6 Rippenhöhe: 6
					
A7	Wandstärke: 6 Rippenhöhe: 4,5	A8	Wandstärke: 6 Rippenhöhe: 6	A9	Wandstärke: 6 Rippenhöhe: 6
					
A10	Wandstärke: 6 Rippenhöhe: 4,5	A11	Wandstärke: 4,5 Rippenhöhe: 3	A12	Wandstärke: 6 Rippenhöhe: 6

Bild 7.31 Modellerte Varianten des Deckels, intuitive Optimierung bezüglich Gewicht und Steifigkeit; Angabe der Wandstärke und Rippenhöhe in mm

In **Bild 7.32** sind die FE-Ergebnisse der Modelle Original, A2 und A3 zu sehen. Bei einer Schraubenkraft von 15 kN und einem Innendruck von 100 bar ergeben sich für den Originaldeckel Spitzenvergleichsspannungen von ca. 100 MPa unter der Schraube. Der Rest des Deckels erfährt keine nennenswerte Belastung. Hier wird die starke Überdimensionierung des Originaldeckels deutlich. Die Varianten A2 und A3 weisen ähnliche Spannungen auf, sind aber um 50% leichter als das Original.

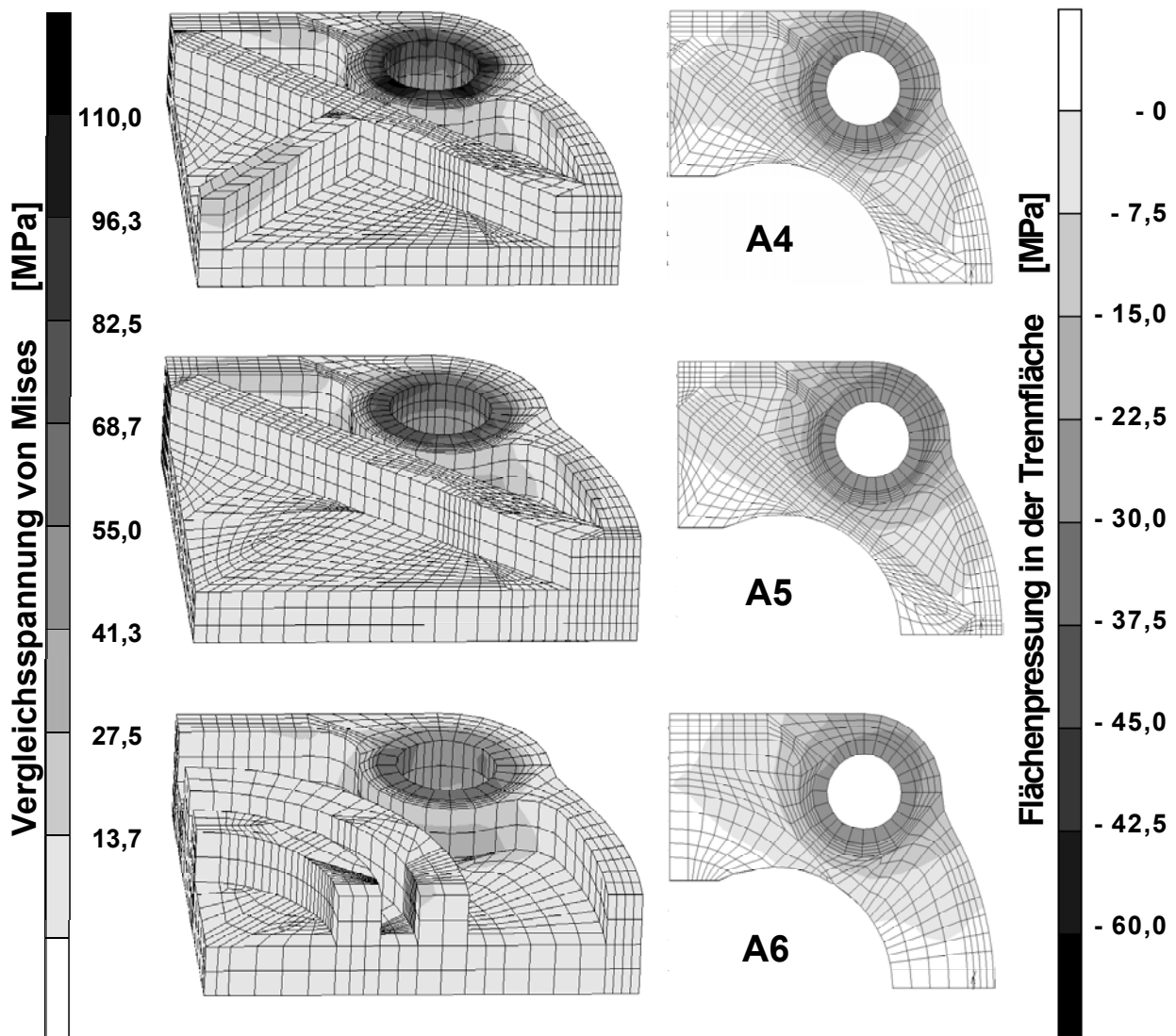


*Bild 7.32 FE-Analyse der Deckelvarianten Original, A2, A3; Darstellung der Vergleichsspannung nach Mises und der Flächenpressung in der Trennfläche; Schraubenkraft 15 kN, Innendruck 100 bar, Deckelmaterial GG*

Die Anordnung der Rippen wirkt sich kaum auf die Spannungsverteilung im Bauteil aus. Die Rippenform ist wichtig für die Ausbreitung der Flächenpressung. Die Flächenpressung des Originalmodells konzentriert sich um die Durchgangsbohrung der Schraube kippt aber, aufgrund der Verformung des Deckels durch den Innendruck, leicht nach außen hin ab. Der Originaldeckel erreicht im Betrieb maximale Pressungswerte um 20 MPa. Die Modelle A2 und A3 besitzen eine diagonale Rippenanordnung, die sich der Verformung durch den Innendruck entgegensetzt. Die Wirkung die-

ser Anordnung ist sehr deutlich in den Pressungsabdrücken zu sehen. Die Kreise konstanter Pressung sind konzentrisch um die Bohrung angeordnet, d.h. das Verkippen des Deckels wurde reduziert. Die Variante A3 besitzt zusätzlich zu der diagonalen Rippe, zwei weitere kleinere Rippen in der Deckelmitte. Die Ergebnisse zeigen, dass es keine Verbesserung durch diese Anordnung im Vergleich zu Modell A2 gibt. Die Variante A3 ist aufgrund des zusätzlichen Gewichtes als ungünstiger zu bewerten.

Wenn eine weitere Diagonalrippe wie bei Modell A4 aus **Bild 7.33** hinzugefügt wird, ergibt sich eine weitere Verbesserung der Spannungsverteilung und Flächenpressungsausbreitung. Ein Vergleich des Pressungsabdruckes von A4 und A5 ergibt, dass die Verrippung von A5 den größeren Einfluss hat.

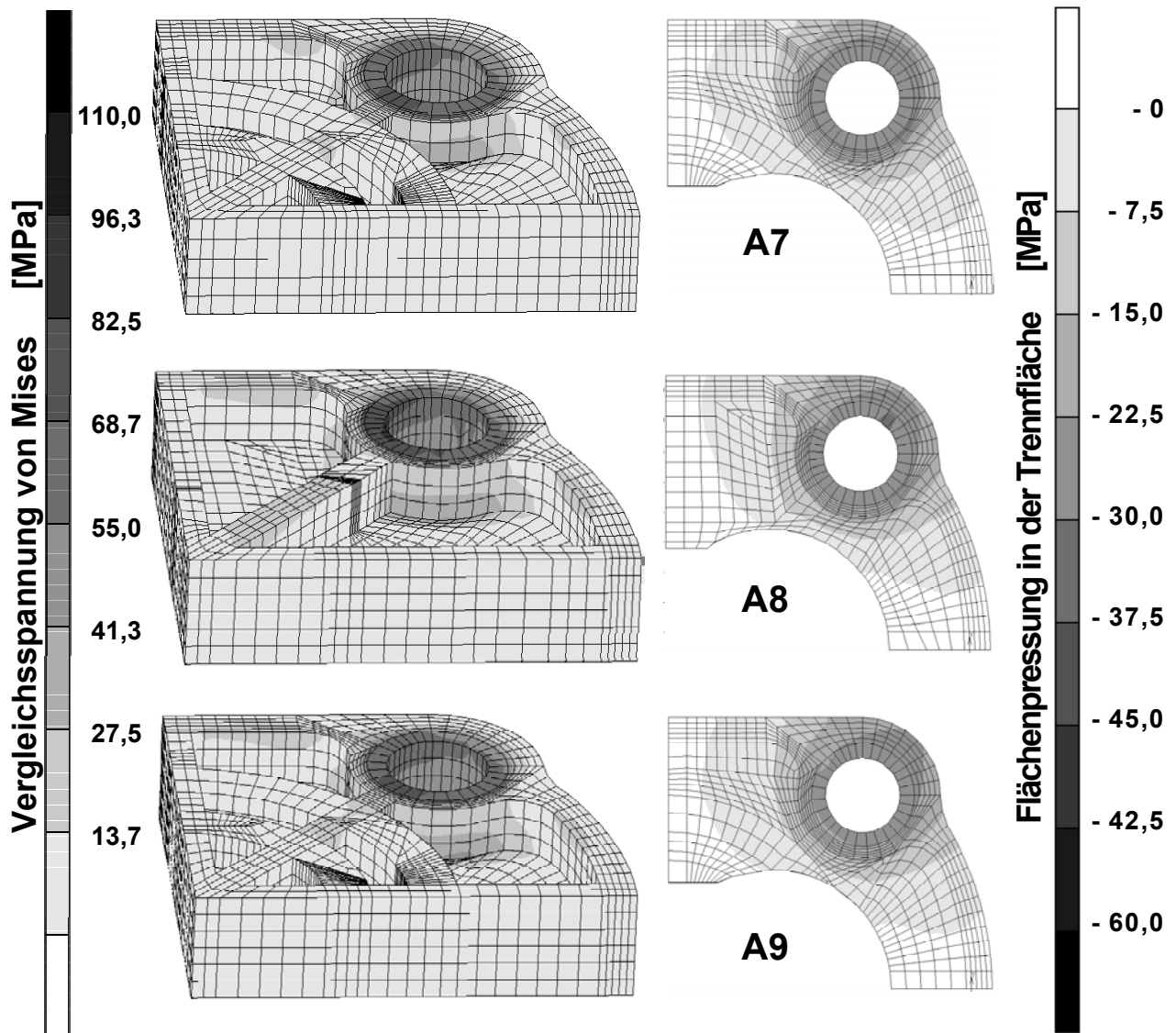


*Bild 7.33 FE-Analyse der Deckelvarianten A4, A5, A6; Darstellung der Vergleichsspannung nach Mises und der Flächenpressung in der Trennfläche; Schraubkraft 15 kN, Innendruck 100 bar, Deckelmaterial GG*

Das Modell A6 besitzt kreisrunde Rippenformen, die konzentrisch zu der Außenkontur des Deckels verlaufen. Die Flächenpressung im Betrieb unter Innendruck ist hier sehr gut ausgebildet.



Die Deckelvarianten A7 bis A9 aus **Bild 7.34** weisen eine geschlossene Deckelgeometrie auf. Die Spannungsverläufe dieser drei Modelle sind ähnlich. Die Maximalspannungen von 110 MPa werden auch hier nicht überschritten. Die Flächenpressungsverläufe in der Trennfläche sind ähnlich in ihrem Verlauf. Die Modelle A7 und A9 unterscheiden sich nicht in der Rippengeometrie, sondern in der Rippenhöhe. Obwohl die Höhe der Verrippung bei dem Modell A9 um 1,5 mm größer ist als beim Ausgangsmodell A7, gibt es keinen erwähnenswerten Unterschied in der Spannungs- und Pressungsverteilung. Die Variante A8 mit einer geschlossenen und einer diagonalen Verrippung von 6 mm Höhe zeigt keine weitere Verbesserung.



*Bild 7.34 FE-Analyse der Deckelvarianten A7, A8, A9; Darstellung der Vergleichsspannung nach Mises und der Flächenpressung in der Trennfläche; Schraubenkraft 15 kN, Innendruck 100 bar, Deckelmaterial GG*

In **Bild 7.35** sind weitere Deckelvarianten mit geschlossener Rippengeometrie aufgeführt. Aus den Modellen A10 und A12 lassen sich keine neuen Erkenntnisse über die eingesetzte Verrippung gewinnen.

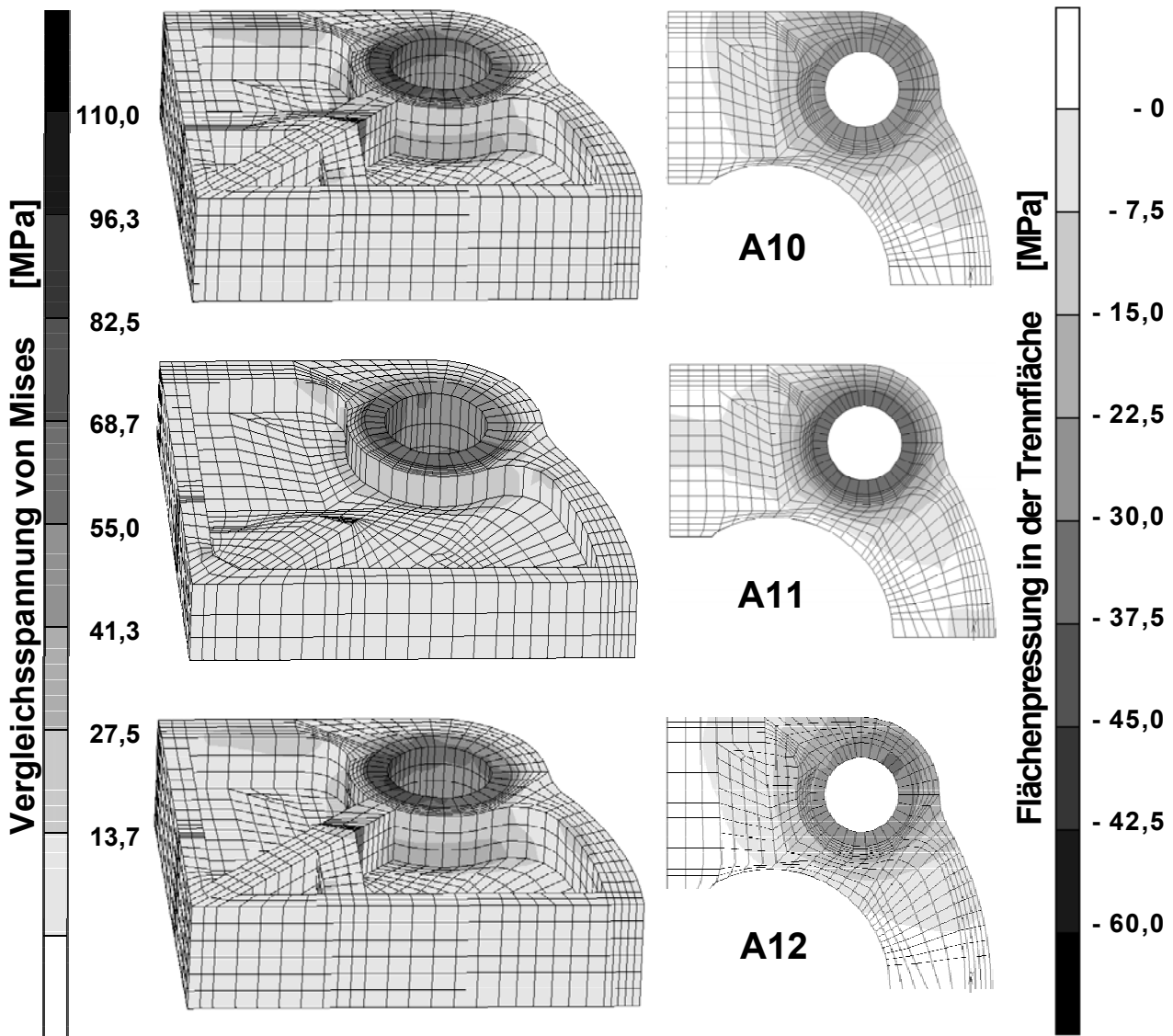


Bild 7.35 FE-Analyse der Deckelvarianten A10, A11, A12; Darstellung der Vergleichsspannung nach Mises und der Flächenpressung in der Trennfläche; Schraubkraft 15 kN, Innendruck 100 bar, Deckelmaterial GG

Für die Bewertung der Flächenpressungsverteilung und der Materialausnutzung ist die Falschfarbendarstellung ein gutes Werkzeug. Die Steifigkeit ist bei diesen Berechnungen neben der Gewichtsreduzierung ebenfalls ein Optimierungsziel. Die Kenntnis der Spannungsverteilung ist noch kein Indiz für einen biegesteifen Deckel, vielmehr muss hierzu noch die Verformung des Deckels herangezogen werden. In **Bild 7.36** sind deshalb die Vorformungen der berechneten Modelle in einem Balkendiagramm gegenübergestellt. Für die Bewertung der Verformung wurde der Mittelpunkt des Deckels herangezogen. Bei dem modellierten Deckelausschnitt wäre das der untere linke Eckpunkt, der in Bild 7.36 mit dem Buchstaben A bezeichnet wird. Die Gegenüberstellung der Verformung der einzelnen Varianten zeigt, dass sich das Originalmodell um den Faktor zwei stärker verformt, als die ungünstigsten Varianten A5 und A11. Die biegesteifsten Varianten, A9 oder A12, erreichen sogar eine Verbesserung der Steifigkeit um 75 % im Vergleich zum Original.

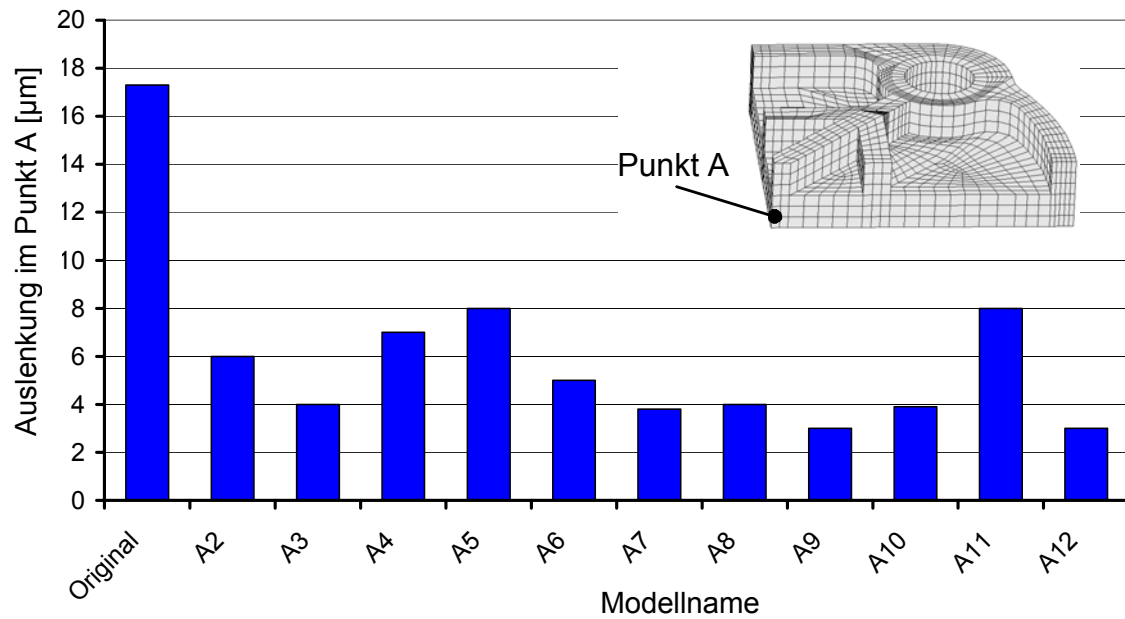


Bild 7.36 Auslenkung der untersuchten Deckelformen im Punkt A;  
Belastungen: Schraubkraft 15 kN, Innendruck 100 bar

Aus **Bild 7.37** geht hervor, dass alle Modelle im Schnitt um 50 % leichter geworden sind als der Originaldeckel. Damit ist das vorgegebene Optimierungsziel erreicht. Die optimierten Varianten sind leichter geworden und haben sogar an Steifigkeit hinzugewonnen.

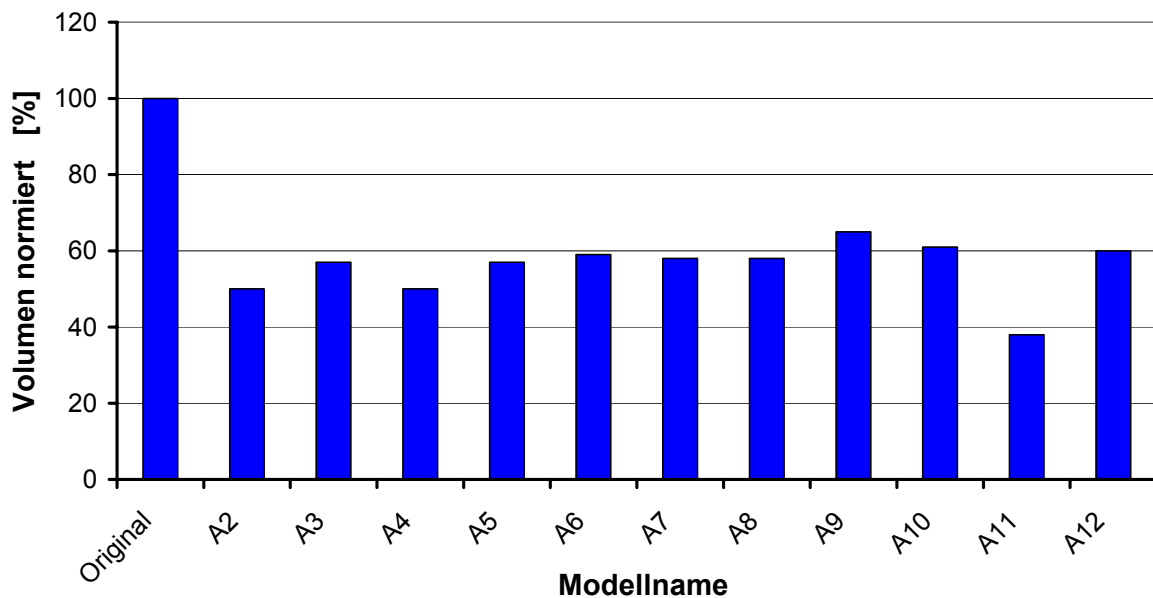


Bild 7.37 Volumen der untersuchten Deckelformen bezogen auf den Originaldeckel  
Belastungen: Schraubkraft 15 kN, Innendruck 100 bar

Eine Regressionsanalyse des Deckels ist in **Bild 7.38** dargestellt. Das Diagramm zeigt die Abhängigkeit des Volumens und der Verformung bei Veränderung der Rippenhöhe und der Deckelhöhe. Die Verformung erreicht bei 0,002 mm ein Minimum, das sich über einen größeren Bereich er-

streckt. Die Rippenhöhe liegt hierbei in einem Bereich von 4 bis 5,5 mm und die Deckelhöhe in einem Bereich von 4,5 bis 6 mm. Sowohl bei Verringerung als auch bei einer Erhöhung dieser Werte steigt die Verformung des Deckels an. Das Gewicht nimmt stetig von links nach rechts zu. Der optimale Deckel besitzt laut Diagramm ein Volumen von 1200 mm<sup>3</sup> und verformt sich unter einem Innendruck von 100 bar um 0,002 mm.

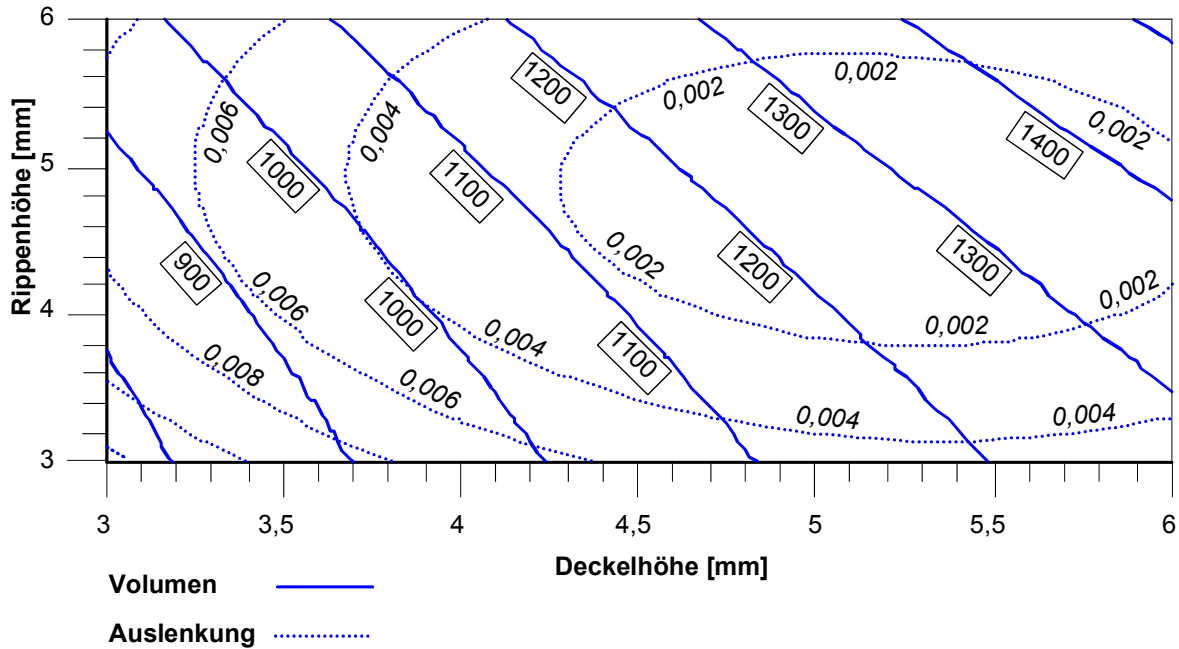


Bild 7.38 Regressionsanalyse: Auslenkung und Volumen eines Pumpendeckels in Abhängigkeit von der Rippenhöhe und Deckelhöhe

Nach der Auswertung aller Ergebnisse ergibt sich die Variante A11 als optimale Geometrie für den Pumpendeckel. Neben der Flächenpressung wurde die Steifigkeit um 50 % und das Gewicht um 40 % reduziert, **Bild 7.39**.

	Geometrie	Pressungsverteilung	Verformung im Punkt A	Gewicht
<b>Original Modell</b>			100 %	100 %
<b>Variante A11</b>			50 %	40 %

Bild 7.39 Vergleich der Pressungsverteilung, Verformung im Punkt A und des Gewichts des Originaldeckels mit der optimalen Variante A11

## 7.5 Fazit der rechnergestützten Dichtungsoptimierung

Gegenstand der vorliegenden FE-Berechnungen war die Optimierung von verschiedenen Bauteilen, die mit einem Innendruck belastet sind. Dabei handelt es sich um Kanalplatten von hydraulischen Steuergehäusen und um Pumpengehäuse. Die Ziele der FE-Berechnung waren die Erhöhung der Steifigkeit, die Reduzierung des Gewichtes und die Verbesserung der Flächenpressung in der Trennfuge.

Die Berechnungen der Steggeometrien in einer Kanalplatte eines Steuergehäuses machen deutlich, dass die Verformungen der Stege durch den Innendruck relativ gering sind. Das Material kann besser ausgenutzt werden, wenn einige einfache Gestaltungsgrundsätze berücksichtigt werden. Die Anzahl der angeschlossenen Stege an der Schraubenbohrung haben einen sehr geringen Einfluss auf die Ausbreitung der Spannungen im Bauteil. Bei der Variation der Klemmlänge gibt es Grenzwerte die nicht überschritten werden dürfen. Die maximale Ausdehnung der Druckspannungen auf der Dichtoberfläche ist bei allen Steganschlüssen ähnlich hoch. Leichte Unterschiede sind nur in der Höhe der Spannungen innerhalb des Druckkegels erkennbar.

Die FE-Untersuchungen einer Sandwichdichtung in einem Steuergehäuse zeigen, dass die Verformung des Trägermaterials von der gewählten Dicke, dem aufgebrachtten Innendruck sowie dem gewählten Material abhängig ist. Einen sehr geringen Einfluss auf die Durchbiegung des Trägermaterials hat die Flächenpressung bei der Montage. Es wurden zwei verschiedene Ausführungen der oberen Kanalplatte untersucht. Zuerst wurden die Bereiche der Dichtung betrachtet, an denen die Dichtung mit Trägermaterial nur von einer Seite mit einem Steg in Berührung kommt. Die Durchbiegung war hier allerdings zu groß, dass in einem weiteren Schritt die obere Kanalplatte aus Vollmaterial ausgeführt wurde. Die Verformung wurde jetzt deutlich reduziert. Die Berechnungen wurden ohne Beschichtung des Trägermaterials durchgeführt. Voruntersuchungen hatten gezeigt, dass die Verformung mit und ohne Beschichtung identisch ist. Außerdem geht es primär um die Verformung des Trägermaterials. Die hier gezeigte Berechnungsmethode lässt keine Aussage darüber zu, ob eine Verbindung dicht ist oder nicht, sie erlaubt aber dem Konstrukteur kritische Verformungen im Bauteil frühzeitig zu erkennen.

Die Analyse der Pumpe zeigt, dass der massive, gusseiserne Pumpendeckel, ein hohes Verbesserungspotential bezüglich Steifigkeit, Verformung und Flächenpressung in der Trennfuge besitzt. Bei Temperaturerhöhung im Betrieb wird die Schraubenkraft aufgrund der unterschiedlichen Wärme-dehnung des Gehäuses (Aluminium) und der Schraube (Stahl) im Vergleich zu der Montagekraft mehr als verdoppelt. Mit Hilfe intuitiver Optimierungsmaßnahmen, wie Reduzierung der Wandstärke und Anbringung von Versteifungsrippen wird die Steifigkeit bei manchen Deckelvarianten um 75% erhöht. Gleichzeitig kann das Gewicht des Deckels um mehr als 50 % reduziert werden. Die Flächenpressung wird ebenfalls verbessert. Das Pumpengehäuse könnte weiter optimiert werden, wenn das Verschraubungsbild verändert wird. Die vier langen, durchgehenden Schrauben müssten durch mehrere kurze ersetzt werden. Durch die kürzere Klemmlänge wird die thermische Verspannung im Betrieb reduziert. Mehrere Schrauben am Umfang haben außerdem den Vorteil, dass die Flächenpressung homogener wird.

## 8 Konstruktions- und Auslegungshinweise

Zum Abschluss dieser Arbeit werden die Erkenntnisse aus den experimentellen und rechnerischen Untersuchungen in Konstruktions- und Auslegungshinweisen zusammengefasst. Zunächst werden die Anforderungen einer unter pulsierendem Innendruck stehenden Dichtverbindung erörtert. Danach werden Ursachen für das Versagen einer solchen Dichtverbindung aufgeführt. Zum Schluss werden einige Ergebnisse dieses Projektes in Form von Nomogrammen zusammengefasst.

### 8.1 Anforderungen an eine Dichtverbindung unter Innendruck

Bei der Gestaltung und Auslegung einer Dichtverbindung unter pulsierendem Innendruck sind folgende Anforderungen zu berücksichtigen:

#### **Ausreichend hohe Flächenpressung auf der Dichtung:**

Wenn eine Dichtverbindung unter Innendruck steht, werden die Flanschhälften auseinander gedrückt und die Dichtung dadurch entlastet. Dieses Phänomen sollte schon bei der Montage berücksichtigt werden. Die Vorspannkraft der Schrauben muss ausreichend groß gewählt werden, damit die Gegenkraft durch den Innendruck nicht zu einer Entlastung der Dichtung führt. Die notwendige Mindestflächenpressung ist dabei abhängig von dem eingesetzten Dichtungsmaterial.

#### **Hohes Rückfederungsvermögen der Dichtung:**

Wird die Dichtverbindung im Betrieb durch den Innendruck entlastet, kann eine Dichtung mit einem guten Rückfederungsvermögen bis zu einer gewissen Grenze dagegenwirken. Bei Metalldichtungen wird eine gute Rückfederung durch das Anbringen einer Halb- oder Vollsicke erreicht. Das Anbringen einer Sicke führt zu einer Linienpressung auf dem Dichtflansch, die wesentlich höher ist als die Pressung auf der Dichtung ohne Sicke. Eine vergleichbar geringe Rückfederung haben FIP-Flüssigdichtungen mit einer geringen Filmstärke.

#### **Austreibsicherheit der Dichtung:**

Der Innendruck belastet eine Dichtung radial und versucht sie aus der Dichtfuge auszutreiben. Eine hohe Festigkeit des Dichtungsmaterials ist deshalb gerade bei Weichstoffdichtungen eine wichtige Anforderung. Die radiale Angriffsfläche des Innendrucks kann durch eine geringe Dicke des Dichtungsmaterials herabgesetzt werden. Auch die Haftungsreibung der Weichstoffdichtung spielt hier eine wichtige Rolle. Die Metallsickendichtungen sind aufgrund ihrer sehr hohen Festigkeit, hervorgerufen durch das metallische Trägermaterial, vergleichbar austriebssicher. Eine Flüssigdichtung ist nur dann betriebssicher, wenn sie fachgerecht auf die Flanschoberfläche aufgetragen wird.

#### **Anströmfestigkeit der Dichtung:**

Neben der Festigkeit des Dichtungsmaterials ist auch die Anströmfestigkeit der Dichtungsoberfläche von großer Bedeutung. Bei Steuergehäusen von Automatikgetrieben gibt es Bereiche, bei denen die Dichtung vom Medium unter hohem Druck angeströmt wird. Wird hierbei Material von der Dichtungsoberfläche ausgewaschen oder sogar ausgebrochen, führt das zu Verunreinigung des Me-

diums oder zu Verstopfung von wichtigen Düsen und Kanälen. Für diese Belastungsart sind aufgrund ihrer Beschaffenheit nur Weichstoff- und Metalledichtungen geeignet.

### **Hohe Steifigkeit des Flanschbereiches:**

Mit abnehmender Steifigkeit steigt die Verformung des Gehäuses und des Flanschbereiches im Betrieb. Diese Verformungen können zu Klaffungen der Flanschkhälften und im Extremfall zu Leckage führen. Durch gewichtsparende Maßnahmen, wie das Anbringen von Verrippungen wird eine möglichst steife Dichtverbindung geschaffen.

## **8.2 Versagensanalyse von Dichtungen unter pulsierendem Innendruck.**

Das Versagen einer Dichtverbindung unter pulsierendem Innendruck kann in mehrere Schadensfälle eingeteilt werden. Der wichtigste Hinweis für das Versagen einer Dichtung ist das Überschreiten der zulässigen Leckagemenge. Es kann sich dabei um innere oder äußere Leckage handeln. Während die äußere Leckage deutlich sichtbar ist, handelt es sich bei der inneren Leckage um ein Überströmen des Mediums in einen unzulässigen Bereich im Innern der Maschine. Die innere Leckage kann oft nur durch das Fehlverhalten einer Maschine oder Anlage identifiziert werden. Ein Beispiel soll die Auswirkung der inneren Leckage verdeutlichen. Kommt es im Steuergehäuse eines Automatikgetriebes zum Überströmen des Hydraulikmediums aus dem druckführenden Kanal in einen drucklosen Kanal, so kann dieses dazu führen, dass ein falscher Gang geschaltet wird. Die Folgen eines unzulässigen Ganges können sowohl für den Fahrer als auch für den Motor verheerend sein. Denkbar wäre hier die Umschaltung eines Vorwärtsganges in einen Rückgang bei voller Fahrt.

Ein weiterer Schadensfall ist das Beschädigen der Dichtungsoberfläche durch vorbeiströmendes Medium unter hohem Druck. Ausgewaschene oder ausgebrochen Partikel aus der Dichtungsoberfläche können wichtige Düsen verstopfen. Die Folge bei diesem Schadensfall wäre nicht Leckage, sondern im schlimmsten Fall Stillstand der Anlage.

## **8.3 Auslegung von Dichtverbindungen unter pulsierendem Innendruck**

Die richtige Vorgehensweise bei der Gestaltung von Flanschverbindungen ist für eine betriebssichere Abdichtung sehr wichtig. Die Auswahl des Dichtungsmaterials wird in den meisten Fällen ans Ende des Konstruktionsprozesses gelegt. Je später die Auswahl des Abdichtkonzeptes getroffen wird, desto weniger Optimierungsspielraum bleibt für den Konstrukteur übrig. In **Bild 8.1** ist die Vorgehensweise anhand eines Ablaufschemas in zeitlicher Anlehnung an den Konstruktionsprozess beschrieben. Bereits in der frühen Phase der Gehäusekonzeption muss das Dichtungskonzept mit berücksichtigt werden.

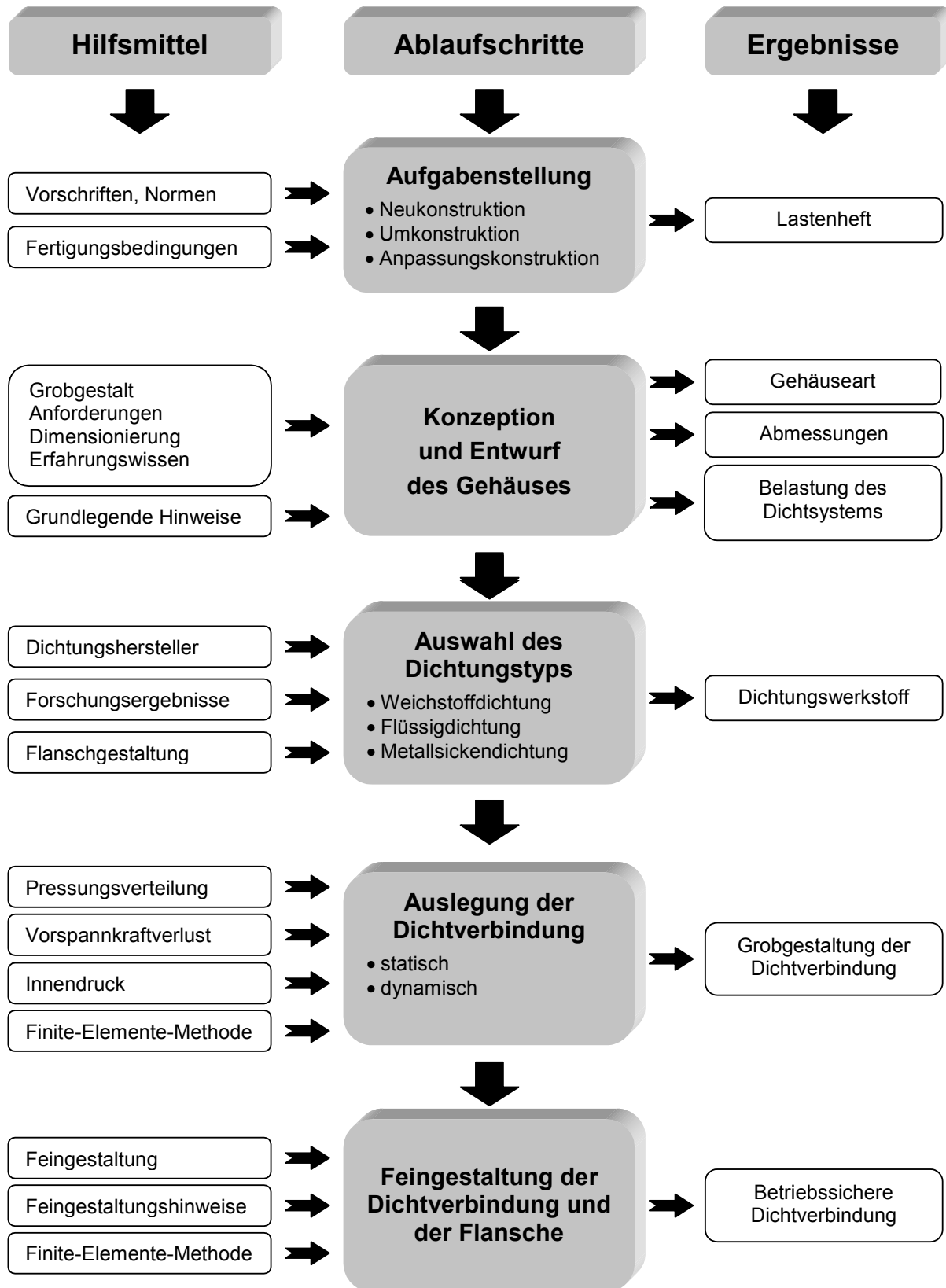


Bild 8.1 Vorgehensweise bei der Auslegung von Dichtverbindungen unter pulsierendem Innendruck



## 8.4 Allgemeine Hinweise zur Auswahl des Dichtungstyps

Für die Auswahl des Dichtungstyps sind im Folgenden einige allgemeine Hinweise zu den Eigenschaften, zum Verhalten und zur Flanschgestaltung der Metallsicken-, Weichstoff- und Flüssigdichtungen gegeben. Bei den hier gemachten Angaben handelt es sich um eine Zusammenfassung aller in diesem Projekt untersuchten Dichtungsmaterialien.

### 8.4.1 Eigenschaften von Metallsickendichtungen

Die in dieser Arbeit untersuchten Metallsickendichtungen lassen sich wie folgt beschreiben:

<b>Aufbau:</b>	Trägermaterial aus Stahl (Baustahl, Edelstahl, Federstahl) beschichtet mit NBR, FPM,
<b>Innendruck:</b>	bis 180 bar,
<b>Temperatur:</b>	-30 bis 180 °C, in Sonderfällen bis 250 °C,
<b>Einsatz:</b>	allgemeine Industrie und Motorenabdichtung, Steuergehäuse von Automatikgetrieben, Nebenabdichtung in Ölwannen, Bauteile mit Drehmomentübertragung,
<b>Vorteile:</b>	Die Metallsickendichtungen können für sehr hohe Drücke eingesetzt werden. Das dynamische Verhalten ist durch die starke Rückfederung infolge der eingepressten Sicke sehr günstig. Die Metallsickendichtungen besitzen als einziger Dichtungstyp eine „Fail-Safe“ Eigenschaft. Nach Ablassen des Überdrucks erfüllen sie ihre Funktion weiter. Keine Verunreinigung des Mediums. Einfache Montage.
<b>Nachteile:</b>	Metallsickendichtungen sind sehr aufwendig in der Herstellung. Für jede Dichtungsgeometrie wird ein spezielles Werkzeug benötigt, um die Sicke einzuprägen. Metallsickendichtungen benötigen eine vergleichbar hohe Flächenpressung um Dichtheit zu gewährleisten. Bei der Montage muss die Sicke plastisch vorverformt werden. Dieses ist nicht immer möglich. Gerade in der Schraubenabstandsmitte kann die Flächenpressung für die plastische Verformung der Sicke nicht ausreichen.

### 8.4.2 Flanschgestaltung bei Metallsickendichtungen

Die Gestaltung der Flanschgeometrie beim Einsatz von Metallsickendichtungen ist relativ unkritisch. Es sollte auf folgende Punkte geachtet werden:

- Die Flanscbreite sollte mindestens zweimal so breit sein wie die Sicke der Dichtung. Aufgrund der Linienform der Sicke wird lokal auch bei geringen Schraubenkräften eine verhältnismäßig hohe Pressung erreicht.
- Die Rauheit  $R_z$  der Flanschoberfläche sollte nicht mehr als 50% der NBR-Beschichtung betragen, damit die Beschichtung die Oberflächenrauigkeiten hinreichend ausfüllen kann.
- Unebenheiten in der Flanschoberfläche sind für Metallsickendichtungen bis zur Sickenhöhe unproblematisch.
- Mit Metallsickendichtungen können Spalte bis 0,5 mm überbrückt werden. Die Rückfederung beträgt teilweise über 50 %.
- Das Trägermaterial der Metallsickendichtung kann aus Baustahl, Federstahl oder Edelstahl sein wobei Federstahl und Edelstahl bessere Eigenschaften (Spaltüberbrückung, Streckgrenze) aufweisen als Baustahl.
- Es sollte darauf geachtet werden, dass die Grenzflächenpressung des Flanschmaterials (bei Aluminium ca. 200 MPa) durch die Linienpressung der Sicke nicht überschritten wird, da sich sonst das Flanschmaterial plastisch verformt.

### 8.4.3 Eigenschaften von Weichstoffdichtungen

Die Eigenschaften von Weichstoffdichtungen können, abhängig vom untersuchten Material, wie folgt zusammengefasst werden:

<b>Aufbau:</b>	Aramidfaserverbund getränkt mit NBR-Kautschuk, anorganische Füllstoffe,
<b>Innendruck:</b>	bis 150 bar,
<b>Temperatur:</b>	-40 bis 200 °C,
<b>Medium:</b>	Flüssigkeiten, Öle, organische Lösungsmittel, Benzin, Kühlmittel, Gase, flüssige Gase,
<b>Einsatz:</b>	allgemeiner Maschinen- und Anlagenbau, Getriebegehäuseabdichtung,
<b>Vorteile:</b>	Weichstoffdichtungen sind schon sehr lange im Einsatz und haben sich in vielen Bereichen bewährt. Die Optimierung dieser Dichtungsgattung ist sehr weit fortgeschritten. Das Verhalten von Weichstoffdichtungen wurde in vielen Arbeiten untersucht. Weichstoffdichtungen werden als Endlosbahnen hergestellt und können für die jeweilige Flanschgeometrie zurechtgeschnitten, oder ausgestanzt werden. Die Rückfederungseigenschaften nach dem Montagesetzen sind gut.

**Nachteile:** Weichstoffdichtungen versagen übergangslos. Bei hohen Drücken wird ein Stück Material ausgerissen, so dass die Dichtung keine Notlaufeigenschaften besitzt. Hoher Vorspannkraftverlust während der Montage durch das irreversible Setzen der Dichtung.

#### 8.4.4 Flanschgestaltung bei Weichstoffdichtungen

Bei der Verwendung von Weichstoffdichtungen bei pulsierendem Innendruck, sollten folgende Hinweise beachtet werden:

- Weichstoffdichtungen versagen übergangslos. Die Festigkeit des Materials sollte hoch genug sein, um die Aufweitung durch Innendruck zu vermeiden.
- Die Dicke der Dichtung ist gleichzeitig die Angriffsfläche für den Innendruck. Hier sind dünnere Dichtungen besser geeignet als Dickere. Zu dünn sollte die Dichtung allerdings auch nicht sein, da sonst die Anpassungsfähigkeit und auch die Rückfederung negativ beeinflusst werden.
- Beim Ausstanzen der Dichtung, sollte darauf geachtet werden, dass die Schnittfläche nicht beschädigt wird und beispielsweise Risse aufweist. Die Widerstandsfähigkeit einer beschädigten Dichtung wird durch die Kerbwirkung stark herabgesetzt.
- Konzentrische Schleif- oder Drehspuren bei runden Flanschen können dem Ausblasen der Dichtung entgegenwirken.
- Der Gestaltung der Flanschbreite muss bei Weichstoffdichtungen besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Die Dichtungsbreite sollte nur so groß wie nötig gewählt werden, damit die Flächenpressung nicht zu klein wird. Andererseits besteht bei zu schmalen Dichtungen immer die Gefahr, dass sie bei Innendruckbelastung schnell ausreißen.

#### 8.4.5 Eigenschaften von FIP-Flüssigdichtungen

Die in dieser Arbeit untersuchten FIP-Flüssigdichtungen können abhängig vom Material folgende Eigenschaften zugewiesen werden:

**Aufbau:** RTV-Silikon oder Dimethylacrylat, Dimethylacrylatester oder Polymethylenglycoldimethylacrylat etc. Die untersuchten Dichtungsmaterialien sind dauerplastisch, filmbildend oder anaerob aushärtend,

**Innendruck:** bis 180 bar,

**Temperatur:** -30 bis 180 °C,

**Medium:** Motor-, Getriebeöl bis 125 °C, verbleites Benzin (bis 22°C), Wasser/Glykol (87°C),

**Einsatz:** Automobilindustrie,

- Vorteile:** Kostengünstigste Methode der Abdichtung. Die Dichtung wird flüssig in Tuben oder Behältern geliefert und kann flexibel für verschiedene Flanschgeometrien angewendet werden. Einfache Lagerung. Sehr gute Eignung zur automatisierten Applikation. Nach der Montage bleibt kein Spalt übrig. Diese Tatsache ist sehr wichtig bei der Abdichtung von Pumpen oder Lagerdeckeln, weil hier für die Funktionserfüllung die Spaltgröße genau definiert sein muss. Der Vorspannkraftverlust durch das Setzen ist vernachlässigbar. Einige Flüssigdichtungen besitzen erhebliche Klebeeigenschaften, so dass sie Bereiche geringer Flächeprüfung immer noch sicher abdichten können.
- Nachteile:** Vernachlässigbare Rückfederungseigenschaften, da zwischen den Flanschhälften, abhängig von der Flanschgestaltung, nur eine geringe Filmdicke besteht. Zum Teil aufwändige Reinigung der Flanschoberfläche im Reparaturfall infolge hartnäckiger Dichtungsmaterialrückstände. Bei unsachgemäßer Applikation wird das Medium verunreinigt. Keine Notlaufeigenschaften wie das bei der Metallsickendichtung der Fall sind.

#### 8.4.6 Flanschgestaltung von FIP-Flüssigdichtungen

- Bei Flüssigdichtungen gibt es sehr große Unterschiede zwischen den eingesetzten Flüssigdichtungssystemen und -technologien. Der Aushärtemechanismus des eingesetzten Produktes sollte beachtet werden. Der Übergang vom Dichten zum Kleben ist fließend. Es können daher nur produktspezifische Hinweise für die Flanschgestaltung gegeben werden:
- Die Filmdicke der Flüssigdichtung kann, abhängig von der Flanschgestaltung, von wenigen  $\mu\text{m}$  bis  $0,3 \mu\text{m}$  betragen. Das Flüssigdichtmittel wird üblicherweise in flüssiger Form verbaut und bei der Montage, d.h. bei Anziehen der Schrauben aus der Dichtfläche herausgepresst. Bei sehr geringen Filmdicken füllt das Flüssigmittel nur die Oberflächenrauigkeiten der Flansche aus. Werden größere Dicken gewünscht, so ist die Gestaltung der Flansche etwas aufwendiger, da hier Abstandshalter oder Nuten eingebracht werden müssen. Die Oberflächenrauigkeit der Flansche (bis  $R_z = 25 \mu\text{m}$ ) spielt eine geringe Rolle bei Innendruckabdichtung.
- Beim Einsatz von Flüssigdichtungen müssen die Oberflächen der Flansche vor der Applikation staub und fettfrei sein.
- Anaerobe Produkte benötigen für eine zuverlässige Aushärtung eine Flanschbreite von mindestens 5 mm zwischen den Schrauben und mindestens 3 mm um die Schrauben.
- Flüssigdichtungen haben aufgrund der geringen Filmdicke ein geringes Rückfederungsvermögen. Der Flansch sollte daher biegesteif ausgelegt sein. Sie können durch ihre Klebeeigenschaften bei geringen Flächenpressungen wesentlich höhere Drücke abdichten als Metallsicken- oder Weichstoffdichtungen.

### 8.4.7 Erforderliche Flächenpressung für Innendruckbelastung

Ein sehr wichtiges Kriterium bei der Auswahl der Dichtungen ist die Kenntnis über die richtige Flächenpressung in der Dichtfuge. In dem Diagramm aus **Bild 8.2** sind die Versagenkurven der drei untersuchten Dichtungstypen abgebildet, wie sie in Kapitel 3.3 ermittelt wurden.

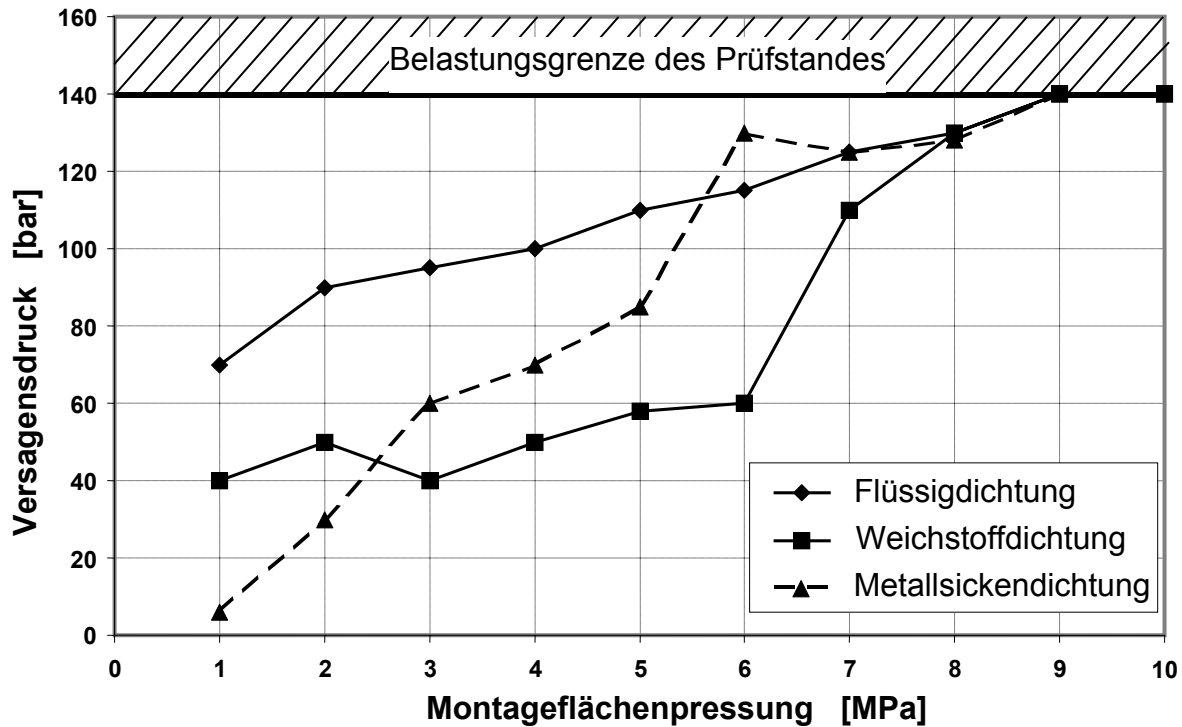


Bild 8.2 Versagenkurven der verschiedenen Dichtungstypen bei verschiedenen Montageflächenpressungen in der Dichtfuge

## 8.5 Gestaltungshinweise für Steggeometrien von Kanalplatten

Die wichtigste Komponente eines Steuergehäuses von Automatikgetrieben ist die Kanalplatte. Die Kanäle werden in Kapitel 7.1 mit der Finite Elemente Methode untersucht. Sie werden dabei mit einem Innendruck und einer Flächenpressung beaufschlagt. In **Bild 8.3** sind verschiedene Steggeometrien, die im Rahmen dieses Projektes untersucht worden sind, abgebildet. Die Bewertung der Geometrien erfolgt nach Gesichtspunkten des Gewichtes, der Materialausnutzung und der Maximalspannung.

●●○○○○	●○○○○○	●○○○○○	●●●○○○
●●○○○○	●●●○○○	●●●○○○	●●●○○○
●●●●○○	●●●○○○	●●●○○○	●●●○○○
●●●●●○	●●●●●○	●●●●●●	●●●●●○
ungünstig ○○○○○○	gut ●●●○○○	sehr gut ●●●●●●	

Bild 8.3 Bewertung der Steggeometrien nach Materialverbrauch und Spannungsverteilung; Der Innendruck  $p_i$  wirkt von unten und die Flächenpressung  $p_D$  auf Dichtebene wirkt von links

## 8.6 Gestaltungshinweise für einen Pumpendeckel

In Kapitel 7.4 wurde der Pumpendeckel einer hydraulischen Zahnradpumpe mit strukturmechanischen Berechnungsverfahren bezüglich Steifigkeit, Gewicht und Pressungsverteilung auf der Dichtoberfläche optimiert. Der Originaldeckel wurde in seiner Wandstärke reduziert und gleichzeitig durch gewichtssparende Versteifungsrippen verstärkt. Die Bewertung der einzelnen Varianten nach

Steifigkeit und Pressungsverteilung in Abhängigkeit der Rippenform und Rippenanordnung ist in **Bild 8.4** dargestellt.

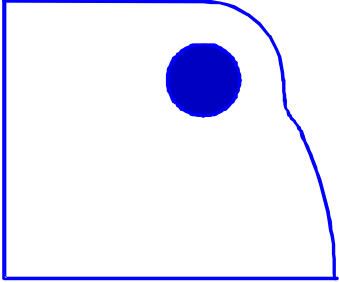
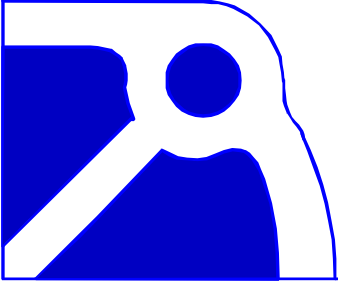
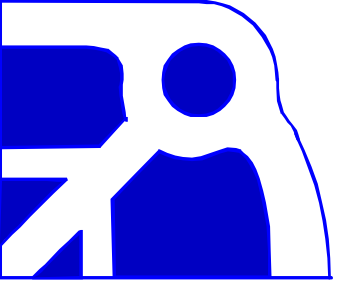

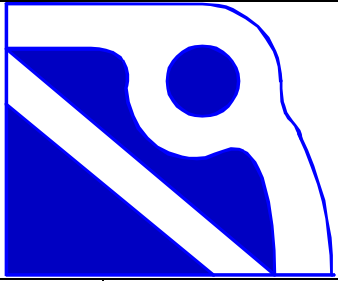
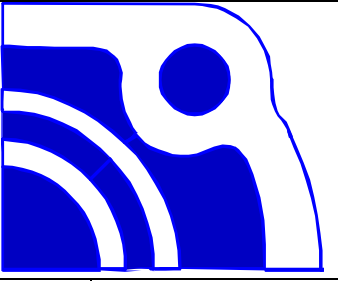
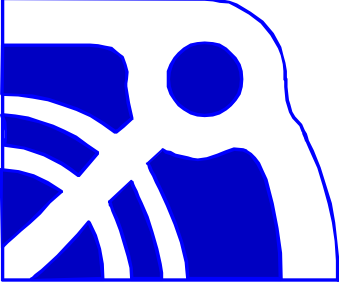



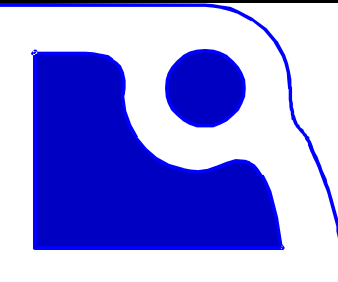

	Original	Steifigkeit: ○○○○○○ Pressung: ●●●○○○		A2	Steifigkeit: ●●●○○○ Pressung: ●●●○○○		A3	Steifigkeit: ●●●●○○ Pressung: ●●●○○○
	A4	Steifigkeit: ●●○○○○ Pressung: ●●●●○○		A5	Steifigkeit: ●●○○○○ Pressung: ●●●●○○		A6	Steifigkeit: ●●○○○○ Pressung: ●●●●○○
	A7	Steifigkeit: ●●●●○○ Pressung: ●●●○○○		A8	Steifigkeit: ●●●●○○ Pressung: ●●●○○○		A9	Steifigkeit: ●●●●●● Pressung: ●●●○○○
	A10	Steifigkeit: ●●●●○○ Pressung: ●●●○○○		A11	Steifigkeit: ●●○○○○ Pressung: ●●●○○○		A12	Steifigkeit: ●●●●●● Pressung: ●●●○○○
		ungünstig: ○○○○○○			gut: ●●●○○○			sehr gut: ●●●●●●

Bild 8.4 Bewertung verschiedener Geometrien eines Pumpendeckels bezüglich Steifigkeit des Deckels und Pressungsverteilung in der Trennfuge unter pulsierendem Innendruck

## 8.7 Parameterauswahl mittels Nomogrammen

Nomogramme – auch Leitertafeln genannt – sind einfach zu handhabende grafische Hilfsmittel zur Bestimmung einer Veränderlichen einer Funktion  $F(x, y, z) = 0$ . Dabei spielt es keine Rolle, ob  $x$ ,  $y$  oder  $z$  gesucht wird. In der Betriebspraxis haben diese Leitertafeln den großen Vorteil, dass die Lösung grafisch ohne den Einsatz von modernen Computern schnell ermittelt werden kann. Nomogramme können höchstens drei Parameter eines Versuches darstellen. Bei Versuchen mit mehr als drei Parametern muss sich der Anwender auf die wichtigsten drei konzentrieren, oder mehrerer Nomogramme erstellen, so dass sich eine Überschneidung der Parameter ergibt. Nomogramme können manuell über komplexe mathematische Umformungen entwickelt [49] oder direkt von einem Programm für statistische Versuchsplanung ausgegeben werden. Im Folgenden werden die wichtigsten Erkenntnisse der in diesem Vorhaben durchgeführten experimentellen Untersuchungen in Nomogrammen zusammengefasst.

Die Versuche in diesem Vorhaben haben gezeigt, dass der Versagensdruck einer Dichtverbindung von vielen Parametern abhängt. In **Bild 8.5** bis **Bild 8.7** sind die Nomogramme aller untersuchten Parameter dargestellt. Der Konstrukteur hat z.B. die Möglichkeit zu einem gegebenen Dichtungsmaterial und einem Innendruck, die notwendige Größe der Parameter Vorspannung, Stegbreite oder Temperatur auszuwählen. Es besteht natürlich auch die Möglichkeit eine bestehende Dichtverbindung zu bewerten und den Versagensdruck mit Hilfe der Nomogramme vorherzusagen. Die Aussagen der dargestellten Nomogramme basieren auf den Versuchen an realitätsnahen Flanschen. Für andere Flanschkonstruktionen können sie nur als eine ungefähre Richtlinie verwendet werden. Die Versuche, die das sichere Betriebsverhalten einer Dichtverbindung bestätigen, müssen nach wie vor durchgeführt werden. Die Handhabung der Diagramme soll durch folgende Bedienungsanleitung verdeutlicht werden:

- Schritt 1** Vorüberlegung welches Diagramm benötigt wird. Dazu gehören die Auswahl des benötigten Flanschmaterials (GG, Stahl, Aluminium) und die Dichtungsgattung (Metallsickendichtung, Flüssigdichtung, Weichstoffdichtung)
- Schritt 2** Festlegung des Startquadranten für das benötigte Parameterpaar abhängig von dem gewählten Dichtungsmaterial.
- Schritt 3** Verbindung aller Quadranten über eine senkrechte oder waagerechte Linie. Dabei sollte darauf geachtet werden, dass der Zielpunkt in jedem Quadranten auf dem unter Schritt 2 gewählten Dichtungsmaterial liegt.
- Schritt 4** Ablesen der Wertepaare aus jedem Quadranten.

**Bemerkung:** In jedem Quadranten des Nomogramms befindet sich ein kleines rechteckiges Symbol in dem der dichte, bzw. der undichte Bereich der jeweiligen Kurve aufgezeigt wird. Die Trennlinie stellt dabei den Grenzbereich (Null-Leckage) dar.



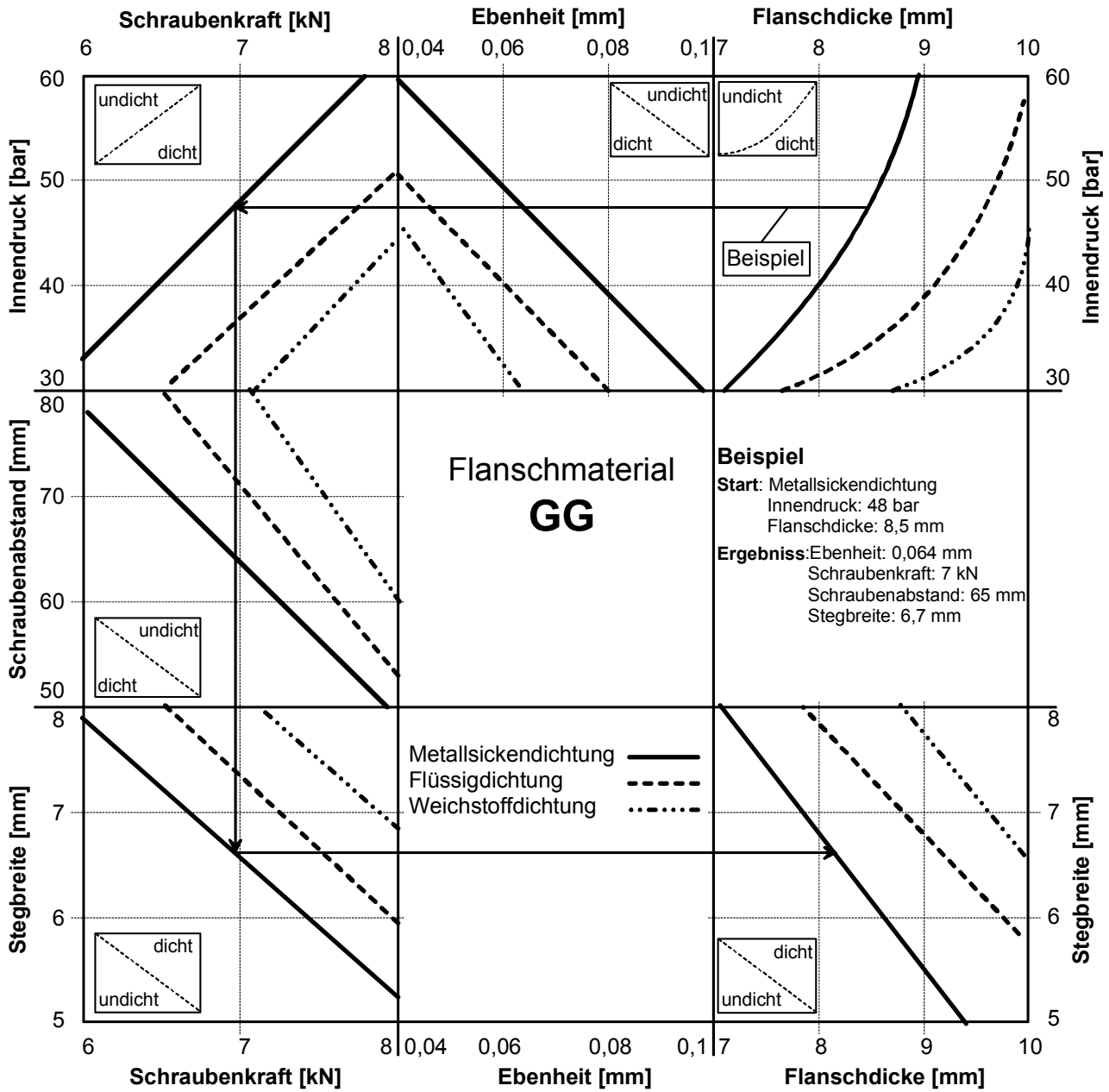


Bild 8.5 Nomogramme für die Gestaltung von Flanschen unter pulsierendem Innendruck. Variation: Dichtungsmaterial, Innendruck, Ebenheit, Schraubenkraft, Schraubenabstand, Stegbreite; Konstanten: Flanschmaterial GG, Temperatur 40 °C

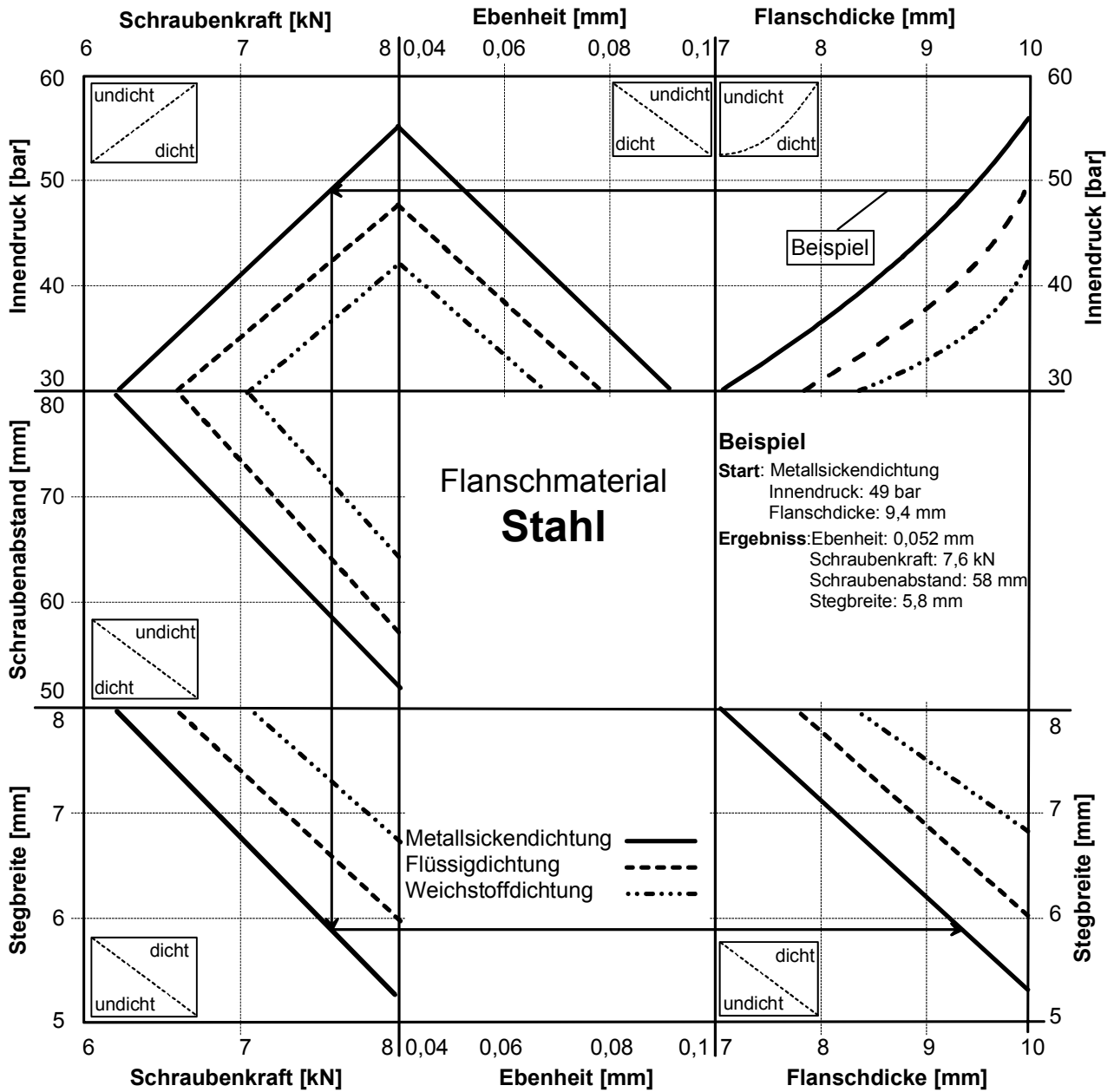


Bild 8.6 Nomogramme für die Gestaltung von Flanschen unter pulsierendem Innendruck. Variation: Dichtungsmaterial, Innendruck, Ebenheit, Schraubkraft, Schraubenabstand, Stegbreite; Konstanten: Flanschmaterial Stahl, Temperatur 40 °C

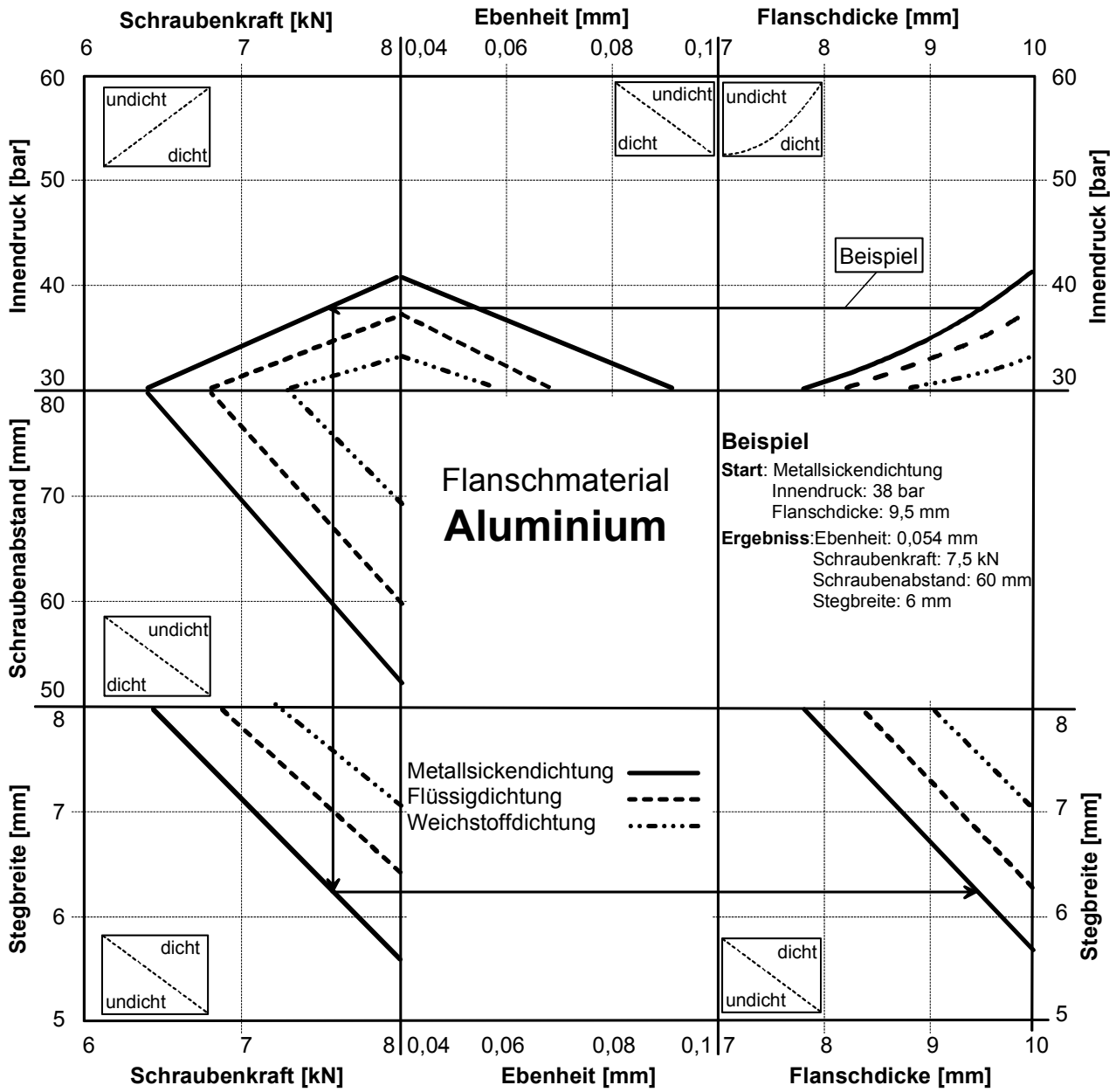


Bild 8.7 Nomogramme für die Gestaltung von Flanschen unter pulsierendem Innendruck. Variation: Dichtungsmaterial, Innendruck, Ebenheit, Schraubkraft, Schraubabstand, Stegbreite; Konstanten: Flanschmaterial Aluminium, Temperatur 40 °C

## 9 Zusammenfassung

Pulsierender Innendruck in Getriebekomponenten führt dazu, dass die Verschraubung zusätzlich gedehnt wird und somit die verspannten Teile entlastet werden. Dieser dynamische Vorgang wirkt sich hauptsächlich auf die Dichtung negativ aus. Sie wird in Bereichen niedriger Flächenpressung zusätzlich entlastet oder möglicherweise ausgetrieben. Gehäuseteile mit einer geringen Steifigkeit verformen sich verstärkt, und es kommt hier zu Spaltbildungen und Klaffungen.

Das Ziel dieses Forschungsprojektes ist die optimale Auslegung von Flächendichtverbindungen, die mit einem pulsierenden Innendruck bis 140 bar beaufschlagt werden. Die Automobilbranche zeigt ein großes Interesse an einer umfassenden wissenschaftlichen Untersuchung für Dichtstellen unter pulsierendem Innendruck. Die Ergebnisse sollen in Konstruktions- und Auslegungshinweisen gebündelt werden, die es dem Konstrukteur erlauben, für seine Anwendung die beste Dichtverbindung bezüglich Dichtmaterial und Flanschdesign zu gestalten.

Die komplexe Belastung einer Dichtstelle mit pulsierendem Innendruck im Betrieb kann nicht mit einem einzigen Prüfstand untersucht werden. Vielmehr muss die Problematik in kleine Teilgebiete unterteilt werden, die für sich genommen eine wissenschaftliche Untersuchung zulassen.

Aus den Versuchen am Innendruckprüfstand geht hervor, dass die eingesetzten Dichtungsmaterialien ein sehr unterschiedliches Verhalten aufweisen. Sie unterscheiden sich sehr in ihrem Abdichtungsvermögen und können durch bestimmte Parameter mehr oder weniger beeinflusst werden. Die Temperatur hat mit Abstand den größten Einfluss auf eine Dichtverbindung. An zweiter Stelle steht die Vorspannung bei der Montage. Beide Faktoren wirken direkt auf die Flächenpressung der Dichtung. Genügend Flächenpressung auf der Dichtung ist ein wichtiges Merkmal für eine betriebssichere Dichtverbindung. Die Metallsickendichtungen können bei sehr hohen Drücken eingesetzt werden. Die Belastbarkeitsprüfungen haben gezeigt, dass Metallsickendichtungen nur dann die volle Dichtfähigkeit entfalten, wenn die Sicke plastisch verformt wird. Allerdings wird in der Praxis die benötigte Flächenpressung nicht an jeder Stelle der Flanschgeometrie erreicht. Besonders kritisch ist der Bereich zwischen den Schrauben. Ein wesentlicher Vorteil einer Metallsickendichtung ist das „Fail-Safe“ Verhalten. Bei schlagartig auftretenden hohen Drücken kann es zwar zu Leckage kommen, aber nach Ablassen des Überdrucks erfüllen sie ihre Dichtfunktion weiter. Die Dichteigenschaft einer Metallsickendichtung hängt sehr stark von den Materialeigenschaften des Trägermaterials ab. Die Dicke der NBR Schicht spielt nur eine untergeordnete Rolle. Weichstoffdichtungen sind aufgrund ihrer Nachgiebigkeit im unteren Pressungsbereich Metallsickendichtungen überlegen. Sie versagen übergangslos und weisen keine Notlaufeigenschaften auf. Die größte Bandbreite besitzen die Flüssigdichtungen aufgrund der hohen Variationsmöglichkeiten von chemischen Zusammensetzungen und Aushärtemechanismen, die letztlich bestimmend für die Klebe- und Verformungseigenschaften der Dichtung sind. Anaerob aushärtende Flüssigdichtungsprodukte gewährleisten bereits bei sehr geringen Pressungen Dichttheit bei hohen Drücken und haben damit deutliche Vorteile gegenüber den anderen Dichtungsgattungen. In der Handhabung, bei der Erstabdichtung

sowie in der Lagerhaltung sind Flüssigdichtungen den anderen Dichtungsgattungen ebenfalls überlegen.

Als Ergebnis der Anströmuntersuchungen muss die sehr gute Anströmfestigkeit beschichteter Metallplatten herausgestellt werden. Weichstoffdichtungen zeigen bereits nach einer geringen Laufzeit erste Oberflächenschäden. Die Anströmfestigkeit der Metalldichtungen kann durch partielle NBR-Beschichtungen weiter gesteigert werden. Partiiell beschichtete Metallplatten sind zwar aufwendig in der Produktion, bieten aber den Vorteil, dass sie zum einen NBR-Material einsparen und zum anderen eine längere Lebensdauer besitzen als konventionelle Platten. Die unterschiedlichen Anströmwinkel sind im Anströmbild zu erkennen. Problematisch wird es für eine Dichtung immer dann, wenn die Strömung abrupt ihre Richtung ändert. Der Druckanstieg und die turbulente Strömung können die Dichtung schädigen. Wenn möglich, sollen solche Stellen immer strömungsgünstig ausgeführt werden.

Die Literaturrecherche auf dem Gebiet der Verbindungstechnik ergab, dass die Automobilindustrie intensiv nach neuen Leichtbaupotentialen sucht. Die Aluminium- oder Magnesiumgehäuse werden allerdings immer noch vorwiegend mit Stahlschrauben verspannt. Aus diesem Grund wurde bei dieser Arbeit auch der Einsatz von Leichtmetallschrauben unter pulsierendem Innendruck untersucht. Die Ergebnisse zeigten, dass die Aluminiumschrauben durchaus Vorteile bei der Innendruckabdichtung besitzen. Es kann eine geringere Klemmlänge verwendet werden, was zu einer weiteren Gewichtsreduzierung führt. Aufgrund der ähnlichen Wärmedehnung von Gehäuse und Schraube, ist die thermische Zusatzkraft im Betrieb sehr gering. Plastische Verformungen unter der Schraube werden mit Leichtmetallschrauben minimiert.

Ein weiteres Thema in dieser Arbeit war die rechnerunterstützte Optimierung des Abdichtbereiches. Die Optimierungsziele der FE-Berechnung waren die Erhöhung der Steifigkeit, die Reduzierung des Gewichtes und die Verbesserung der Flächenpressung in der Trennfuge. Es wurden verschiedene Bauteile optimiert, die mit einem Innendruck belastet werden wie z.B. Kanalplatten von hydraulischen Steuergehäusen und Deckel von Pumpengehäusen.

Die Berechnungen der Steggeometrien in einer Kanalplatte eines Steuergehäuses machen deutlich, dass die Verformungen der Stege durch den Innendruck relativ gering sind. Das Material kann besser ausgenutzt werden, wenn einige einfache Gestaltungsgrundsätze berücksichtigt werden. Die Anzahl der angeschlossenen Stege an der Schraubenbohrung haben einen sehr geringen Einfluss auf die Ausbreitung der Spannungen im Bauteil. Bei der Variation der Klemmlänge gibt es Grenzwerte die nicht überschritten werden dürfen. Die maximale Ausdehnung der Druckspannungen auf der Dichtoberfläche ist bei allen Steganschlüssen ähnlich hoch. Leichte Unterschiede sind nur in der Höhe der Spannungen innerhalb des Druckkegels erkennbar.

Die FE-Untersuchungen einer Sandwichdichtung in einem Steuergehäuse zeigen, dass die Verformung des Trägermaterials von der gewählten Dicke, dem aufgebrachtten Innendruck sowie dem gewählten Material abhängig ist. Einen sehr geringen Einfluss auf die Durchbiegung des Trägermaterials hat die Flächenpressung bei der Montage. Es wurden zwei verschiedene Ausführungen der

oberen Kanalplatte untersucht. Zuerst wurden die Bereiche der Dichtung betrachtet, an denen die Dichtung mit Trägermaterial nur von einer Seite mit einem Steg in Berührung kommt. Die Durchbiegung war hier allerdings zu groß, dass in einem weiteren Schritt die obere Kanalplatte aus Vollmaterial ausgeführt wurde. Die Verformung wurde jetzt deutlich reduziert. Die Berechnungen wurden ohne Beschichtung des Trägermaterials durchgeführt. Voruntersuchungen hatten gezeigt, dass die Verformung mit und ohne Beschichtung identisch ist. Außerdem geht es primär um die Verformung des Trägermaterials. Die hier gezeigte Berechnungsmethode lässt keine Aussage darüber zu, ob eine Verbindung dicht ist oder nicht, sie erlaubt dem Konstrukteur kritische Verformungen im Bauteil frühzeitig zu erkennen.

Die Analyse der Pumpe zeigt, dass der massive, gusseiserne Pumpendeckel, ein hohes Verbesserungspotential bezüglich Steifigkeit, Verformung und Flächenpressung in der Trennfuge besitzt. Bei Temperaturerhöhung im Betrieb wird die Schraubenkraft aufgrund der unterschiedlichen Wärme-dehnung des Gehäuses (Aluminium) und der Schraube (Stahl) im Vergleich zu der Montagekraft mehr als verdoppelt. Mit Hilfe intuitiver Optimierungsmaßnahmen, wie Reduzierung der Wandstärke und Anbringung von Versteifungsrippen wird die Steifigkeit bei manchen Deckelvarianten um 75% erhöht. Gleichzeitig kann das Gewicht des Deckels um mehr als 50 % reduziert werden. Die Flächenpressung wird ebenfalls verbessert. Das Pumpengehäuse könnte weiter optimiert werden, wenn das Verschraubungsbild verändert wird. Die vier langen, durchgehenden Schrauben müssten durch mehrere kurze ersetzt werden. Durch die kürzere Klemmlänge wird die thermische Verspannung im Betrieb reduziert. Mehrere Schrauben am Umfang haben außerdem den Vorteil, dass die Flächenpressung homogener wird.

Die Erkenntnisse aus den experimentellen und theoretischen Untersuchungen wurden in Auslegungs- und Gestaltungshinweise für eine betriebssichere Dichtverbindung unter Innendruckbelastung zusammengefasst. Diese Hinweise wurden durch so genannte Nomogramme abgerundet. Mit diesen Diagrammen kann der Konstrukteur die benötigten Parameter für seine Dichtverbindung ausgehend von Startwerten graphisch auf einfache Weise ermitteln.

Zukünftige Untersuchungen werden sich verstärkt auf die Untersuchung von Flüssigdichtmittel konzentrieren. Die Arbeit an diesem Projekt hat gezeigt, dass das Dicht- und Ausfallverhalten von Flüssigdichtungen deutliche Unterschiede aufweist, je nachdem ob es sich um ein anaerob aushärtendes, filmbildendes oder ein Dichtmittel auf Silikonbasis handelt.

## 10 Literatur

- [1] LEDER, M.; KRIEG, W.-E.; v. EIFF, H.: *Zusammenstellung der Prüfverfahren für Dichtungsmaterialien als vorbereitende Studie zur Untersuchung von Gehäuseabdichtungen. Literaturrecherche*. Forschungsheft Nr. 315, Frankfurt, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1990
- [2] KRIEG, W.-E.; v. EIFF, H.; LECHNER, G.: *Deckeldichtungen: Untersuchungen von Gehäusedeckelabdichtungen*. Abschlussbericht 152/I, FVA-Forschungsheft Nr. 355, Frankfurt, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1992
- [3] KRIEG, W.-E.; v. EIFF, H.; LECHNER, G.: *Deckeldichtungen: Untersuchungen von Gehäusedeckelabdichtungen mit Anhang „Übersichtskatalog Flächendichtungen“*. Abschlussbericht 152/II, FVA-Forschungsheft Nr. 308/381, Frankfurt, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1993
- [4] KLÖPFER, M.; JÄCKLE, M.; LECHNER, G.: *Untersuchungen von Gehäusedeckelabdichtungen*. Abschlussbericht 152/III, FVA-Forschungsheft Nr. 463, Frankfurt, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1995
- [5] KLÖPFER, M.: *Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen*. Stuttgart, Universität, Institut für Maschinenelemente, Bericht Nr. 72 (Dissertation), 1997
- [6] KUBALCZYK, R.; JÄCKLE, M.; LECHNER, G.: *Gehäusegestaltung im Abdichtbereich*. Abschlussbericht 308, FVA-Forschungsheft Nr. 599, Frankfurt, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2000
- [7] Verband der Technischen Überwachungs-Vereine e.V. (VdTÜV): *TÜV Auto-Report '99*. Köln, TÜV-Verlag GmbH, 1999
- [8] LECHNER, G.; NAUNHEIMER, H.: *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection Design and Application* Berlin: Springer, 1999, ISBN 3-540-65903-X.
- [9] SCHMID, E.: *Handbuch der Dichtungstechnik*. Expert-Bücherei, Grafenau/Württ. Expert Verlag, 1981, ISBN 3-88508-504-6
- [10] *Gasket and Joint Design Manual for Engine and Transmission Systems*. SAE publication AE-13, 1988
- [11] Norm DIN 28090-1 bis 3, September 1995: *Statische Dichtungen für Flanschverbindungen*
- [12] Norm DIN 28091-1 bis 4, September 1995: *Technische Lieferbedingungen für Dichtplatten*
- [13] HETTICH, V.: *Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens von dynamisch beanspruchte Flächendichtungen*. Stuttgart, Universität, Institut für Maschinenelemente, Bericht Nr. 62 (Dissertation), 1996

- [14] KILIAN, S.; JÄCKLE, M.; LECHNER, G.: *Rechnergestützte Optimierung von verschraubten Flächendichtverbindungen*. Untersuchung und Anwendung von Dichtelementen /IX. Internationales Dichtungskolloquium in Münster. Essen: Vulkan-Verlag, 1999, S. 175-188
- [15] KILIAN, S.; JÄCKLE, M.; LECHNER, G.: *Verschraubte Flächendichtverbindungen mit Flüssigdichtmitteln in Montage und Betrieb*. Tagungsband zum MARC-User-Meeting, 28./29. Oktober 1998, München
- [16] KILIAN, S.; KREUZER, R.; WANG, Z.: *Drei Verfahren zur Unterstützung von flüssigabgedichteten Getriebegehäusen*. Erschienen in „Antriebstechnik“ 10/99
- [17] KUBALCZYK, R.; JÄCKLE, M.; LECHNER, G.: *Gehäusegestaltung im Abdichtbereich*. Abschlussbericht 308, FVA-Forschungsheft Nr. 599, Frankfurt, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2000
- [18] SCHIDT-AURSCH, W.; JÄCKLE, M.; BERTSCHE, B.: *Oberflächeneinfluss bei flüssig abgedichteten Trennstellen im Maschinenbau*. ISCATTEC 2002, Fachmesse für Dichtungstechnik 12.-14. Nov. 2002, Messe Stuttgart
- [19] OREN, J.: *Creating Gasket Seals with Rigid Flanges*. SAE-Paper Nr. 810362, 1981
- [20] KURCZ, T. J.: *Designparameters for successful FIP Gasketing*. SAE-Paper Nr. 930121, 1993
- [21] *Design Guide for Formed-in-Place Gaskets*. SAE publication J1497, 1988
- [22] THEATO, N: *Erst verschrauben dann Abdichten*. In Automobil Produktion Nr. 6 1999
- [23] MARC L. FRIEDRICH; YINGJIE KONG: *Recent Advancements in Gaskets for Automatic Transmissions* SAE-Paper Nr. 1999-01-0594, 1999
- [24] NORM ASTM F36-99 JANUARY 2001: *Standard Test Method for Compressibility and Recovery of Gasket Materials*. American Society for Testing and Materials
- [25] GÖDE, E.: *Einführung in die technische Strömungslehre*. Vorlesungsskript; Universität Stuttgart 1997
- [26] MÜLLER, H. K.: *Abdichtung bewegter Maschinenteile*. Vorlesungsskript, Medienverlag, Waiblingen 1995, ISBN 3-920484-02-9
- [27] EPPLER, M.: *Elastomerbeschichtete Metallsickendichtungen neuer Generation*. VDI-Tagung Baden-Baden, 07./08.11.2000. VDI-Bericht Nr. 1579. Düsseldorf: VDI 2000
- [28] ROLOFF, H. MATEK, W.: *Maschinenelemente; Normung, Berechnung, Gestaltung*. Vieweg Verlag. 1995, ISBN 3-528-74028-0
- [29] KREUZER, R.; ROMANOS, G.: *Zuverlässigkeit von Flächendichtungen auf Basis von Flüssigdichtmitteln unter dynamischer Beanspruchung*. Vortrag in VDI-Ber. 1579. Düsseldorf: VDI 2000



- [30] FRIEDRICH, H; WUNDERLICH, P; BRÜGEL, E.: *Prüfverfahren für das Festigkeitsverhalten von Weichstoff-Flachdichtmaterialien*. In Dichtungstechnik Heft 1 Mai 2001. Vulkan Verlag Essen
- [31] SCHEFFLER, E.: *Einführung in die Praxis der statistischen Versuchsplanung. Eine Einführung für Praktiker*. Stuttgart: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 3 Auflage 1997.
- [32] BORTZ, J.: *Statistik für Sozialwissenschaftler*. Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag, 4. Auflage, 1993
- [33] GLADEN, R; DUBLER, K.; *Eine einfache Methode zur Ermittlung der Einbaufächenpressung bei Flachdichtungen*. In Dichtungstechnik 1998 Heft 1. Vulkan Verlag Essen.
- [34] EIFLER, G.: *Neue Zylinderkopfdichtungen mit integrierter Dichtspaltsensorik*. In MTZ 60 1999
- [35] TIEZE, W: *Dichtungs-Praxis*. Vulkan Verlag Essen, 2000
- [36] BÖHM, K: *Die neue Freiheit im Motorenbau KLINGERmetaloflex*. Firmenschrift der Fa. Rich. Klinger GmbH, Idstein
- [37] GROSCH, P.; LUDWIG, J.: *Neue Mehrlagen-, Metall-, Zylinderkopfdichtungen*. MTZ 55 1994, Frank- Kosmos Verlags- GmbH & Co, Stuttgart
- [38] POPIALAS, F.: *FEM als Tool zur Auslegung von Mehrlagenstahl (MLS)- Dichtungen*. System Partners 1998
- [39] BARTONICEK, J; KESSLER, WIEMER, A, ULMER, S, SCHAAF, K : *Voraussetzungen für die Absicherung der Funktion von Flanschverbindungen*. 25. MPA-Seminar, 1999
- [40] BARTONICEK, J; WIEMER, A, ULMER, S, SCHAAF, K: *Funktion von Flanschverbindungen mit der Dichtung im Krafthaupt- und Kraftnebenschluss. Betreiber-Erfahrungen*. VDI-Tagung „Zuverlässig Abdichten“, Baden-Baden, 2000
- [41] KOCKELMANN, H; HAHN, R; BARTONICEK, J; SCHAAF, K: *Design of Bolted Flanged Connections of Metal-to-Metal Contact Type*. ASME PVP Conference, Seattle, 2000
- [42] DIN 2505: *Berechnung von Flanschverbindungen*. Entwurf April 1990
- [43] SCHOECKLE, F; BARTONICEK. J: *Demands on the Calculation of Flanged Joints*. ASME PVP Conference, San Diego, 1998
- [44] BORTZ, J.: *Statistik für Sozialwissenschaftler*. 4. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1993
- [45] IVANTOSYN, J. UND M.: *Hydrostatische Pumpen und Motoren*. Konstruktion und Berechnung 1. Auflage, Würzburg: Vogelverlag, 1993, ISBN 3-8123-0497-7
- [46] GÖTZ, W.: *Hydraulik in Theorie und Praxis*. OMEGA Fachliteratur Ditzingen, Robert Bosch GmbH, Geschäftsbereich Automatisierungstechnik Schulung (AT/VSZ), 3. Auflage 1997 ISBN 3-9805925-0-2

- [47] MATTHEIS, H-J.: *Einführung in die Ölhydraulik*. Teubner - Studienbücher Maschinenbau, 3. Auflage Stuttgart: Teubner, 1995 ISBN 3-519-26318-1
- [48] FINDEISEN, D; FINDEISEN, F.: *Ölhydraulik*. Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik, 4. Auflage 1994, Springer Verlag Berlin
- [49] HALLER, K.: *Programmierte Anleitung zum Erstellen von Nomogrammen*. Internetinformation der Fachhochschule München, Studiengang Druck- und Medientechnik
- [50] SCHEIDING, W.: *Beitrag zur Ermittlung der Gebrauchseigenschaften von Schraubenverbindungen mit Magnesiumkomponenten*. Berichte aus der Werkstofftechnik; Bd. 2. Aachen: Shaker, 2001 ISBN 3-8265-8742-1 (2001)
- [51] KAIESER, B.: *Großes Interesse für Schraubenverbindungen*. Umformtechnik. 34 (2000), 3, S. 36 - 37 (2000)
- [52] *RIBE Verbindungstechnik „Aluform“*. Firmenschrift der Richard Bergner GmbH+Co, 2002
- [53] WESTPHAL, K. SCHEIDING, W.: *Wesentliche Problempunkte der Magnesiumverbindung entschärft. Aluminiumschraube serientauglich*. Berichte aus dem Handelsblatt Nr166, S b04, 29.08.2001
- [54] FRIEDRICH, H.: *Untersuchung von Aluminiumschrauben für die Anwendung in Fahrzeuggetrieben*. Erschienen in Konstruktion 1/2 – 2003, S 41-42.
- [55] *Gewindeformende Schrauben aus Aluminium*. Firmenschrift, EJOT Info 03/00 Alumags
- [56] FRONIUS, K.; JÄCKLE, M.; BERTSCHE, B.: *Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck*. Abschlussbericht 308/II, FVA-Forschungsheft Nr. 689, Frankfurt, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2003
- [57] FRONIUS, K.; JÄCKLE, M.; BERTSCHE, B.: *Flächendichtstellen für hohen dynamischen Innendruck in der Antriebstechnik*. Erschienen in ATZ 10 2003

## 11 Anhang

In diesem Abschnitt werden die verwendeten Dichtungsmaterialien anhand des Herstellerdatenblattes beschrieben. Zunächst werden die Materialien für die Innendruckuntersuchungen beschrieben und danach wird auf die Dichtungen für die Anströmuntersuchungen eingegangen.

### 11.1 Beschreibung der Dichtungsmaterialien für die Innendruckuntersuchungen

#### 11.1.1 Metallsickendichtungen

**Metallsickendichtung M2** (technisches Datenblatt des Herstellers)

Bezeichnung	M2 (Freudenberg 2825 APG)	
Materialbeschreibung	Stahlband mit beidseitiger Elastomerbeschichtung	
Technische Daten	Stahlblech (SPCC)	Dicke: 0,25 ±0,015 Härte : HV 115 – 150 Zugfestigkeit: 370- 490 MPa
	Elastomer (NOK A113)	Flächenpressung: min 14,7 Härte : HV 85 ±5

**Metallsickendichtung M4** (technisches Datenblatt des Herstellers)

Bezeichnung	M4 (Elring Klinger 4025 KNA)			
Materialbeschreibung	Stahlband St2 K50 mit beidseitiger NBR-Elastomerbeschichtung und Antihafbeschichtung. Gute Öl- und Kraftstoffbeständigkeit, kombiniert mit guter Druckstandfestigkeit und hoher Zugfestigkeit.			
Anwendungsbereich	Elring Klinger 4025 KNA wird vorwiegend zur Abdichtung gegen kalte und heiße Öle, Kraftstoffe und Kühlwasser mit Korrosions- und Frostschutzzusätzen eingesetzt. Typische Anwendungsstellen sind Nebendichtungen, z.B. Getriebe und Steuergehäuse. Max. Temperatur: 180°C Max. Druck: 180 bar			
Technische Daten	<b>Beschichtungsdicke</b> (je Seite)		40 ± 10 µm	75 ± 25 µm
	<b>Blechdicken</b>	0,25 mm		
	<b>Dicke</b>	mm	0,33±0,05	0,40±0,05
	<b>Dichte</b> DIN 53479	g/cm <sup>3</sup>	6,2 ± 0,3	5,8 ± 0,3
	<b>Shore Härte A</b>		94 ± 4	94 ± 4
	<b>Zugfestigkeit</b> DIN EN 10002, Tl. 1	N/mm <sup>2</sup>	≥ 220	≥ 220
	<b>Spannungsentlastung</b> ASTM F38 B (21 N/mm <sup>2</sup> , 22h / 100°C)	%	≤ 6	≤ 8
	<b>Medienbeständigkeit</b>			
	<b>ASTM-Öl Nr. 3</b> (5h / 150 °C)	Gewichtszunahme %	≤ 3	≤ 3
	<b>ASTM-Kraftstoff B</b> (5h / 23 ± 2 °C)	Gewichtszunahme %	≤ 2	≤ 2
	<b>Wasser – Glykol</b> (1 : 1, 5h Rf)	Gewichtszunahme %	≤ 3	≤ 3

### 11.1.2 Weichstoffdichtungen

#### Weichstoffdichtung W3 (technische Datenblatt des Herstellers)

Bezeichnung	Elring Klinger AC 16.600		
Materialbeschreibung	Dichtungsmaterial, basierend auf NBR gebundenen Arramidfasern. Sehr gute Öl- und Kraftstoffbeständigkeit, kombiniert mit guter Druckstandfestigkeit und hoher Zugfestigkeit.		
Anwendungsbereich	AC 16.600 wird vorwiegend zur Abdichtung gegen kalte und heiße Öle, Fette, Kraftstoffe und Kühlwasser mit Korrosions- und Frostschutzzusätzen eingesetzt. Typische Anwendungsstellen sind Nebendichtungen, z.B. Ansaugkrümmer, Ölwanne, Getriebe, Vergaser, Vorwärmkammer, Wasserpumpe, Kraftstoffpumpe, Steuergehäuse, Wasserstutzen und Gehäusedeckel. Max. Temperatur: 400°C Max. Druck: 100 bar		
Technische Daten	<b>Dicke</b>	mm	2,0
	<b>Dichte</b> DIN 53479	g/cm <sup>3</sup>	1,6
	<b>Glühverlust</b>	%	≤ 40
	<b>Kompressibilität</b> ATSM F36 J	%	10 ± 3
	<b>Rückfederung</b> ATSM F36 J	%	≥ 45
	<b>Zugfestigkeit, quer</b> DIN 52910	N/mm <sup>2</sup>	≤ 16
	<b>Druckstandfestigkeit</b> DIN 52913 (50 N/mm <sup>2</sup> , 16h / 300 °C)	N/mm <sup>2</sup>	≤ 22
	<b>Medienbeständigkeit</b>		
	<b>ASTM-ÖL Nr. 3</b> (5h / 150 °C)	Dickenzunahme %	3
		Gewichtszunahme %	10
	<b>ASTM-Kraftstoff B</b> (5h / 23 ± 2 °C)	Dickenzunahme %	4
		Gewichtszunahme %	10
<b>Wasser-Glykol</b> (1 : 1, 5h Rf)	Dickenzunahme %	3	
	Gewichtszunahme %	10	

#### Weichstoffdichtung W4 + W5 (technische Datenblatt des Herstellers)

Bezeichnung	Reinz AFM 34		
Materialbeschreibung	AFM 34 ist ein asbestfreies Flanschdichtungsmaterial. Es enthält Aramidfasern, anorganische Füllstoffe und weitere hochtemperaturbeständige Asbestsubstitute, die unter erhöhtem Druck und erhöhter Temperatur mit hochwertigen Elastomeren hochfest und besonders gasdicht gebunden sind.		
Anwendungsbereich	In DIN- und ANSI-Rohrleitungsflanschverbindungen, Apparaten, Pumpen und Armaturen von Industrieanlagen; in Verschraubungen mit sehr schmaler Ringfläche, wie z. B. in Gas- und Warmwasserthermen, in Solaranlagen, in Heizkörper-Radiatoren und -Anschlüssen; in thermisch-mechanisch hochbeanspruchten Dichtverbindungen von Verbrennungsmotoren (Ölfilter, Ansaugkrümmer, Öl-, Kraftstoff-, Wasser- und Vakuumpumpen usw.); in Getrieben, Kälte- und Druckluftkompressoren u. v. a. m. Aufgrund seiner physiologischen Unbedenklichkeit eignet sich AFM 34 vor allem auch für den Einsatz im Trinkwasser- und im Lebensmittelbereich sowie zur Abdichtung von verschmutzungsempfindlichen, hochreinen Produkten, wie zum Beispiel Lackrohstoffen, Vitaminen usw.		
Technische Daten	<b>Dichte</b>	g/cm <sup>3</sup>	1,8-2,0
	<b>Glühverlust</b> DIN 52911	%	34

Technische Daten	<b>Zusammenpressung und Rückfederung</b> nach ASTM F36 J		
	Zusammenpressung	%	5 – 8
	Rückfederung	%	≥ 55
	<b>Zugfestigkeit,</b> nach DIN 52910 quer nach ASTM F 152	N/mm <sup>2</sup> N/mm <sup>2</sup>	≥ 12 ≥ 18
	<b>Druckstandfestigkeit</b> nach DIN 52913 16 h, 300 °C 16 h, 175 °C	N/mm <sup>2</sup> N/mm <sup>2</sup>	≥ 25 ≥ 36
	<b>Dichtwirkung gegen Stickstoff</b> nach DIN 3535, Teil 6 FA	cm <sup>3</sup> /min	0,2
	<b>Quellung nach ASTM F 146</b> <b>in Öl IRM 903</b> (ersetzt ASTM Öl Nr. 3) 5 h, 150 °C	Dickenzunahme % Gewichtszunahme %	≤ 7 ≤ 7
	<b>in ASTM Fuel B</b> 5 h, RT	Dickenzunahme % Gewichtszunahme %	≤ 10 ≤ 10
<b>in Wasser / Frostschutzmittel</b> (50:50) 5 h, 100 °C	Dickenzunahme % Gewichtszunahme %	≤ 10 ≤ 10	

### 11.1.3 Flüssigdichtungen

#### Flüssigdichtung F1 (technische Datenblatt des Herstellers)

Bezeichnung	epple 40	
Materialbeschreibung	epple 40 ist ein 1-komponentiger, streichfähiger Dichtstoff auf Acrylat-Basis.	
Anwendungsbereich	epple 40 eignet sich für die Abdichtung an Flanschen und anderen Flächen. epple 40 bildet durch das Verdunsten der enthaltenen Lösungsmittel einen elastischen Film, der eine gute Haftung auf Metallen aufweist. Aufgrund des physikalischen Trocknungsprozesses ist darauf zu achten, dass vor der Belastung das Material getrocknet/gehärtet ist. Je nach Spaltbreite und Stegbreite kann diese Zeit variieren.	
Besonderheiten	epple 40 ist beständig gegen: Wasser, Waschmittellauge, Ammoniakdämpfe, Natronlauge (bis 5%), Salzlösungen, Glykol, Glycerin, Terpentinöl, Heizöl, Mineralöl (bis 120°C)	
Technische Daten	<b>Spezifische Gewicht</b>	1,25 g/cm <sup>3</sup> /20 °C
	<b>Viskosität</b>	5,9 Pa*s/ 20 °C
	<b>Feststoffgehalt</b>	ca. 70 %
	<b>Ablüfzeit</b>	150 min. bei 2 mm Raupe
	<b>Temperaturbereich</b>	-20 °C bis 180 °C

#### Flüssigdichtung F2 (technische Datenblatt des Herstellers)

Bezeichnung	epple Loc 4500	
Materialbeschreibung	epple loc 4500 ist ein 1-komponentiger Klebstoff auf der Basis einer Mischung von Acrylsäureestern.	
Anwendungsbereich	epple loc 4500 eignet sich für Fe-Metalle und Kupfer. Im Einsatz bei nicht Fe-Metallen ist ein Aktivator epple 04048 empfohlen. epple Ioc 4500 wird vornehmlich als Flächen-dichtung eingesetzt. Aufgrund des guten Haftungswertes können sehr hohe Innendrüche abgedichtet und Torsionen zwischen Teilen übertragen werden.	
Technische Daten	<b>Spezifische Gewicht</b>	1,10 g/cm <sup>3</sup> /20 °C

Technische Daten	<b>Viskosität</b>	500 mPa*s/ 20 °C
	<b>Handfest</b>	ca. 15 min
	<b>Endfest</b>	ca. 24 Std./Raumtemperatur
	<b>Temperaturbeständigkeit</b>	-50 bis +150 °C
	<b>Losdrehmoment</b>	35 N(Schrauben M10)
	<b>Spaltbreite</b>	0,05-0,15 mm

### Flüssigdichtung F3 (technische Datenblatt des Herstellers)

Bezeichnung	Loctite 574			
Materialbeschreibung	Loctite 574 ist ein einkomponentiges, medienbeständiges anaerobes Flächendichtmittel mit schnelltrocknenden Eigenschaften. Das Dichtmittel härtet unter der Abwesenheit von Luft zwischen den verschraubten Flanschen aus.			
Anwendungsbereich	Das Dichtmittel kann direkt nach der Montage mit geringen Drücken beaufschlagt werden. Übliche Anwendung als FIP-Dichtmittel für Getriebegehäuse oder Motorblock Abdichtung			
Besonderheiten	Beständigkeit gegen: Lösungsmittel, Motoröl (125 °C), verbleites Benzin (22 °C) Wasser/Glykol 50%/50% (87 °C).			
Technische Daten	<b>Eigenschaften</b>	Einheit	Mittelwert	Bereich
	<b>Scherfestigkeit, ASTM D1002</b>	N/mm <sup>2</sup>	8,5	5-12
		Psi	(1200)	(700 – 1700)
	<b>Scherfestigkeit, DIN 53283</b>	N/mm <sup>2</sup>	8,5	5-12
Psi		(1200)	(700 – 1700)	
<b>Scherfestigkeit, DIN 53288</b>	N/mm <sup>2</sup>	5	2-8	
	Psi	(700)	(300 – 1200)	

### Flüssigdichtung F4 (technische Datenblatt des Herstellers)

Bezeichnung	Loctite 5900			
Materialbeschreibung	Loctite 5900 ist ein formbeständiger, nicht korrosiver, geruchsarmer, kaum ausgasender, 1-komponentiger, bei Raumtemperatur vulkanisierender (RTV) Silikonkleb- und dichtungsmittel. Er wurde in erster Linie für On-Line Niederdrucktests konzipiert, die bei beginn der Aushärtung des Klebstoffes durchgeführt werden.			
Anwendungsbereich	Abdichten von Flanschverbindungen, bei denen eine hohe Ölbeständigkeit gefordert ist und Relativbewegungen zwischen den Flanschen zu erwarten sind, wie z.B. an gestanzten, tiefgezogenen Blechteilen			
Besonderheiten	Loctite 5900 ist beständig gegen Motoröle aus dem Automobilbereich.			
Technische Daten	<b>Scherfestigkeit, ASTM D1002</b>	Einheit	Mittelwert	Bereich
	Stahl	N/mm <sup>2</sup>	1,2	1,0-1,4
		Psi	(150)	(150 – 200)
	Aluminium(T2024)	N/mm <sup>2</sup>	1,0	0,7-1,3
		Psi	(150)	(100 – 190)
Aluminium(Alclad)	N/mm <sup>2</sup>	1,3	1,0-1,5	
	Psi	(180)	(150 – 220)	
Zinkdichromat	N/mm <sup>2</sup>	1,3	1,0-1,5	
	Psi	(180)	(150 – 220)	

## 11.2 Beschreibung der Dichtungsmaterialien für die Anströmuntersuchungen

### 11.2.1 Beschichtete Metallplatten

Bezeichnung	Materialbeschreibung
Klingermetal 150178 NS	Trägermaterial Stahl, NBR, 75 µm je Seite
Klingermetal 150178 NA	Trägermaterial Aluminium NBR, 75 µm je Seite
Freudenberg Microbaloon	Trägermaterial Aluminium NBR, 75 µm je Seite
Eling Klinger Metaloprint	Trägermaterial Aluminium NBR, 75 µm je Seite
Eling Klinger Metaloprint, optimiert	Trägermaterial Aluminium NBR, 75 µm je Seite

### 11.2.2 Weichstoffdichtungen

#### Weichstoffdichtung W6 (technische Datenblatt des Herstellers)

Bezeichnung	Abil N			
Materialbeschreibung	Dichtungspapier auf Zellulosefaser-Basis und NBR-Binder, gute Maßbeständigkeit.			
Anwendungsbereich	Abil N wird vorwiegend zur Abdichtung gegen heiße und kalte Öle, Fette, Kraftstoffe und Kühlwasser mit Korrosions- und Frostschutzzusätzen eingesetzt. Typische Anwendungsstellen sind Steuergehäuse, Getriebe, Ventilhauben, Ölwannen, hydraulische und pneumatische Anlagen, chemische Apparate, Pumpen und Kompressoren. Max. Temperatur: 180 °C Max. Druck: 180 bar			
Technische Daten	<b>Dicke</b>	mm	≤0,5	>0,5
	<b>Dichte</b> DIN 53105 TL1	g/cm <sup>3</sup>	0,7-1,0	0,7-1,0
	<b>Glühverlust</b> DIN 52911	%	>97	>97
	<b>Kompressibilität</b> ATSM F36 G	%	22,5 ± 2,5	27,5 ± 7,5
	<b>Rückfederung</b> ASTM F36 G	%	≥ 30	≥ 30
	<b>Zugfestigkeit, quer</b> DIN 52910	N/mm <sup>2</sup>	≥ 15	≥12
	<b>Druckstandfestigkeit</b> (50 N/mm <sup>2</sup> , 16 h/100 °C)	N/mm <sup>2</sup>	≥ 45	≥ 40
	<b>Medienbeständigkeit</b> ASTM-ÖL Nr. 3 (5h / 150 °C)	Dickenzunahme %	≤ 5	≤ 5
		Gewichtszunahme %	≤ 55	≤ 55
	<b>ASTM-Kraftstoff B</b> (5h / 23 ± 2 °C)	Dickenzunahme %	≤ 5	≤ 5
Gewichtszunahme %		≤ 55	≤ 55	
<b>Wasser – Glykol</b> (1 : 1, 5h Rf)	Dickenzunahme %	≤ 40	≤ 40	
	Gewichtszunahme %	≤ 120	≤ 120	





# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Kuno Fronius  
geb. 15.04.1975 in Hermannstadt, Rumänien  
Familienstand: verheiratet mit Anja Fronius geb. Lorenz  
Eltern: Martin Fronius und Helga Fronius geb. Scherer

## Schulbildung

09/1981 – 07/1989 Volksschule in Hermannstadt,  
09/1989 – 05/1990 Bruckental Lyzeum für Mathematik und Physik in Hermannstadt,  
06/1990 – 07/1991 Alfred-Amann-Progymnasium in Bönningheim,  
09/1991 – 07/1994 Technisches Gymnasium in Bietigheim-Bissingen,  
21.06.1994 Abschluss: allgemeine Hochschulreife.

## Wehrdienst

07/1994 – 06/1995 Grundwehrdienst in Füssen

## Hochschulbildung

10/1995 – 03/2000 Studium des Maschinenwesens an der Universität Stuttgart  
Hauptfächer: Konstruktionstechnik (Prof. G. Lechner)  
Kraftfahrzeugtechnik (Prof. J. Wiedemann)  
Praktika: Bundeswehr Füssen,  
Heinz Altmann GmbH in Bönningheim,  
Stickel GmbH in Löchgau.  
31.03.2000 Diplomhauptprüfung

## Beruflicher Werdegang

04/2000-03/2003 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Maschinenelemente  
der Uni Stuttgart im Bereich Antriebstechnik,  
seit 04/2003 Entwicklungsingenieur bei der Getrag Innovations GmbH.



Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszyinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahn mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtungen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elasto-hydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzahnter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner; K.-H.Hirschmann; B. Bertsche	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentastlers
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast

Nr.	Verfasser	Titel
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas; H.K. Müller	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlagereinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradzahnnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteilsuchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnradern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur Systemberechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnradpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnradpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und Anwendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätswissensinformationssystems für die Konstruktion
69	H. Zellmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeugschleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fanglabyrinth
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräsherstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsches	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontaktbeanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß

Nr.	Verfasser	Titel
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnradpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produkt-entwicklungsprozeß
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Hauser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Kraftfahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenhauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben
108	M. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme