



Martin Wallner, BSc

**Erarbeitung eines Konzeptes zur theoretischen und praktischen  
Evaluierung von polymeren Führungselementen in der  
Dichtungstechnik**

**MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuerin

Assoc.-Prof. Dr.techn. Cecilia Maria Poletti

Institut für Werkstoffkunde und Schweißtechnik

Dipl.-Ing. Wolfgang Swete, Head of Strategic Product Lines Development and Machined  
Seals Development, SKF Sealing Solutions Austria GmbH

Graz, im Oktober 2015

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

### ***AFFIDAVIT***

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.*

---

Datum / Date

---

Unterschrift / Signature

## Danksagung

Diese Masterarbeit entstand auf Anregung der Firma SKF Sealing Solutions Austria GmbH und wurde gemeinsam mit dem Institut für Werkstoffkunde und Schweißtechnik an der Technischen Universität Graz abgewickelt.

Ein großer Dank gilt meiner **Familie**, die mich während meines gesamten Ausbildungsweges unterstützt hat und mir mit Rat und Tat zur Seite gestanden ist.

Ich bedanke mich bei meiner Freundin **Selina**, die trotz der zeitlichen Einbußen aufgrund meines Studiums bis heute an meiner Seite steht.

Ich danke der **Geschäftsführung** der Firma SKF Sealing Solutions Austria GmbH, die mir die Durchführung dieser Arbeit ermöglicht hat.

Weiters möchte ich mich an dieser Stelle bei den Personen bedanken, die mich bei der Durchführung dieser Arbeit unterstützt haben. Mein spezieller Dank gilt den Folgenden:

Herrn **Dipl.-Ing. Wolfgang Swete** für die Unterstützung und Hilfestellung bei der Durchführung dieser Arbeit,

Frau **Assoc.-Prof. Dr. techn. Cecilia Maria Poletti**, die mir mit ihren Anregungen eine große Hilfe bei der Durchführung dieser Arbeit war,

Herrn **Dr. Thomas Schwarz** für seine Hilfestellungen und Expertisen hinsichtlich polymerer Werkstoffe,

Herrn **Ing. Silvio Schrey Mayer MA**, der mir die Versuchsdurchführung am Bauteilprüfstand ermöglicht hat,

Herrn **Theodor Fugger** für die Umbauarbeiten am Bauteilprüfstand,

Herrn **Emmanuel Pichlmaier** und Herrn **Ing. Christian Kogler** für die Unterstützung bei den FEM Berechnungen,

Herrn **Ing. Andreas Feldbaumer** für seine praktischen Tipps und Anregungen,

Herrn **Johann Moitzi** für die Bemühungen beim Fertigen der Versuchsdichtungen,

sowie allen weiteren **Mitarbeitern** der Firma SKF Sealing Solutions Austria GmbH, die mich bei der Durchführung dieser Arbeit unterstützt haben.

## **Kurzfassung**

Das Ziel dieser Masterarbeit war eine vergleichende Analyse von Führungselementen, um Einflüsse auf das Verhalten in einem Hydraulikzylinder zu erhalten und somit etwaige Optimierungspotentiale aufzeigen zu können.

Dabei wurde im ersten Schritt, aufbauend auf eine Literaturrecherche, Einsatzgebiete sowie Aufgaben der Führungselemente näher erläutert. Neben den auf die Führungselemente wirkenden Belastungen wurden auch wichtige Eigenschaften und Kennwerte für Führungselementwerkstoffe herausgearbeitet, welche als Input für die Werkstoffwahl dienen. Dabei wurde erkannt, dass vor allem die Belastungstemperatur sowie die Belastungszeit einen wesentlichen Einfluss auf die Lebensdauer der Führungselemente im Hydraulikzylinder aufweisen. Aufgrund des nichtlinearen Materialverhaltens von polymeren Werkstoffen, ist neben dem Steifigkeitsverlust mit der Temperatur bzw. der Zeit, auch die Abnahme der Steifigkeit mit fortschreitender Dehnung ein wichtiger Aspekt hinsichtlich Dimensionierung der Führungselemente. Eine Mitbewerbsanalyse mit den derzeit verwendeten Produkten diverser Hersteller rundet dabei das erste Kapitel ab.

Für die Auslegung der Führungselemente sind vor allem die Kontaktbedingungen zwischen Führungselement und Gegenauflfläche entscheidend. Es wurde festgestellt, dass die Größe der Kontaktfläche und damit die Höhe der Spannungen sowie deren Verteilung am Führungselement von sehr vielen Parametern abhängig ist. Neben den Fertigungstoleranzen und den daraus resultierenden Dichtspalten, haben unter anderem die Einfederung bzw. die Steifigkeit der Führungselemente sowie die Winkelfehlstellung zwischen den bewegten und ruhenden Komponenten des Hydraulikzylinders den größten Einfluss. Dazu wurden diverse Korrekturfaktoren erstellt um diese Einflüsse in der Dimensionierung berücksichtigen zu können.

Die Werkstoffwahl zeigt, dass es sehr schwierig ist einen Werkstoff zu finden, welcher alle Anforderungen an die Führungselemente erfüllt, da sich die Anforderungen, wie etwa Temperatur und Belastung, selbst über einen sehr weiten Bereich erstrecken. Durch die Betrachtungen in dieser Masterarbeit konnte aber gezeigt werden, welche Kennwerte eine Klassifikation der Werkstoffe erlauben bzw. welcher Werkstoff abhängig von den Anforderungen zu wählen ist.

Neben der theoretischen Betrachtung wurden praktische Versuche auf der Zug-Druck-Prüfmaschine sowie an einem Bauteilprüfstand für den Werkstoff Polyoxymethylen durchgeführt. Es wurde erkannt, dass das mechanische Verhalten, in dem für Führungselemente interessanten Bereich, auf Zug- und auf Druckbelastung annähernd gleich ist. Die Versuche am Bauteilprüfstand stellen einen Vergleich zur Anwendung dar und erlauben eine Bestimmung der maximal zulässigen statischen Flächenpressung. Durch eine FEM Betrachtung konnte eine Validierung des Bauteilprüfstandes ermöglicht werden, da die Ergebnisse aus Druckversuch und Prüfstand ein einheitliches Bild zeigen.

Die vorgeschlagene Vorgehensweise zur Dimensionierung der Führungselemente beinhaltet alle in dieser Masterarbeit gewonnenen Erkenntnisse und dient zur Auslegung bzw. zum besseren Verständnis der Einflussgrößen auf das Verhalten der Führungselemente in der Anwendung.

## **Abstract**

The purpose of this master thesis was a comparative analysis of guiding elements to get information about the influences on the behavior in a hydraulic cylinder and to show any potential of optimization.

Based on a literature research, the area of application and the tasks which guiding elements have to fulfill were noted. Beside the acting loads on a guiding element, important properties and characteristic values of guiding materials were shown. The result of this investigation shows that the stiffness of the guide material strongly depends on the application temperature and on the length of time. This means, that long working times at high temperatures result in a reduction of stiffness and thereby in lifetime. In aspect to the non-linear material behavior of polymeric materials the reduction of stiffness with the deformation has to be considered in the designing process. A competitor analysis with all currently used guiding elements rounds off the first part of this project.

The contact conditions between the guide and the counter surface are very important for the design of the guide elements. It was established that the size of the contact area and thereby the height and the distribution of the acting stresses on the guide are a function of many parameters. Beside the fabrication tolerances and the resulting seal gap, the deformation and the stiffness of the guide as well as the angle misalignment between the moving and not-moving components of the hydraulic cylinder showed the greatest influence. To consider these influences in the design process of the guides various correction factors were created.

The material choice shows that it is very difficult to find a guiding material which fulfills all requirements, like temperature and load conditions, because of the wide field of application area. But with the results of this master thesis it could be shown which parameters and characteristic values allow a classification of guiding materials respectively which material has to be chosen in aspect to the requirements.

Apart from the theoretical point of view several tests were made on the tensile and compression test equipment as well as on a component test rig for polyoxymethylen. It was recognized that the mechanical behavior in tension and in compression is nearly equal in the interesting area for guide elements. The tests on the component test rig are used to compare the load situation at the compression test with the load situation in a hydraulic cylinder. Therefor a couple of finite element analyses were made to get the real loads at the component test rig. Because of the fact, that the results of compression test and component test rig are approximately the same the maximum permissible static load for the polyoxymethylen guide could be gained.

The proposed procedure for the design of the guides concludes all knowledge which was gained within this master thesis and can be used for dimensioning respectively gives a better understanding on the influences on the behavior of the guiding elements in the application.

## Inhaltsverzeichnis

<b>1.) EINLEITUNG .....</b>	<b>1</b>
<b>1.1) Einsatz von Führungselementen .....</b>	<b>1</b>
1.1.1) Hydraulikzylinder .....	1
<b>1.2) Aufgaben der Führungselemente .....</b>	<b>4</b>
<b>1.3) Belastung der Führungselemente.....</b>	<b>5</b>
<b>1.4) Wichtige Eigenschaften und Kennwerte für Führungselementwerkstoffe ...</b>	<b>7</b>
1.4.1) Mechanisches Verhalten.....	8
1.4.2) Thermisches Verhalten .....	17
1.4.3) Verhalten gegen Umwelteinflüsse.....	24
1.4.4) Reibungs- und Verschleißverhalten .....	27
<b>1.5) Mitbewerber-Analyse – Stand der Technik 2015 .....</b>	<b>33</b>
1.5.1) Geometrie der Führungselemente .....	36
1.5.2) Oberfläche der Führungselemente.....	37
1.5.3) Verhinderung des axialen Druckaufbaus am Führungselement .....	38
<b>2.) PROBLEMDARSTELLUNG .....</b>	<b>39</b>
<b>2.1) Kontaktbedingungen zwischen Führungselement und Gegenlauffläche im     Hydraulikzylinder .....</b>	<b>39</b>
<b>2.2) Radiale Belastung im Hydraulikzylinder .....</b>	<b>42</b>
2.2.1) Äußere Kräfte auf den Zylinder .....	42
2.2.2) Führungsspiel und Dichtspalt.....	44
<b>2.3) Deformation der Führungselemente.....</b>	<b>50</b>
<b>2.4) Höhe der Belastung.....</b>	<b>52</b>
<b>2.5) Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenlauffläche .....</b>	<b>52</b>
<b>3.) METHODOLOGIE .....</b>	<b>54</b>
<b>3.1) Kräfte im Hydraulikzylinder .....</b>	<b>54</b>
<b>3.2) Ermittlung des minimalen und maximalen Führungsspiels.....</b>	<b>55</b>
<b>3.3) Ermittlung des minimalen und maximalen Dichtspaltes .....</b>	<b>55</b>
<b>3.4) Beziehung zwischen Druck- und Zugmodul .....</b>	<b>56</b>
<b>3.5) Mechanisches Langzeitverhalten von Polyoxymethylen .....</b>	<b>57</b>

<b>3.6) Wandstärke des Führungselementes .....</b>	<b>61</b>
<b>3.7.) Einflüsse auf die Größe der Kontaktfläche.....</b>	<b>62</b>
3.7.1) Einfluss des Führungsspiels .....	62
3.7.2) Einfluss der Winkelfehlstellung.....	63
3.7.3) Einfluss der Werkstoffsteifigkeit .....	66
3.7.4) Einfluss der Einfederung (Stauchung) .....	72
3.7.5) Einfluss des Schnittspaltes .....	75
<b>3.8) Vorgehensweise bei der Werkstoffwahl .....</b>	<b>77</b>
3.8.1) Funktion – was macht ein Führungselement .....	78
3.8.2) Ziele – was soll erreicht und verbessert werden .....	78
3.8.3) Randbedingungen – welche Eigenschaften muss der Werkstoff haben um die Ziele zu erfüllen.....	79
<b>3.9) Prüfverfahren zur Ermittlung des Verhaltens der Führungselemente.....</b>	<b>83</b>
3.9.1) Zugversuch nach ISO 527-2.....	83
3.9.2) Druckversuch nach EN ISO 604 .....	84
3.9.3) Statischer Führungsringprüfstand (Bauteilprüfstand) .....	90
<b>4.) ERGEBNISSE UND DISKUSSION .....</b>	<b>111</b>
<b>4.1) Kräfte im Hydraulikzylinder .....</b>	<b>111</b>
<b>4.2) Berechnung des Führungsspiels am Beispiel LP3 (Linear Prüfstand) .....</b>	<b>111</b>
<b>4.3) Berechnung des minimalen und maximalen Dichtspaltes am Beispiel LP3     (Linear Prüfstand) .....</b>	<b>113</b>
<b>4.4) Ergebnisse aus der Werkstoffwahl .....</b>	<b>114</b>
4.4.1) Screening .....	114
4.4.2) Ranking .....	119
4.4.3) Ranking inklusive der Standardführungselementwerkstoffe .....	122
4.4.4) Dokumentation der Führungselementwerkstoffe .....	125
<b>4.5) Ergebnisse aus dem Zugversuch .....</b>	<b>133</b>
<b>4.6) Ergebnisse aus der DMA.....</b>	<b>136</b>
<b>4.7) Ergebnisse aus dem Druckversuch.....</b>	<b>138</b>
<b>4.8) Ergebnisse vom statischen Führungsringprüfstand.....</b>	<b>140</b>
<b>4.9) Dimensionierung .....</b>	<b>144</b>
4.9.1) Dimensionierungskennwerte.....	144
4.9.2) Werkstoffwahl bei der Dimensionierung .....	148

4.9.3) Berechnung der Mindestbreite des Führungselementes bzw. des Einbauraumes .....	150
<b>5.) ZUSAMMENFASSUNG .....</b>	<b>152</b>
<b>6.) SCHLUSSFOLGERUNG .....</b>	<b>157</b>
<b>7.) AUSBLICK.....</b>	<b>158</b>
<b>8.) LITERATURVERZEICHNIS .....</b>	<b>159</b>
<b>9.) ABBILDUNGSVERZEICHNIS .....</b>	<b>160</b>
<b>10.) TABELLENVERZEICHNIS .....</b>	<b>163</b>
<b>11.) FORMELVERZEICHNIS .....</b>	<b>164</b>



## 1.) Einleitung

Wie der Name schon sagt, werden Führungselemente zur linearen Führung metallischer Bauteile eingesetzt. In dieser Masterarbeit werden Führungselemente für Hydraulikzylinder betrachtet. Die Führungselemente müssen dabei den metallischen Kontakt der Kolbenstange mit dem Zylinder verhindern sowie bestmögliche Konzentrizität der beteiligten Komponenten sicherstellen. In den nachfolgenden Kapiteln werden allgemein Einsatzgebiete, Aufgaben, Einflüsse auf das Verhalten im Einsatz sowie bereits bestehende Lösungen von Führungselementen näher erläutert.

### 1.1) Einsatz von Führungselementen

Das Einsatzgebiet beschränkt sich in dieser Masterarbeit auf Hydraulikzylinder. Die Aufgaben der Führungselemente bzw. die Einflüsse auf ihr Verhalten in der Anwendung Hydraulikzylinder ist den nachfolgenden Kapiteln zu entnehmen.

#### 1.1.1) Hydraulikzylinder

Der Hydraulikzylinder ist ein mittels Flüssigkeit betriebener Arbeitszylinder und zählt somit zu den Energiewandlern. Er wandelt die Energie aus der Hydraulikflüssigkeit, die von einem hydraulischen Druckspeicher oder einer Hydraulikpumpe geliefert wird, in eine einfach steuerbare, geradlinig wirkende Kraft um. Er wird daher auch als hydraulischer Linearmotor bezeichnet. [17]

Abb. 1 zeigt einen doppelwirkenden Hydraulikzylinder. Sie werden am häufigsten verwendet, da sie Zug- und Druckkräfte aufbringen können. Um eine Druckkraft ( $F_1$ ) zu erzeugen wird Flüssigkeit unter hohem Druck  $p_1$  in die Druckkammer A gepumpt, während die Kammer B drucklos ( $p_0$ ) ist. Dieser Druck  $p_1$  wirkt auf den Kolben und bewegt somit die Kolbenstange nach rechts. (ausfahren) Die Einfahrbewegung der Kolbenstange (nach links) wird dadurch realisiert, dass ein Druck  $p_2$  in der Kammer B erzeugt wird, während die Kammer A drucklos ist. Dabei erzeugt  $p_2$  eine Zugkraft ( $F_2$ ). Werden beide Kammern mit dem gleichen Druck belastet ( $p_1=p_2$ ) so ergeben sich unterschiedliche Kräfte, da die Fläche an der der Druck angreift unterschiedlich ist (siehe Kapitel 3.1).

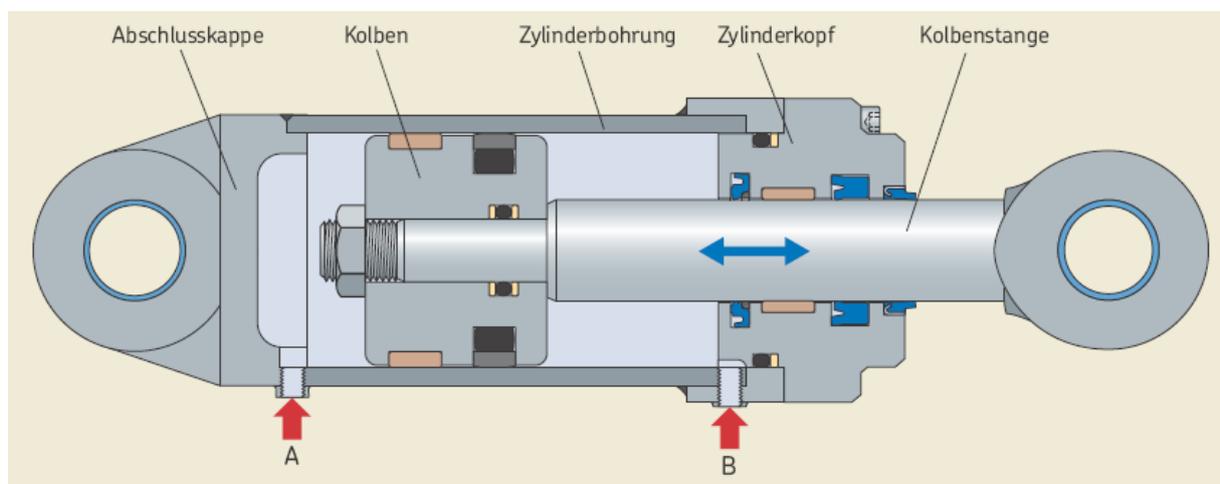


Abb. 1: Doppelwirkender Hydraulikzylinder [1]

### **1.1.1.1) Einteilung der Zylinder**

Je nach Hersteller gibt es unterschiedliche Angaben bezüglich Einteilung der Zylinder. Die am häufigsten verbreitete Klassifikation der Hydraulikzylinder erfolgt über ihr Anwendungsgebiet. Je nach Betriebsbedingungen können drei Anwendungsklassen unterschieden werden: [1]

#### 1.) Leichtlast-Hydraulikzylinder: (light duty)

Leichtlastzylinder, das sind z.B. Hydraulikzylinder für stationäre Vorrichtungen in Innenbereichen unter Dach. Sie unterliegen im Normalfall den folgenden Betriebsbedingungen:

- Systemdrücke bis 160 [bar]
- Betriebstemperaturen bis 70 [°C]
- Stoßarmer Betrieb mit niedrigen Druckspitzen über dem Systemdruck
- Geringe Belastung der Führungselemente durch Querkräfte
- Relativ sauberes Umfeld mit geringen Temperaturschwankungen

#### 2.) Mittellast-Hydraulikzylinder: (medium duty)

Mittellastzylinder, das sind z.B. Hydraulikzylinder für landwirtschaftliche Maschinen und Baumaschinen. Sie unterliegen im Normalfall den folgenden Betriebsbedingungen:

- Systemdrücke bis 250 [bar]
- Betriebstemperaturen bis 90 [°C]
- Stoßarmer Betrieb mit moderaten Druckspitzen über dem Systemdruck
- Moderate Belastung der Führungselemente durch Querkräfte
- Schwierige Umgebungsbedingungen, wie z.B. Staub, Feuchtigkeit und grobe Verunreinigungen oder auch höhere Temperaturschwankungen

#### 3.) Schwerlast-Hydraulikzylinder: (heavy duty)

Schwerlastzylinder, das sind z.B. Hydraulikzylinder für forstwirtschaftliche Maschinen und Baumaschinen. Sie unterliegen im Normalfall den folgenden Betriebsbedingungen:

- Systemdrücke bis 400 [bar] und darüber
- Betriebstemperaturen über 90 [°C] mit Spitzen bis über 110 [°C]
- Dauernd wirkende Stoßbelastung mit Druckspitzen über dem Systemdruck
- Starke Belastung der Führungselemente durch Querkräfte, wie sie z.B. von hohem Eigengewicht oder hohen Beschleunigungen herrühren können
- Sehr schwierige Betriebsbedingungen mit großen Temperaturschwankungen und ein stark verunreinigtes Umfeld

Die Anwendungsklasse bzw. die darin festgelegten Betriebsbedingungen sind einer der Hauptkriterien für die Wahl des Dichtsystems.

### 1.1.1.2) Dichtsysteme für Hydraulikzylinder

Durch den Einsatz von Dichtelementen soll Hydraulikmedium sicher innerhalb des Hydrauliksystems gehalten werden. Verschmutzungen von außen (Schmutz, Staub etc.) sollen dabei nicht in das System gelangen. Abb. 2 zeigt, was „abdichten“ allgemein bedeutet. Durch die Dichtung soll der Fluidtransport zwischen zwei Räumen die eine gemeinsame, bewegte Gegenlauffläche aufweisen verhindert werden.

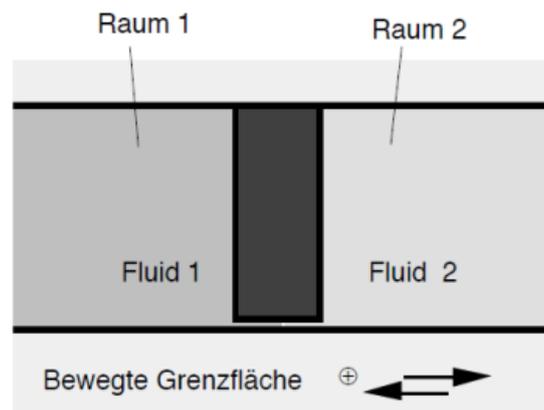


Abb. 2: Funktion einer Dichtung [3]

Eine definierte Benetzung der Gegenlauffläche mit Schmiermedium ist hinsichtlich der zu erreichenden Lebensdauer der Dichtungen erwünscht. Ein Dichtelement wird als undicht bezeichnet, wenn Hydraulikmedium in Form von abtropfender Leckage außen sichtbar wird. Die Abdichtung des Hydraulikzylinders ist ein komplexes System aus mehreren parallel wirkenden Dichtungen. Abb. 3 zeigt ein solches Dichtsystem. Grundsätzlich werden zwei Haupttypen von Hydraulikdichtungen unterschieden:

- Dynamische Dichtungen

Dazu gehören Stangen- bzw. Kolbendichtungen sowie Abstreifer und Führungselemente. Sie befinden sich zwischen linear bewegten Komponenten. Als Beispiel sei hier die Kolbendichtung angeführt. Sie muss den Flüssigkeitstransport zwischen den Druckkammern A und B verhindern.

- Statische Dichtungen

Sie befinden sich zwischen Komponenten die keiner Bewegung ausgesetzt sind. Als Beispiel sei hier die statische Kopfdichtung erwähnt, welche sich zwischen Zylinderbohrung/Zylinderrohr und Zylinderkopf befindet.

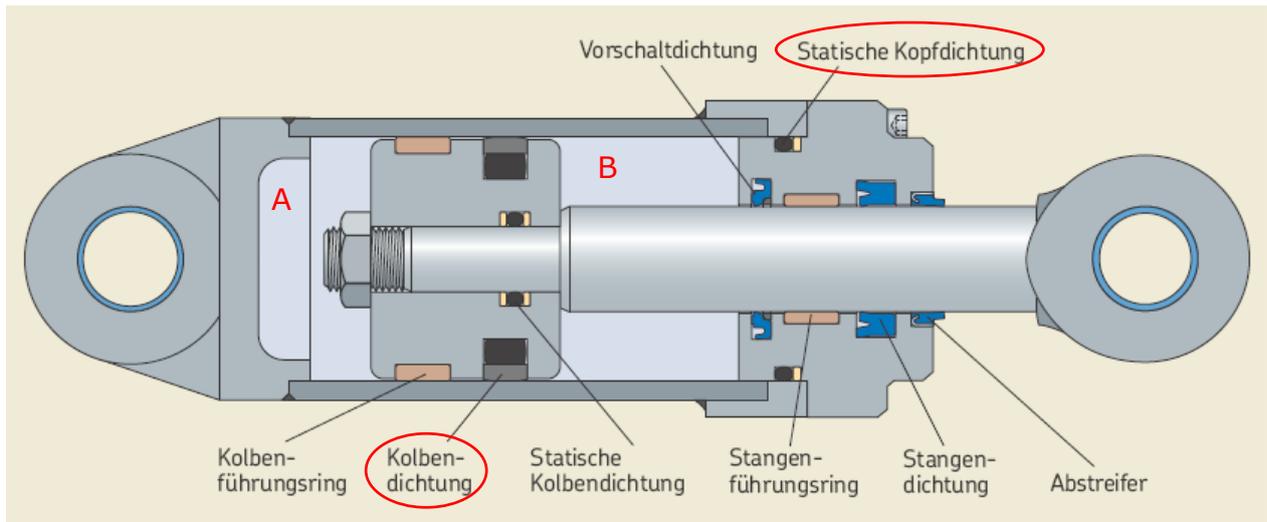


Abb. 3: Dichtsystem eines Hydraulikzylinders [1]

Jeder einzelne Bauteil beeinflusst dabei die Leistungsfähigkeit des gesamten Systems eines Hydraulikzylinders. Das heißt, dass die einzelnen Dichtungen aufeinander abgestimmt werden müssen um eine gute Dichtungsperformance zu gewährleisten.

Da sich diese Masterarbeit primär mit Führungselementen beschäftigt, wird auf die Aufgaben der anderen Einzeldichtungen (Stangen- bzw. Kolbendichtung, Abstreifer, etc.) nicht näher eingegangen. Die Aufgaben der Führungselemente sind im nächsten Kapitel erläutert.

## 1.2) Aufgaben der Führungselemente

Die Führungselemente befinden sich zwischen den bewegten und den ruhenden Komponenten des Hydraulikzylinders. Sie ermöglichen eine reibungs- und verschleißarme Relativbewegung zwischen Kolben und Zylinderrohr bzw. Kolbenstange und Zylinderkopf. Führungselemente sollen dabei eher als die Gegenauflfläche verschleiben, da sie im Vergleich zu den anderen Komponenten am günstigsten bzw. am leichtesten zum Austauschen sind.

### Aufgaben:

- Reibungs- und verschleißarme Relativbewegung zwischen den bewegten Komponenten des Hydraulikzylinders ermöglichen
- Radiale Lasten (Querkräfte) definiert aufnehmen
- Konzentrität sicherstellen (Führen der Stange im Zylinderkopf und des Kolbens im Zylinderrohr)
- Metallischen Kontakt der bewegten Komponenten verhindern
- Gegenauflfläche darf nicht beschädigt werden

Um diese Aufgaben bestmöglich erfüllen zu können, müssen die Führungselemente einige Eigenschaften besitzen. Bevor die Eigenschaften näher erläutert werden müssen wir uns die Kontaktbedingungen zwischen Führungselement und Gegenauflfläche ansehen.

### 1.3) Belastung der Führungselemente

Um eine gute Abdichtung zu erzielen ist es wichtig, dass beim Ein- und Ausfahren der Kolbenstange bestmögliche Konzentrizität vorherrscht. Dazu müssen der Hydraulikzylinder und all seine Komponenten so ausgelegt werden, dass eine radiale Bewegung bzw. ein radialer Versatz bei Belastungsänderungen verhindert bzw. minimiert wird. Ein radialer Versatz entsteht zum Beispiel durch das Führungsspiel oder der elastischen Deformation der Führungselemente.

Die Führungselemente in einem Hydraulikzylinder können in Kolbenführungselemente und Stangenführungselemente unterteilt werden. Die Kolbenführungselemente befinden sich zwischen Kolben und Zylinderbohrung während sich die Stangenführungselemente zwischen Kolbenstange und Zylindergehäuse befinden.

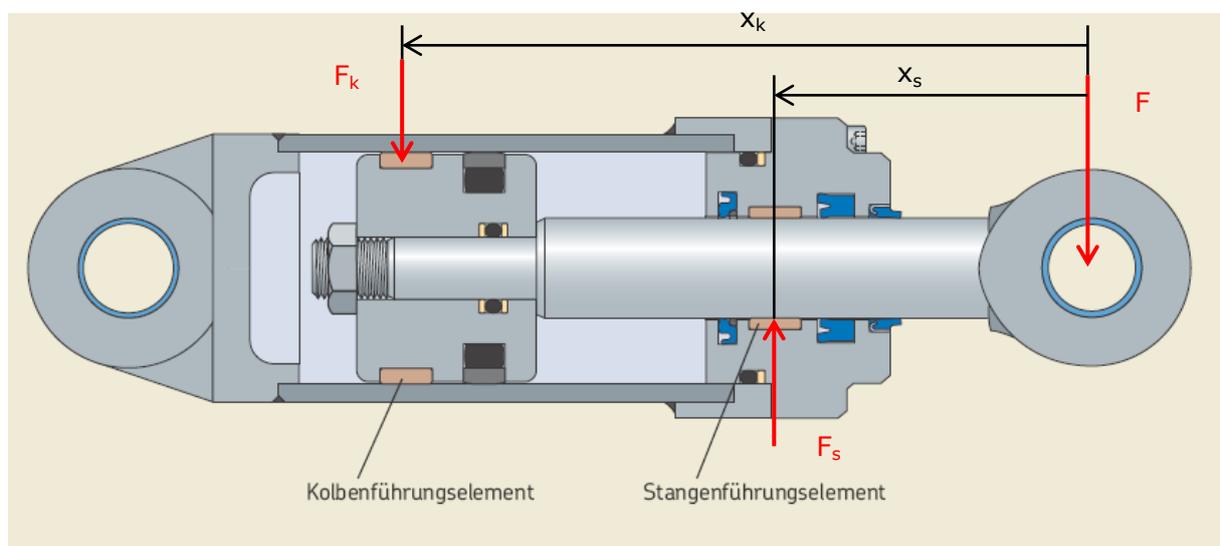


Abb. 4: radiale Belastung der Führungselemente [1]

Abb. 4 zeigt einen Hydraulikzylinder, wobei die radialen Kräfte ( $F$ ,  $F_k$ ,  $F_s$ ) dargestellt sind. Die Kraft  $F$  stellt dabei die äußere Belastung dar. Sie kann z.B. durch das Eigengewicht der Kolbenstange herrühren.  $F_k$  und  $F_s$  sind die Kräfte, welche auf die Führungselemente wirken. Die Größe dieser Kräfte wird von der Position der Kolbenstange (eingefahren – ausgefahren), von der Größe der äußeren Belastung und vom Abstand zwischen den Führungselementen bestimmt ( $x_k - x_s$ ).

$$F_k = F * \frac{x_s}{x_k - x_s} \quad (1)$$

$$F_s = F * \left(1 + \frac{x_s}{x_k - x_s}\right) \quad (2)$$

$F_k$ [N]	radiale Kraft, welche auf das Kolbenführungselement wirkt
$F_s$ [N]	radiale Kraft, welche auf das Stangenführungselement wirkt
$F$ [N]	radiale äußere Kraft, welche auf den Hydraulikzylinder wirkt
$x_s$ [mm]	Abstand zwischen äußerer Kraft $F_{1,2}$ und Stangenführungselement
$x_k$ [mm]	Abstand zwischen äußerer Kraft $F_{1,2}$ und Kolbenführungselement

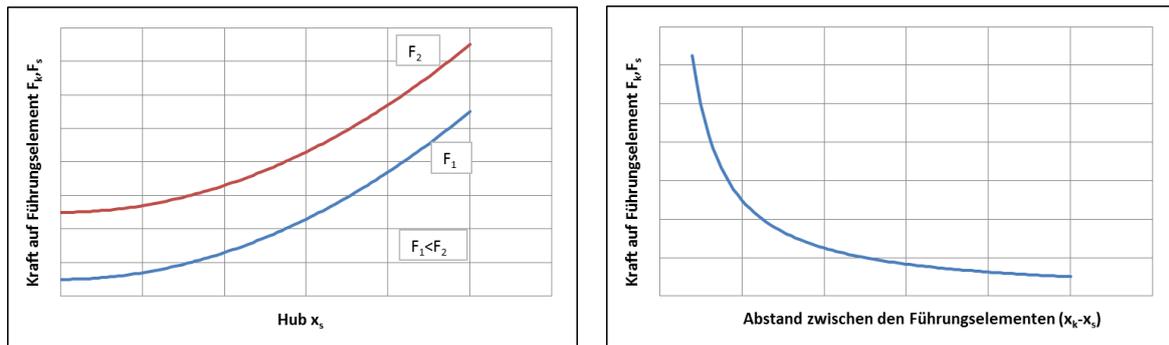


Abb. 5: Einflussgrößen auf die Belastung der Führungselemente

Abb. 5 zeigt unterschiedliche Einflussgrößen auf die Belastung der Führungselemente. Das Diagramm links zeigt die Belastung der Führungselemente ( $F_k, F_s$ ) über den Hub ( $x_s$ ) für zwei unterschiedlich große äußere Kräfte ( $F_1, F_2$ ). Das Diagramm rechts zeigt den Einfluss des Abstandes zwischen den Führungselementen ( $x_k - x_s$ ) auf die Belastung der Führungselemente. ( $F_k, F_s$ ) Aus den Formeln (1) und (2) lassen sich folgende Thesen ableiten:

- Je größer der Hub (Abstand zwischen äußerer Kraft und Führungselement,  $x_s$ ) desto größer ist die Belastung der Führungselemente ( $F_k, F_s$ )
- Je kleiner der Abstand zwischen den Führungselementen ( $x_k - x_s$ ) desto größer ist die Belastung der Führungselemente ( $F_k, F_s$ )
- Je größer die äußere Belastung ( $F$ ) desto größer ist die Belastung der Führungselemente ( $F_k, F_s$ )

Die Belastung der Führungselemente ist also eine Funktion der radialen äußeren Belastung und des Abstandes zwischen den Führungselementen bzw. des Kraftangriffspunktes der äußeren Kraft. Berücksichtigt man die radialen Belastungen schon bei der Auslegung des Hydraulikzylinders so kann man die Lebensdauer der Führungselemente durch Wahl des geeigneten Abstandes ( $x_k - x_s$ ) deutlich erhöhen.

## 1.4) Wichtige Eigenschaften und Kennwerte für Führungselementwerkstoffe

In diesem Kapitel werden wichtige Eigenschaften sowie Werkstoffkennwerte, welche einen Einfluss auf das Verhalten der Führungselemente in der Anwendung haben, erläutert. Generell ist bei der Beurteilung der Kennwerte zu beachten, dass sie keine universellen Materialkonstanten sind. Die Kennwerte können in mehr oder weniger starkem Maße von folgenden Einflussfaktoren (Abb. 6) abhängen: [7]

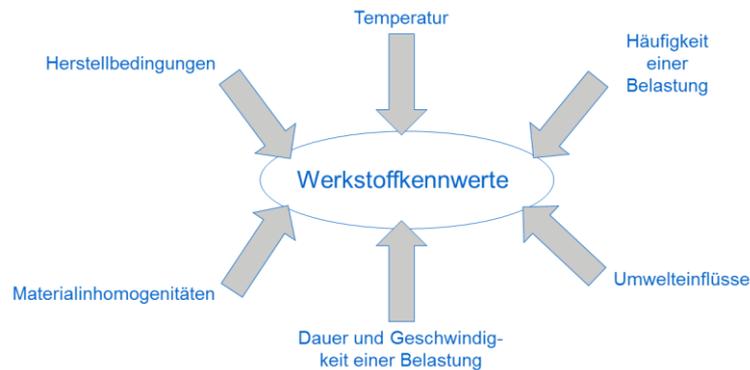


Abb. 6: Einflüsse auf die Werkstoffkennwerte [7]

In den nachfolgenden Kapiteln werden Kennwerte und Eigenschaften der Werkstoffe bezogen auf

- mechanisches Verhalten
- Umwelteinflüsse
- thermisches Verhalten
- Reibung und Verschleiß

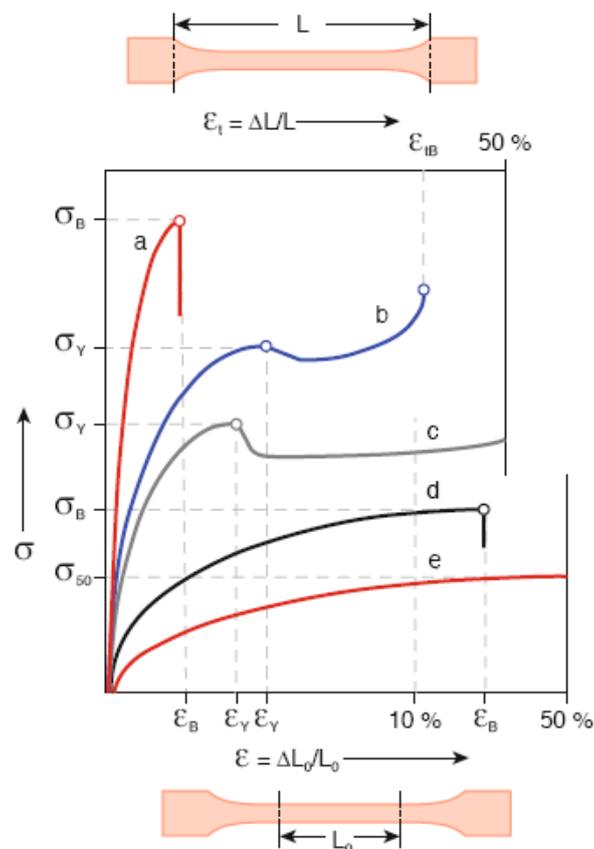
betrachtet.

## 1.4.1) Mechanisches Verhalten

### 1.4.1.1) Kurzzeitzugversuch

Das mechanische Verhalten der Kunststoffe, das heißt der Zusammenhang zwischen der Spannung  $\sigma$  und der daraus resultierenden Dehnung  $\varepsilon$  bzw. der auf ein Formteil wirkenden Kraft  $F$  und der daraus resultierenden Verformung  $\Delta L$  wird am besten durch den Zugversuch charakterisiert. Im Kurzzeit-Zugversuch nach ISO 527-1 und 2 werden stabförmige Probekörper (Universalstab nach ISO 3167) mit konstanter, in der Prüfnorm vorgeschriebener Geschwindigkeit gedehnt und dabei die Kraft  $F$  mit der Längenänderung  $\Delta L$  der Messstrecke  $L_0$  aufgezeichnet. Aus der Kraft wird bei Division durch den ursprünglichen Querschnitt  $A_0$  des Probekörpers die Spannung  $\sigma$  in  $[\text{N}/\text{mm}^2]$ , und aus der Längenänderung bei Division durch die Ursprungslänge der Messstrecke  $L_0$  die Dehnung  $\varepsilon$  in  $[\%]$  bestimmt. Allgemein wird in der Werkstoffprüfung aus der Steigung der Spannungs-Dehnungs-Kurve der Elastizitätsmodul  $E$  als das Verhältnis von Spannung zu Dehnung errechnet. [7]

In Abb. 7 sind in einem Spannungs-Dehnungs-Diagramm die charakteristischen Kennwerte eingezeichnet, die zur Beurteilung von Kunststoffen herangezogen werden. [7]



a: spröder Kunststoff, b: zäher Kunststoff, c: verstreckbarer Kunststoff,  
d und e: weichgemachter Kunststoff

$E$  = Zug-Elastizitätsmodul

$\varepsilon_B$  = Bruchdehnung

$\sigma_B$  = Bruchspannung

$\varepsilon_Y$  = Streckdehnung

$\sigma_Y$  = Streckspannung

$\varepsilon_{tB}$  = nominelle Bruchdehnung

$\sigma_{50}$  = Spannung bei 50% Dehnung

Abb. 7: Spannungs-Dehnungs-Diagramm unterschiedlicher Kunststoffe [7]

Da die meisten Kunststoffe keinen linearen Bereich der Spannungs-Dehnungs-Kurve aufweisen, ist es nicht zulässig, die Steifigkeit (C-Modul) aus der Steigung der Kraft-Verformungs-Kurve zu berechnen ( $C = \Delta F / \Delta L$ ). Zeigen lässt sich dieser Sachverhalt anschaulich an Abb. 8 [7]

Aufgetragen ist die Steigung der Verbindungsgrade aus dem Ursprung des Spannungs-Dehnungs-Diagramms zum jeweilig betrachteten Dehnungswert (Sekantenmodul genannt). Es zeigt sich die starke Dehnungsabhängigkeit des Moduls. Des Weiteren zeigt Abb. 8 die Temperaturabhängigkeit des Moduls. Zur Bestimmung des „Elastizitätsmoduls“ wird ersatzweise die Steigung der Spannungs-Dehnungs-Kurve zwischen 0,05 % und 0,25 % Dehnung verwendet. [7]

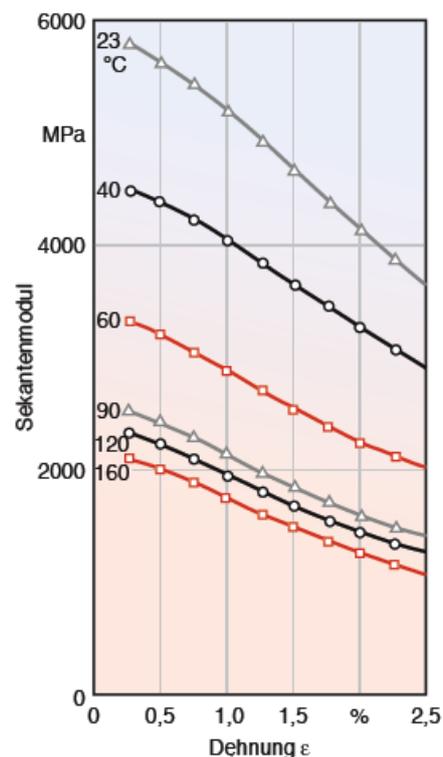


Abb. 8: Sekantenmodul für glasfaserverstärktes PA 6 [7]

Für Kunststoffe folgt daraus, dass das Hook'sche Gesetz ( $\sigma = E \cdot \epsilon$ ,  $E$ ...Elastizitätsmodul) nur im Bereich kleinster Dehnungen ( $\epsilon < 0,25$  [%]) Gültigkeit hat. Für größere Dehnungen muss der Abfall der Steifigkeit durch den Sekantenmodul berücksichtigt werden. Auch der Steifigkeitsverlust bei erhöhten Temperaturen muss berücksichtigt werden.

Bei metallischen Führungen kann der E-Modul als Maß für die Steifigkeit verwendet werden, da Metalle ein lineares Verhalten im Spannungs-Dehnungs-Diagramm zeigen. Da sich die maximalen Temperaturen im Hydraulikzylinder im Bereich von 100 [°C] bewegen ist bei metallischen Führungen nur eine sehr geringe Minderung der Steifigkeit aufgrund der Temperaturerhöhung feststellbar.

Ein weiterer wichtiger Kennwert, welcher aus dem Zugversuch ermittelt werden kann ist die Streckspannung. Sie ist jener Spannungswert, bei dem ein Zuwachs der Dehnung ohne Steigerung der Spannung auftritt. Wird ein Führungselement höher als die Streckspannung belastet so beginnt der Werkstoff zu fließen und das Führungselement wird sich plastisch verformen.

Die Streckspannung ist sehr stark von der Temperatur, der Belastungszeit und der Belastungshöhe abhängig.

#### 1.4.1.2) Druckversuch

Der Druckversuch nach ISO 604 (Abb. 9) wird zur Beurteilung des Werkstoffverhaltens bei einachsiger Druckbeanspruchung angewendet. Er ist in der Praxis allerdings, mit Ausnahme der Untersuchung von faserverstärkten Kunststoffen und Schaumstoffen, von geringer Bedeutung. Außer bei den mit hohen Faseranteilen verstärkten Kunststoffen tritt unter Druckspannung kein Versagen auf. Deshalb wird auch der Druckversuch bei Kunststoffen nur ausnahmsweise angewendet. [7]

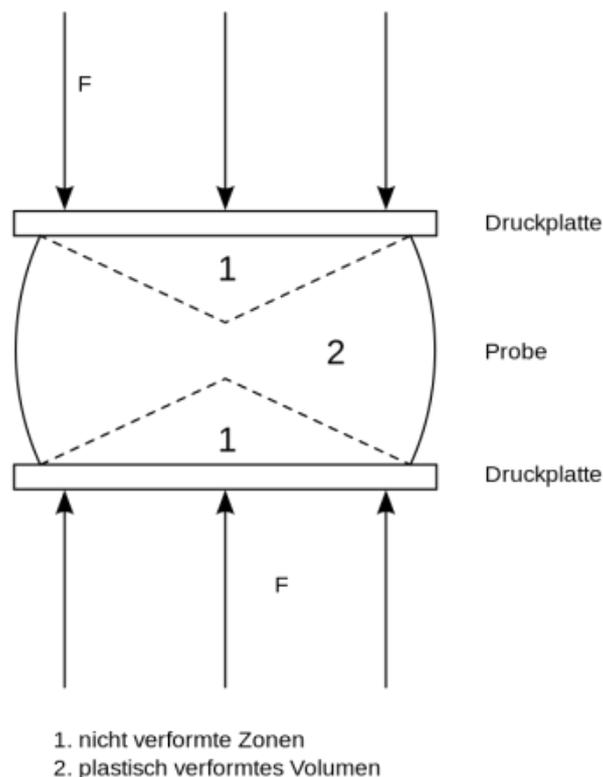


Abb. 9: schematische Darstellung des Druckversuchs [18]

Der Druckversuch hat im Vergleich zum Zugversuch einige Nachteile (Geometrie des Probekörpers, Reibung zwischen Druckplatte und Probekörper, Nachgiebigkeit der Maschine, Traversenmessung etc.) was zu falschen Werten des Druckmoduls führen kann.

Die Einflüsse auf die Ergebnisse im Druckversuch sind im Kapitel 3.9.2.3 erläutert.

### 1.4.1.3) Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit auf das mechanische Verhalten

Beim Kurzzeit-Zugversuch wird die Dehngeschwindigkeit so gewählt, dass die charakteristischen Festigkeitskennwerte in etwa einer Minute erreicht werden. Da die Kunststoffe zu den viskoelastischen Werkstoffen gehören, sind ihre Eigenschaften von der Geschwindigkeit der Beanspruchung abhängig. Abb. 10 zeigt am Beispiel eines ABS + PA 6 Blends, dass mit zunehmender Dehngeschwindigkeit die Streckspannung ansteigt, die Bruchdehnung aber abnimmt. Auch der Elastizitätsmodul nimmt mit zunehmender Beanspruchungsgeschwindigkeit zu. [7]

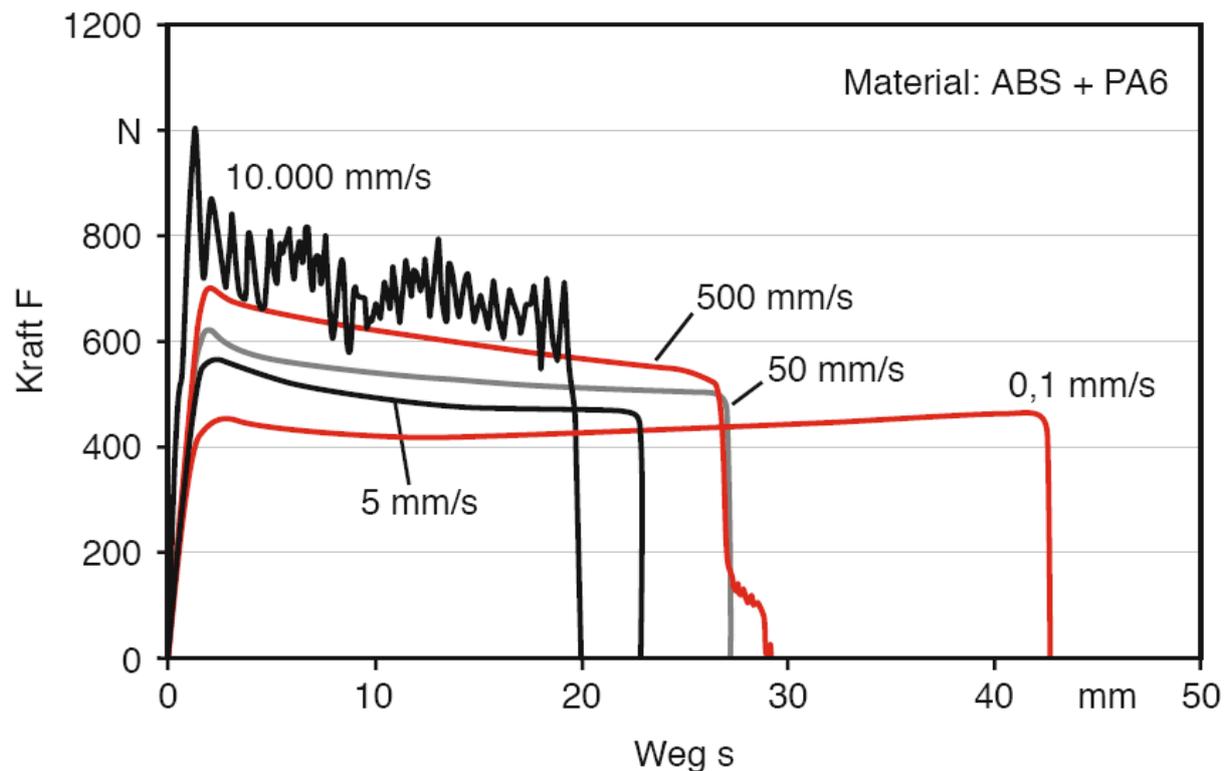


Abb. 10: Einfluss der Beanspruchungsgeschwindigkeit auf das mech. Verhalten [7]

Das bedeutet, dass die Steifigkeit des Kunststoffes auch von der Beanspruchungsgeschwindigkeit abhängt. Je schneller die Beanspruchung erfolgt desto höher sind E-Modul und Streckgrenze während die Bruchdehnung sinkt.

Treten Stoßbelastungen durch schlagartige Druckänderungen im Hydraulikzylinder auf kann dies zum frühzeitigen Bruch der Führungselemente führen.

Da die Belastungsdauer (Kriechen, Relaxation) einen erheblichen Einfluss auf die Steifigkeit von Kunststoffen hat wird im nächsten Kapitel der Zeitstand Zugversuch mit den dazugehörigen Werkstoffkennwerten genauer betrachtet.

### 1.4.1.4) Zeitstand Zugversuch

Für die konstruktive Anwendung der Kunststoffe unter langzeitiger Lasteinwirkung sind die Ergebnisse sogenannter Standversuche wichtig. Der Standversuch unter Zugbeanspruchung kann als Zeitstandversuch nach DIN EN ISO 899 (Kriech- oder Retardationsversuch) oder als Entspannungsversuch nach DIN 53441 (Relaxationsversuch) durchgeführt werden. Da der Zeitstandversuch einfacher in der Durchführung ist als der Entspannungsversuch, wird er heute fast ausschließlich angewendet. [7]

Beim Kriechversuch wird die Zunahme der Dehnung über die Zeit bei konstanter Belastung gemessen. Beim Relaxationsversuch wird hingegen die zeitliche Abnahme der Spannung bei konstanter Dehnung gemessen.

Im Zeitstandversuch werden Probekörper in einem konstanten Prüfklima durch Kräfte (meist Gewichte), die während der Versuchsdauer gleich bleiben, einachsig belastet. Gemessen werden die Dehnung der Messstrecke und die Zeit bis zum eventuellen Bruch der Probekörper. Aus den so erhaltenen Zeit-Dehn-Linien (Abb. 11-links) entnimmt man zugehörige Wertepaare von Spannung und Dehnung nach bestimmten Belastungszeiten und trägt sie in ein Spannungs-Dehnungs-Diagramm ein (Abb. 11-rechts). Man erhält so die für den Konstrukteur zweckmäßige Darstellung des isochronen Spannungs-Dehnungs-Diagramms (Linien gleicher Zeit). [7]

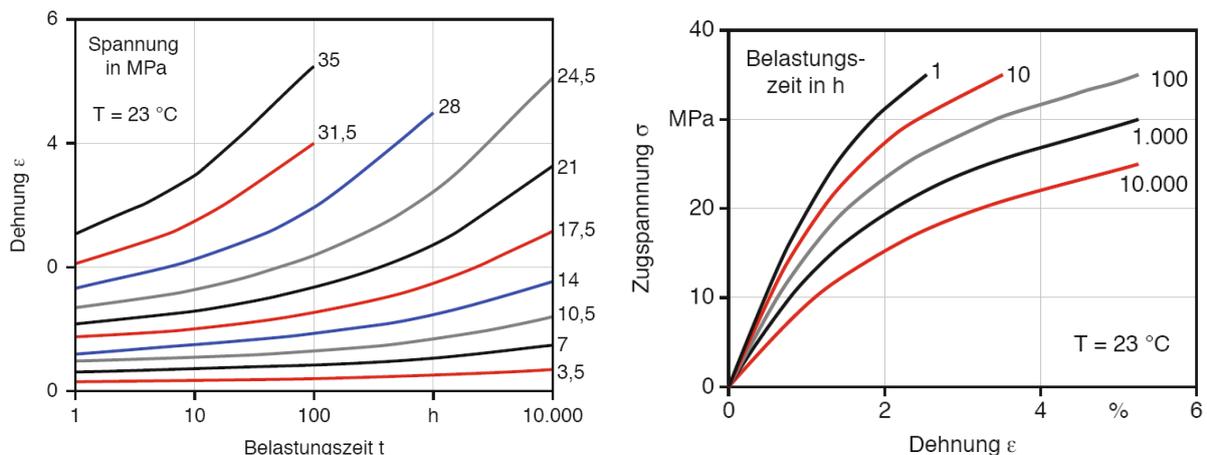


Abb. 11: Zeit-Dehn Linien von PBT bei 23 [°C] und unterschiedlichen Belastungen (links) bzw. isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm von PBT bei 23 [°C] [7]

Wenn isochrone Spannungs-Dehnungs-Linien linear verlaufen, handelt es sich um einen Kunststoff mit linear viskoelastischen Eigenschaften. In diesem Fall besteht kein Einfluss der Beanspruchungshöhe auf das Kriech- bzw. Relaxationsverhalten. Es genügt, bei der Berechnung des Bauteilverhaltens, mit temperatur- und zeitabhängigen Kennwerten zu rechnen.

Im Allgemeinen zeigen Kunststoffe aber ein nichtlinear-viskoelastisches Verhalten und die Isochronen sind degressiv gekrümmt. [7]

Das Verformungsverhalten von Werkstoffen in der Konstruktion wird in der Regel mit Hilfe des Elastizitätsmoduls beschrieben. Aus der Steigung der isochronen Spannungs-Dehnungs-Linie kann man, ähnlich wie aus den Spannungs-Dehnungs-Linien des Zugversuchs, einen Modul errechnen, der mit zunehmender Belastungszeit, Temperatur und Spannung geringer wird und somit das Kriechen des Werkstoffs beschreibt. Man nennt diesen Modul Kriechmodul  $E_C$  (Abb. 12), wenn er im Zeitstandversuch, und Relaxationsmodul  $E_R$ , wenn er im Entspannungsversuch ermittelt wurde. Beide Modulwerte stimmen für gleiche Zeit und Beanspruchungshöhe nahezu überein (als Maß für die Beanspruchungshöhe kann ein Spannungs- oder Dehnungswert gewählt werden). [7]

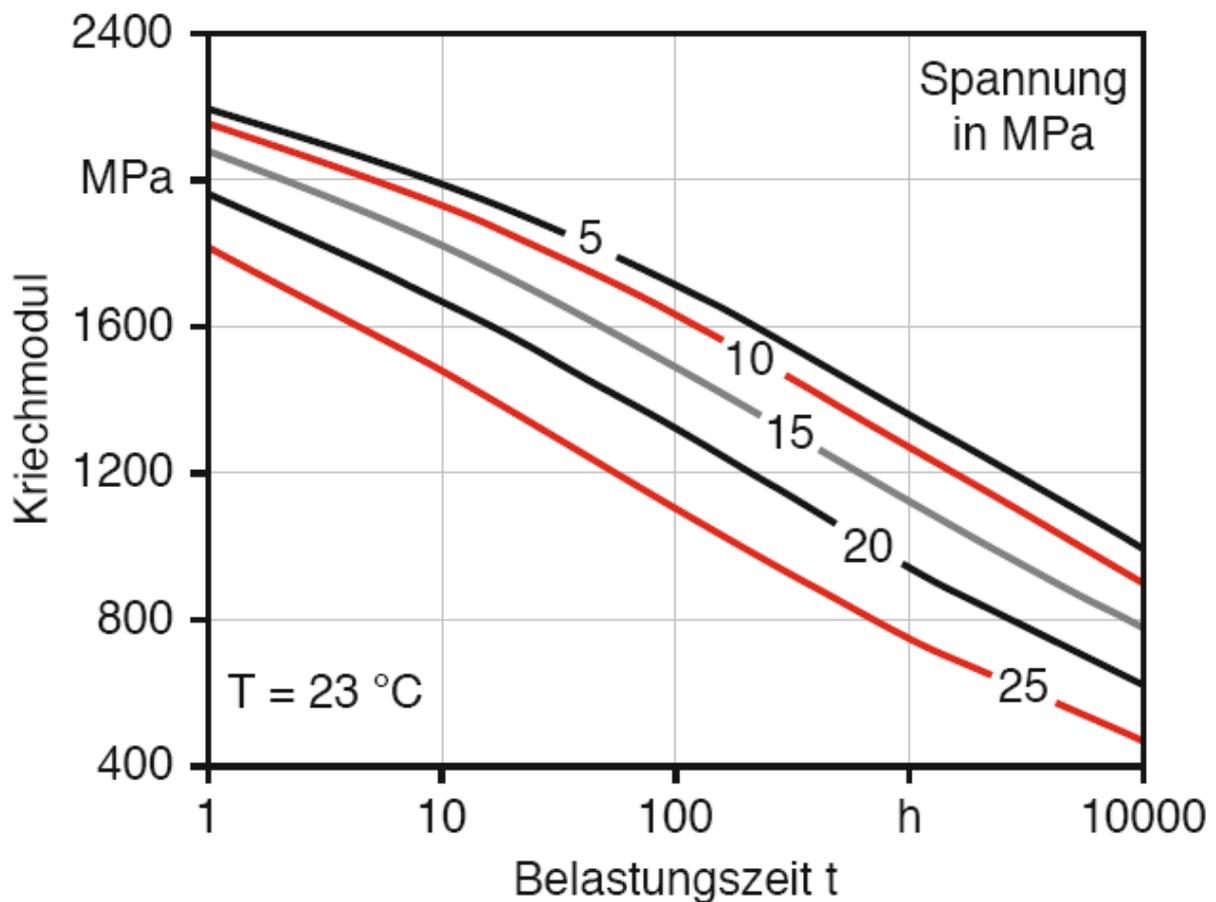


Abb. 12: Sekanten-Kriechmodul von PBT bei 23 [°C] [7]

Da das mechanische Verhalten der Kunststoffe außer von der Zeit und der Beanspruchungshöhe auch stark von der Temperatur abhängt, müssen die Zeit-Dehn-Linien für die jeweils maßgebliche Einsatztemperatur betrachtet werden. [7]

Abb. 13 bis Abb. 14 zeigen weitere isochrone Spannungs-Dehnungs-Diagramme für verschiedene Kunststoffe. Im Kapitel 3.5 wird anhand des Werkstoffes POM (Polyoxymethylen) gezeigt, wie man aus einem isochronen Spannungs-Dehnungs-Diagramm den Kriechmodul als Funktion der Temperatur, der Belastung und der Zeit ermitteln kann.

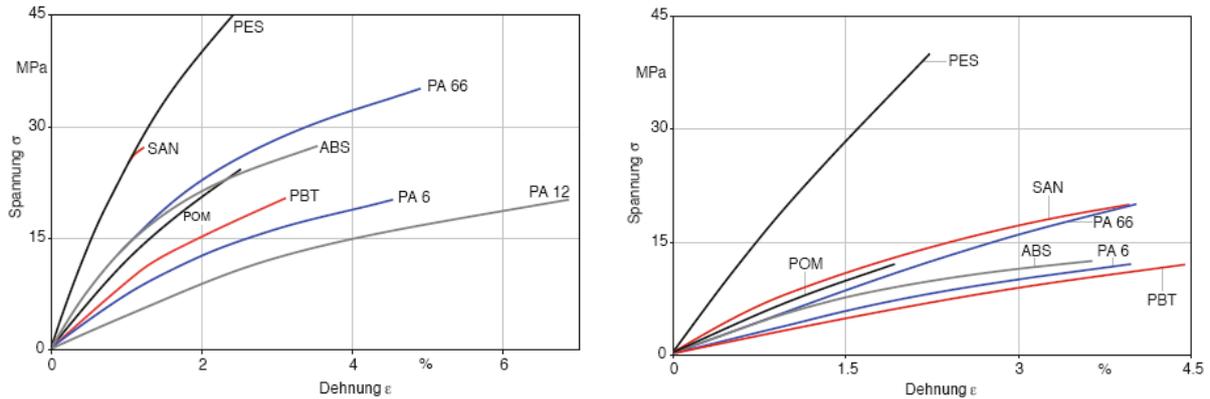


Abb. 13: Isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm für unverstärkte Thermoplaste bei 23 [°C] (links) bzw. 60 [°C] (rechts) und 1000 [h] [7]

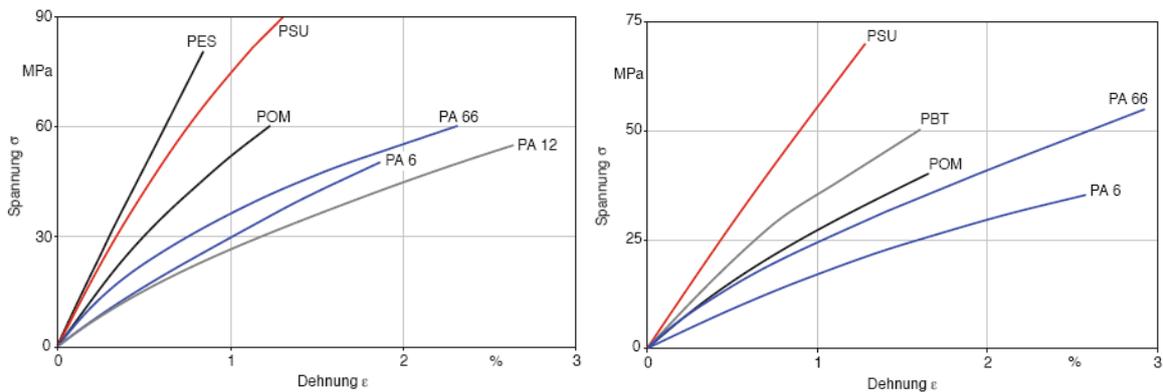


Abb. 14: Isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm für verstärkte Thermoplaste (25-35% GF) bei 23 [°C] (links) bzw. 60 [°C] (rechts) und 1000 [h] [7]

#### 1.4.1.5) Dynamisches Langzeitverhalten

Die häufigste Ursache für das Versagen von Kunststoffformteilen bei bestimmungsgemäßem Gebrauch ist eine dynamische oder wiederholte Beanspruchung, meist unter Gegenwart von Kerben, Bindenähten, Anisotropien (Molekül- oder Verstärkungsfasero-orientierung) und der gleichzeitigen Einwirkung von Chemikalien (spannungsrissauslösende Medien) oder anderen Umweltbelastungen. [7]

Bei sich oft wiederholender, stark wechselnder Beanspruchung können der Berechnung von Konstruktionselementen nicht die Festigkeitskennwerte zugrunde gelegt werden, die unter stetiger Last- oder Verformungssteigerung oder bei statischer Langzeitbelastung ermittelt werden. Wiederholte Beanspruchung oder Vibrationen führen in der Regel bereits bei geringeren Spannungen oder Verformungen zum Versagen von Bauteilen. [7]

Das Verhalten von Werkstoffen bei schwingender Beanspruchung wird im Dauerschwingversuch nach DIN 50100 ermittelt. Er kann an Probekörpern oder Bauteilen durchgeführt werden. Letzteres empfiehlt sich bei kritischen Anwendungen, da ähnlich wie beim Schlagversuch die ermittelten Kennwerte stark von den Prozessparametern bei der Herstellung der Formteile im Spritzgießverfahren und den Beanspruchungsbedingungen abhängen. Der Beanspruchungsverlauf bei Dauerschwing-Versuchen (Spannung oder Dehnung) ist meist angenähert sinusförmig. [7]

Kunststoffe weisen im Gegensatz zu den üblichen metallischen Konstruktionswerkstoffen eine hohe mechanische Dämpfung auf, ausgedrückt durch den mechanischen Verlustfaktor  $\tan \delta$  (Tab. 1). Diese Dämpfung bewirkt bei Beanspruchung eine irreversible Energieabsorption, die besonders bei wiederholter Beanspruchung zu einer Erwärmung der Kunststoffteile führen kann, da die Kunststoffe als schlechte Wärmeleiter die erzeugte Wärme verzögert an die Umgebung abführen. Dieser Effekt muss bei der Durchführung der Versuche und der Beurteilung der Ergebnisse beachtet werden, zumal schon eine geringe Temperaturerhöhung wesentliche Eigenschaftsänderungen bewirken kann. [7]

Für den Einsatz als Führungselement kommen Werkstoffe in Frage, welche einen niedrigen mechanischen Verlustfaktor  $\tan \delta$  aufweisen. Je niedriger der Verlustfaktor desto mehr entspricht das Verhalten der Probe dem eines ideal elastischen Festkörpers. Ein geringer mechanischer Verlustfaktor bedeutet, eine geringere Erwärmung der Führungselemente was sich positiv auf die Eigenschaften auswirkt, da vor allem Kunststoffe mit steigender Temperatur wesentliche Steifigkeitsverluste aufweisen.

Tab. 1: Mechanischer Verlustfaktor  $\tan \delta$  [7]

Werkstoff	20 °C	60 °C
PE-LD	0,17	0,06
PP	0,07	0,07
PS	0,013	0,028
ABS	0,015	0,028
PVC hart	0,018	0,025
PTFE	0,075	0,06
PMMA	0,08	0,10
POM	0,014	0,015
PC	0,008	0,010
PA 6 trocken	0,01	0,16
PA 6 luftfeucht	0,15	0,06
UP	0,02	0,4
EP	0,02	0,02
PF Typ 31	0,016	0,022
MF Typ 151	0,016	0,022
Stahl	0,00002	0,001
Kupfer	0,0002	0,001

Im Dauerschwingversuch werden die Proben dynamisch belastet und die Lastspielzahl bis zum Bruch ermittelt. Der über die Bruchlastspielzahl aufgetragene Spannungsausgang ergibt die Wöhler Kurven.

Abb. 15 zeigt Wöhler-Kurven unterschiedlicher Thermoplaste und Duroplaste bei einer Testfrequenz von 30 [Hz] um die Mittelspannung.

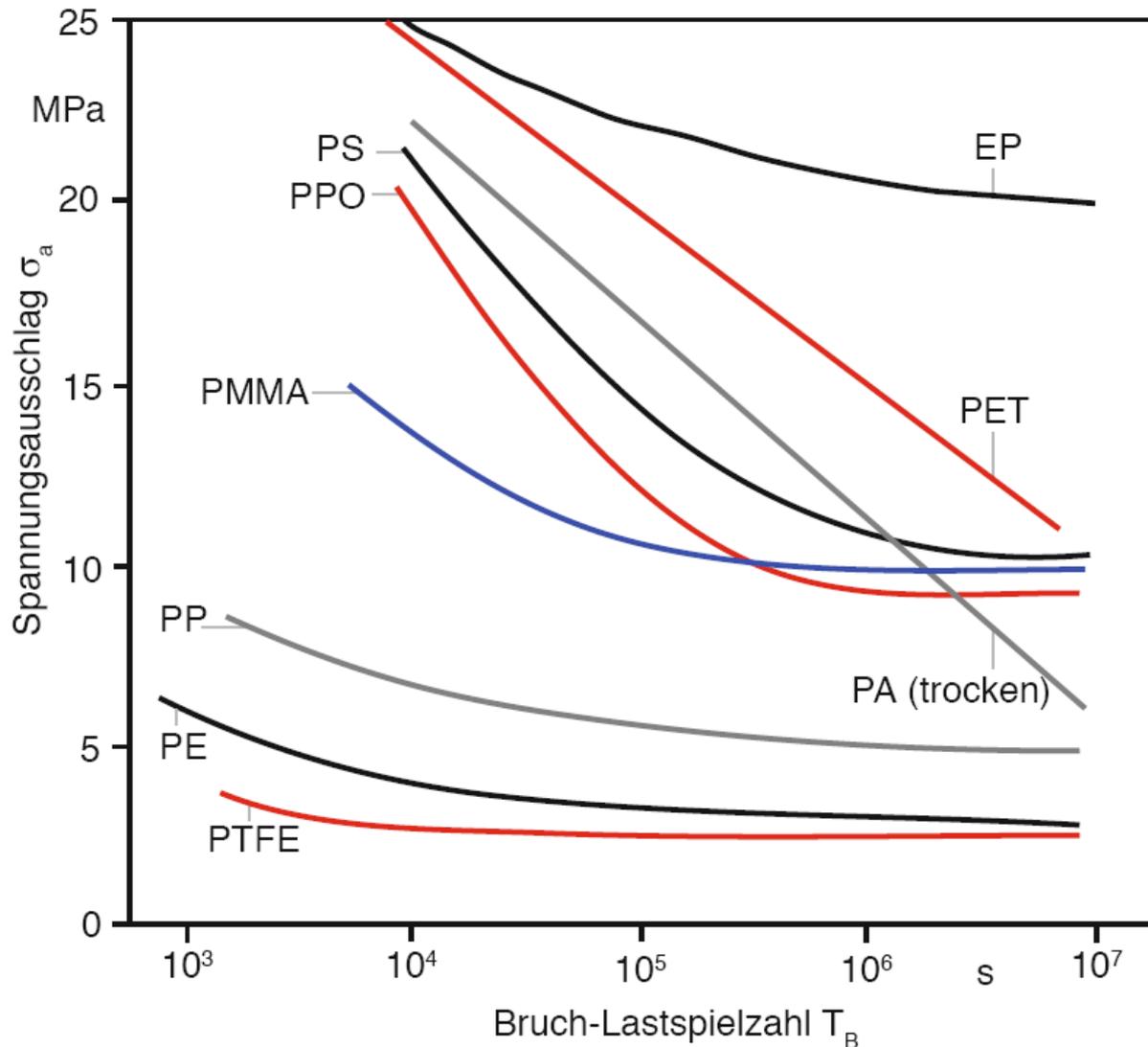


Abb. 15: Wöhler-Kurven unterschiedlicher Thermoplaste und Duroplaste bei einer Testfrequenz von 30 [Hz] um die Mittelspannung [7]

Am Beispiel von EP (Epoxidharz) ist zu erkennen, dass Duroplaste eine höhere Bruchspannung aufweisen als Thermoplaste. Die Ursache liegt darin, dass sie sich sowohl spröder verhalten als auch eine geringere Dämpfung bzw. Reibung aufweisen. Dadurch steigt die Temperatur in den Probekörpern weniger an. Höhere Lastspielfrequenzen führen ebenfalls zu einem schnelleren Temperaturanstieg und damit zu einem früheren Versagen.

Für den Einsatz als Führungselement eignen sich Duroplaste wie Epoxidharz oder Phenolharz nur wenn die Sprödigkeit durch anorganische Fasern gesenkt wird. Die Bruchdehnung und die Schlagzähigkeit können durch das Einbinden der Fasern (z.B. Baumwolle) in die Harzmatrix um ein Vielfaches gesteigert werden.

### 1.4.2) Thermisches Verhalten

Die Temperatur hat einen großen Einfluss auf die Werkstoffeigenschaften. Bei Kunststoffen zeigen sich schon in Bereichen der Raumtemperatur wesentliche Eigenschaftsänderungen, wie z.B. die Abnahme der Steifigkeit mit steigender Temperatur. Deshalb müssen die Eigenschaftsänderungen der Werkstoffe in Abhängigkeit der Temperatur berücksichtigt werden. Typische Temperaturen in einem Hydraulikzylinder bewegen sich im Bereich von  $-40$  [°C] bis  $110$  [°C].

#### 1.4.2.1) Zulässige Gebrauchstemperaturen

Bei Kunststoffen wird die zulässige obere und untere Temperaturgrenze durch zwei Faktoren bestimmt: [7]

- die reversible Erweichung oder Versprödung bei kurzzeitiger Temperatureinwirkung und
- das Verhalten bei langzeitiger Temperatureinwirkung mit oder ohne zusätzliche Belastung

#### 1.4.2.2) Kurzzeitige Temperatureinwirkung

Das Verhalten bei kurzzeitiger Temperatureinwirkung wird am besten dadurch charakterisiert, dass man die mechanischen Eigenschaften als Funktion der Temperatur (Abb. 8) ermittelt. [7] Die Eigenschaften können, wie schon im Kapitel 1.4.1.1 gezeigt, im Kurzzeitzugversuch ermittelt werden.

Eine weitere Möglichkeit um die Eigenschaften der Kunststoffe als Funktion der Temperatur zu ermitteln bietet die dynamisch-mechanische-Analyse (DMA).

#### 1.4.2.3) Dynamisch-Mechanische-Analyse (DMA) [21]

Das Werkstoffverhalten von Kunststoffen variiert von nahezu elastisch und spröde weit unterhalb der Glasübergangstemperatur  $T_g$  über viskoelastisch und zäh oberhalb der Glasübergangstemperatur bis hin zu fast rein viskosem Verhalten bei hohen Temperaturen. In einem Material, in dem sich zwei unterschiedliche Werkstoffverhalten vermischen, nämlich sowohl plastisches, als auch elastisches Verhalten, kann auch die Steifigkeit, bzw. der E-Modul als eine Folge der Kombination dieser zwei Materialverhalten gesehen werden. Das heißt, der E-Modul besitzt sowohl einen elastischen Anteil (Speichermodul  $E'$ ), als auch einen viskosen (plastischen) Anteil (Verlustmodul  $E''$ ).  $E'$  und  $E''$  werden zusammenfassend dargestellt als komplexer Elastizitätsmodul  $E^*$  (Abb. 16).

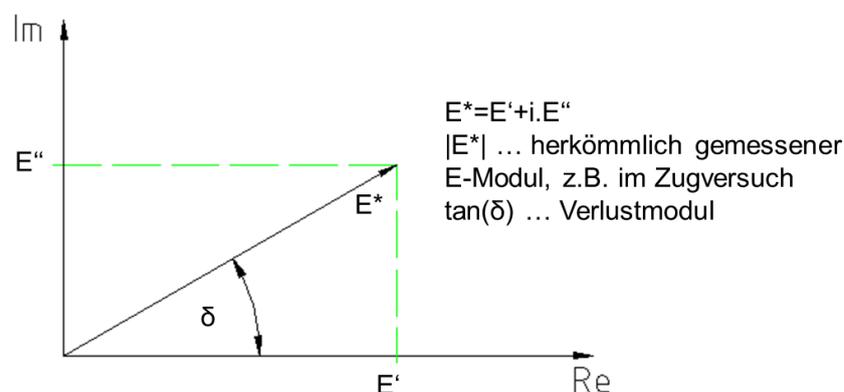


Abb. 16: Komplexe Darstellungsweise des E-Moduls

Der Speichermodul  $E'$  stellt den Anteil der Steifigkeit dar, der dazu führt, dass die Energie einer mechanischen Belastung vom Werkstoff durch elastische Verformung gespeichert und anschließend wieder abgegeben werden kann.

Der Verlustmodul  $E''$  stellt den Anteil der Steifigkeit dar, der dazu führt, dass die Energie einer mechanischen Belastung vom Werkstoff durch plastische Verformung in Reibungswärme umgewandelt wird.

Der Betrag  $|E^*|$ , also die Länge des Zeigers aus Abb. 16, ist die Größe, die z.B. in einem herkömmlichen Zugversuch ermittelt wird und gemeinhin als E-Modul bezeichnet wird.

Der Verlustfaktor  $\tan(\delta)$  gibt das Verhältnis zwischen elastischen und plastischen Materialverhalten an. Man spricht in diesem Zusammenhang auch von einer Phasenverschiebung, welche sich aus dem Winkel  $\delta$  ergibt ( $0^\circ \leq \delta \leq 90^\circ$ ).

- Rein plastisches Materialverhalten:  $\delta=90$  [°],  $E'=0$ ,  $E^*=E''$
- Rein elastisches Materialverhalten:  $\delta=0$  [°],  $E''=0$ ,  $E^*=E'$

Insgesamt ist diese komplexe Darstellung der Steifigkeit in der Lage das viskoelastische Materialverhalten eines Kunststoffes ganzheitlich zu beschreiben. Einflüsse durch Temperatur und Belastungsgeschwindigkeit auf das Werkstoffverhalten können somit über die bloße Feststellung des Betrags der Steifigkeit hinaus noch Aussagen über die Veränderung der Viskoelastizität treffen.

#### *1.4.2.3.1) Messprinzip [21]*

Grundsätzlich werden bei der DMA Probekörper unterschiedlicher Geometrie einer schwingenden Belastung (Erregersignal) ausgesetzt und das sich darauf einstellende Materialverhalten (Antwortsignal) erfasst. Dabei werden zwei Messmethoden unterschieden, die kraft- und dehnungsgesteuerte Messung.

Bei der kraftgesteuerten Messung wird eine zyklisch angreifende Kraft vorgegeben, aus der sich ebenso die Belastungsspannung ergibt. Als Folge der Belastung gibt der Probekörper nach und verformt sich ebenfalls zyklisch. Hieraus wird die Dehnung bestimmt.

Bei der dehnungsgesteuerten Messung verfährt man genau umgekehrt. Die Probe wird um einen definierten Betrag verformt und es baut sich eine Spannung auf. Diese leitet sich aus der gemessenen Lagerkraft unter Berücksichtigung der Probengeometrie ab.

Ziel dieser beiden Methoden ist es, sowohl die Änderung des komplexen E-Moduls  $E^*$ , als auch die zeitliche Verschiebung zwischen der Belastung und der Systemantwort (Phasenverschiebung) zu ermitteln. Der Zusammenhang von Spannung  $\sigma$  und Dehnung  $\varepsilon$  ist am Beispiel eines kraftgesteuerten Schwingversuchs in Abb. 17 schematisch dargestellt.

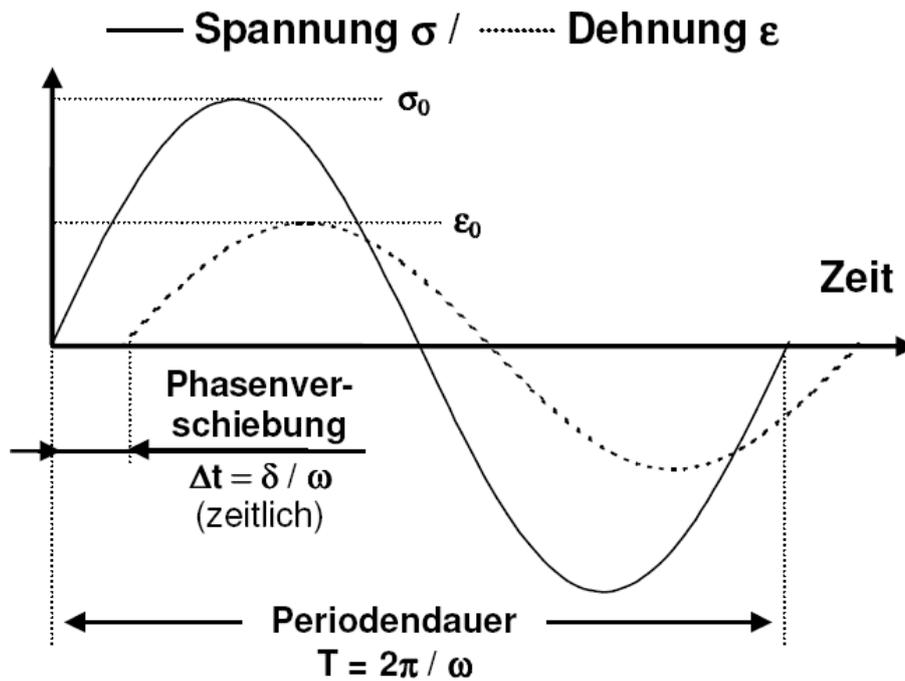


Abb. 17: Schematische Darstellung der Signale eines kraftgesteuerten Schwingversuchs [21]

1.4.2.3.2) Typische Probengeometrien und -halterungen [21]

Bei der DMA unterscheidet man die folgenden Versuchsanordnungen: (Abb. 18)

- Zug von länglichen, festen Probekörpern (a)
- Biegung von streifenförmigen, festen Probekörpern (b)
  - 3-Punkt Biegung (b1)
  - Eingespannte Biegung (b2)
- Kompression von weichen bis pastösen Proben (c)
- Scherung von weichen Probekörpern (d)

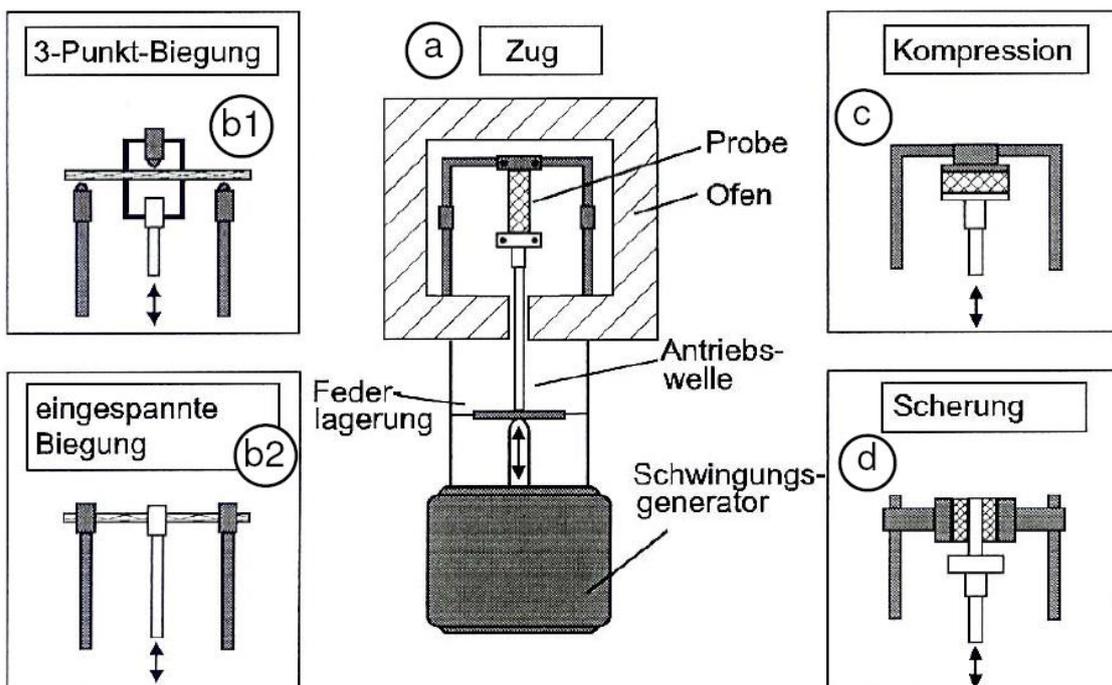


Abb. 18: Schematischer Aufbau einer vertikalen DMA Prüfvorrichtung mit den möglichen Probengeometrien und -halterungen [21]

Abgesehen von der Probenhalterung bestehen DMA-Geräte größtenteils aus einem vergleichbaren Aufbau. In einem Generator wird eine mechanische Schwingung erzeugt, die über eine vertikale Halterung die Probe linear belastet. Weitere Bestandteile sind Kraftmessdose zur Lagerkraftermittlung, sowie eine meist optische Einrichtung zur Erfassung der Probenverformung.

#### 1.4.2.3.3) Darstellung der Messergebnisse und deren Auswertung

Messergebnisse einer DMA sind typischerweise komplexer E-Modul  $E^*$ , Speicher- und Verlustmodul  $E'$  und  $E''$ , sowie der Verlustfaktor  $\tan \delta$ . Eine häufige Darstellungsweise dieser Daten ist in Abb. 19 zu sehen. Hier werden alle erfassten Größen aufgetragen. [21]

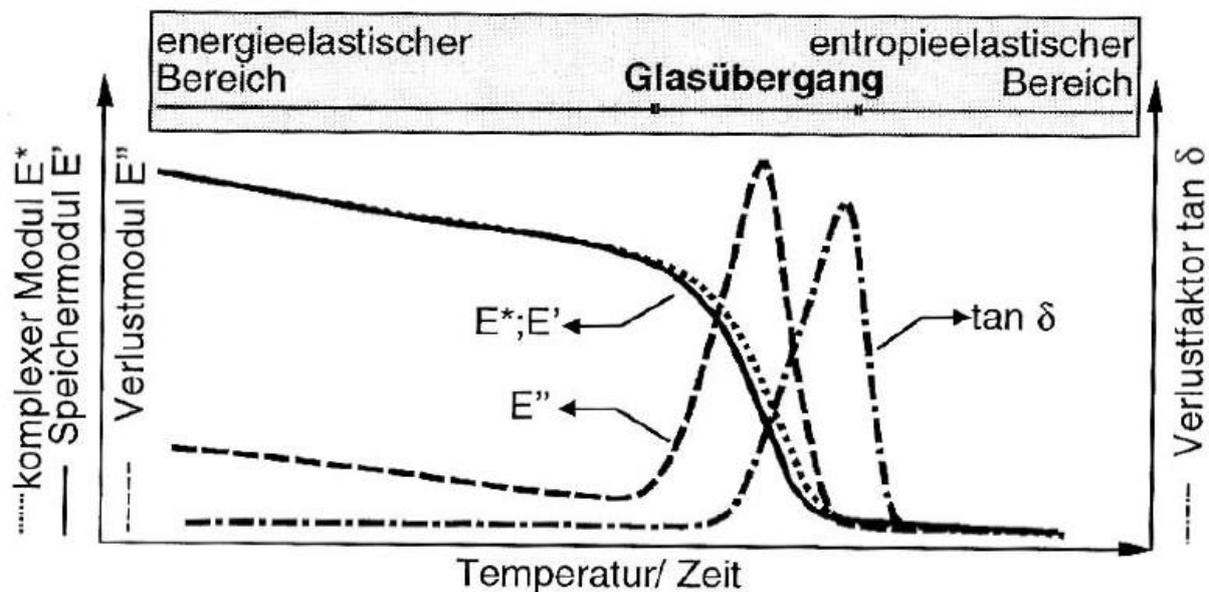


Abb. 19: Schematische Darstellung typischer DMA-Kurven eines amorphen Kunststoffes [21]

Unterhalb der Glasübergangstemperatur  $T_g$  sind komplexer- und Speichermodul recht hoch und nahezu identisch. Dies erklärt sich durch die sehr kleinen Belastungsamplituden, wodurch das Materialverhalten nahezu elastisch und der Verlustmodul daher sehr gering ist. Der Verlustfaktor ist somit ebenfalls klein. Ab dem Erreichen von  $T_g$  werden die intermolekularen Anziehungskräfte so schwach, dass eine signifikante Zunahme der Polymerkettenbeweglichkeit besonders an Knotenpunkten eintritt, was eine erhebliche Materialerweichung zur Folge hat. Dies bewirkt einen starken Abfall von  $E^*$  und  $E'$  und gleichsam einen immensen Anstieg von  $E''$  und  $\tan \delta$ , wobei der Verlustfaktor aber bei etwas höheren Temperaturen ansteigt. Bei weiter steigender Temperatur fallen jedoch alle Werte extrem ab, da die fortschreitende Erweichung schließlich zu einer kaum nennenswerten Steifigkeit führt. Die Abweichung von  $E^*$  zu  $E'$  während des Glasübergangs ist durch den erhöhten plastischen Anteil  $E''$  zu erklären. [21]

Die Glasübergangstemperatur  $T_g$  ist die Temperatur, bei der Polymere von dem hochviskosen oder gummielastischen, flexiblen Zustand in den glasartigen oder hartelastischen, spröden Zustand übergehen. Daher wird sie auch Erweichungstemperatur genannt. Jeder Kunststoff besitzt eine spezifische Glasübergangstemperatur, anhand derer er charakterisiert werden kann.

Das heißt, werden Kunststoffe unterhalb von  $T_g$  belastet, verhalten sie sich wie ein viskoelastischer Festkörper (energieelastischer Bereich). Bei Temperaturen größer als  $T_g$  erreicht das Material den entropieelastischen Bereich, das heißt der Werkstoff kann bereits gut verformt werden. Um den viskosen (plastischen) Bereich zu erreichen muss der Werkstoff oberhalb der Fließtemperatur  $T_s$  belastet werden. Erst ab diesem Bereich verhält sich der Werkstoff wie eine viskose Flüssigkeit. [7]

Abb. 20 zeigt am Beispiel von PS (Polystyrol) die Abhängigkeit des Schubmoduls von der Temperatur. Amorphe Kunststoffe weisen einen starken Abfall der Steifigkeit im Glasübergangsbereich auf und sind daher für die Anwendung als Führungselement ungeeignet.

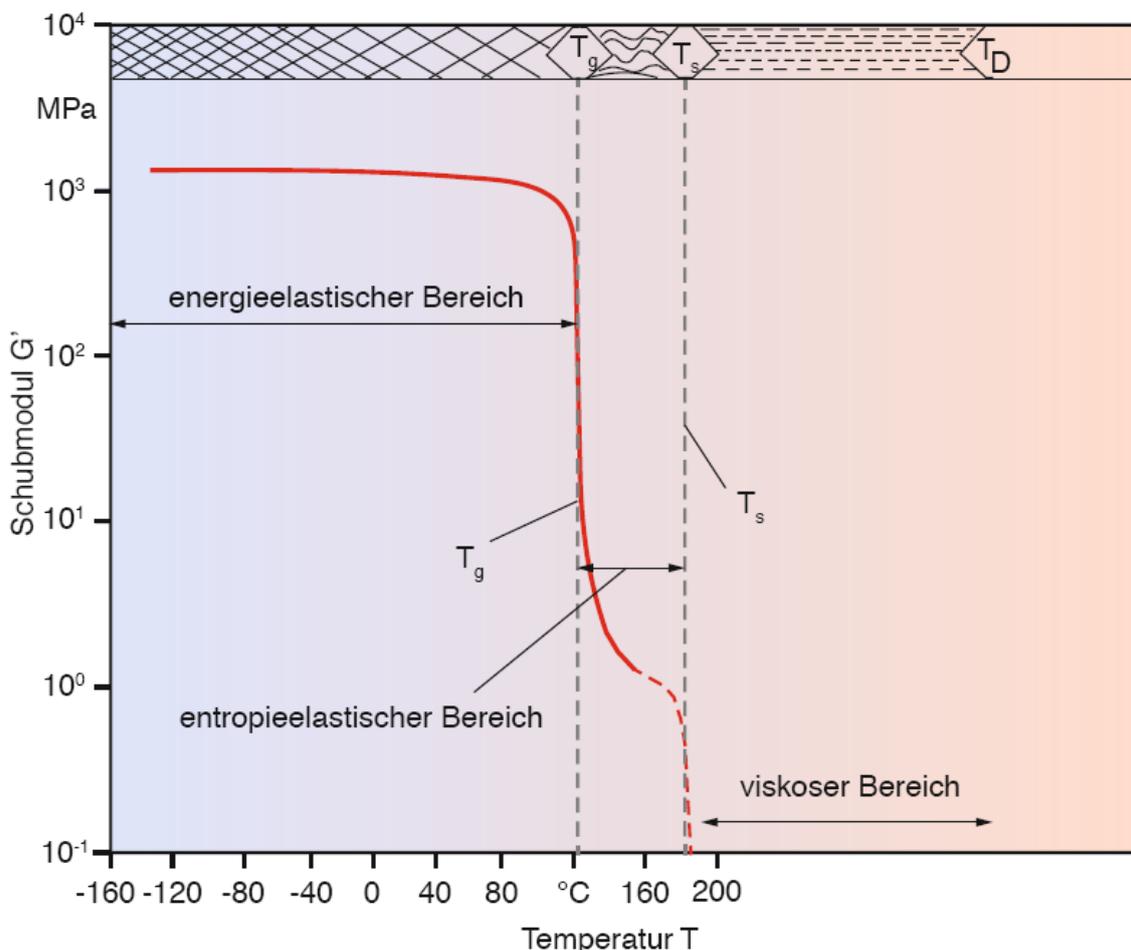


Abb. 20: Abhängigkeit des Schubmoduls von der Temperatur bei PS [7]

Teilkristalline Kunststoffe weisen einen geringeren Abfall der Steifigkeit mit der Temperatur auf und sind daher besser für den Einsatz als Führungselement geeignet. In Abb. 21 ist der Verlauf des Schubmoduls über die Temperatur für PE-HD (Polyethylen-high density) dargestellt. Es können wiederum drei Bereiche unterschieden werden. Unterhalb der Glasübergangstemperatur  $T_g$  verhält sich PE-HD spröde. Oberhalb der Schmelztemperatur  $T_m$  ist der Schubmodul vernachlässigbar gering und das Material kann fließen. Der interessante Bereich liegt zwischen  $T_g$  und  $T_m$ . Hier verhält sich das Material überwiegend wie ein zäher Festkörper.

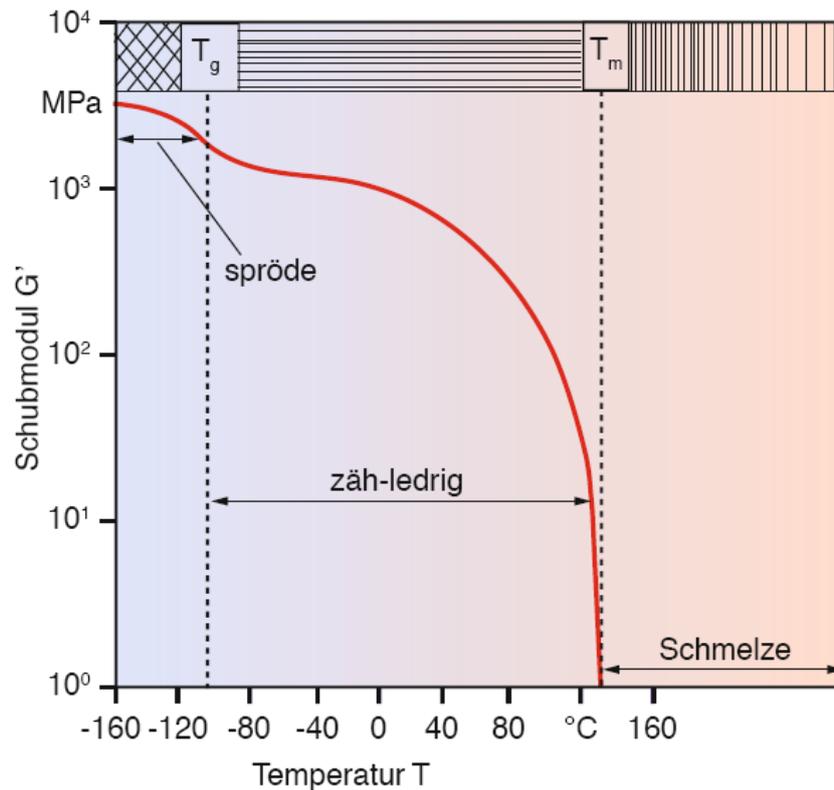


Abb. 21: Abhängigkeit des Schubmoduls von der Temperatur bei PE-HD [7]

Abb. 22 zeigt anhand von UP-Harz exemplarisch den Verlauf des Schubmoduls für Duroplaste. Sie haben infolge der starken Vernetzung der Moleküle im gesamten Bereich der Anwendung einen hohen Modul und niedrige Dämpfungswerte. Ihr Einsatzgebiet bei hohen Temperaturen wird durch den chemischen Abbau, nicht durch eine Erweichung begrenzt. Verstärkungsfasern erhöhen den Schubmodul und damit auch den Bereich des Abfalls signifikant. [7]

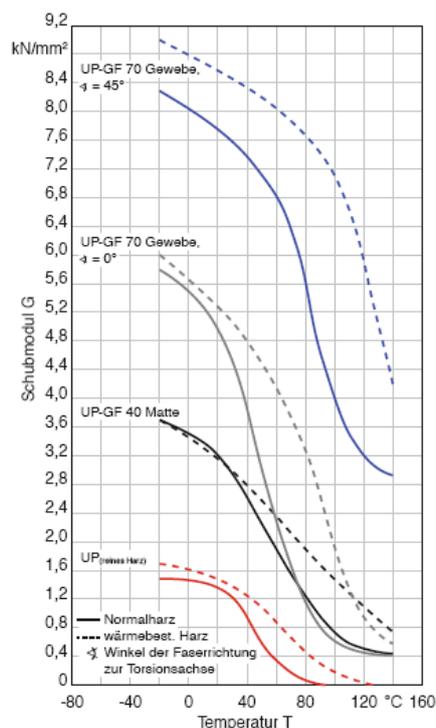


Abb. 22: Abhängigkeit des Schubmoduls von der Temperatur für verstärktes UP-Harz. [7]

Auch die Gewebeausrichtung hat einen großen Einfluss auf die Eigenschaften (Abb. 22). Mit einem Gewebewinkel von  $45^\circ$  lässt sich der Schubmodul nochmals um 25% im Vergleich zu  $0^\circ$  steigern. Das heißt, das Gewebe muss immer an die Belastungssituation angepasst werden (z.B.: Führungselement – Belastung sollte normal zum Gewebe wirken).

Abb. 23 zeigt wie sich die Belastungsgeschwindigkeit auf die Ergebnisse aus der DMA auswirkt. Man erkennt, dass sich die Glasübergangstemperatur  $T_g$  bei höherer Belastungsgeschwindigkeit zu höheren Temperaturen verschiebt. Das heißt, dass der Speichermodul  $E'$  bei höherer Belastungsgeschwindigkeit erst bei höheren Temperaturen abfällt.

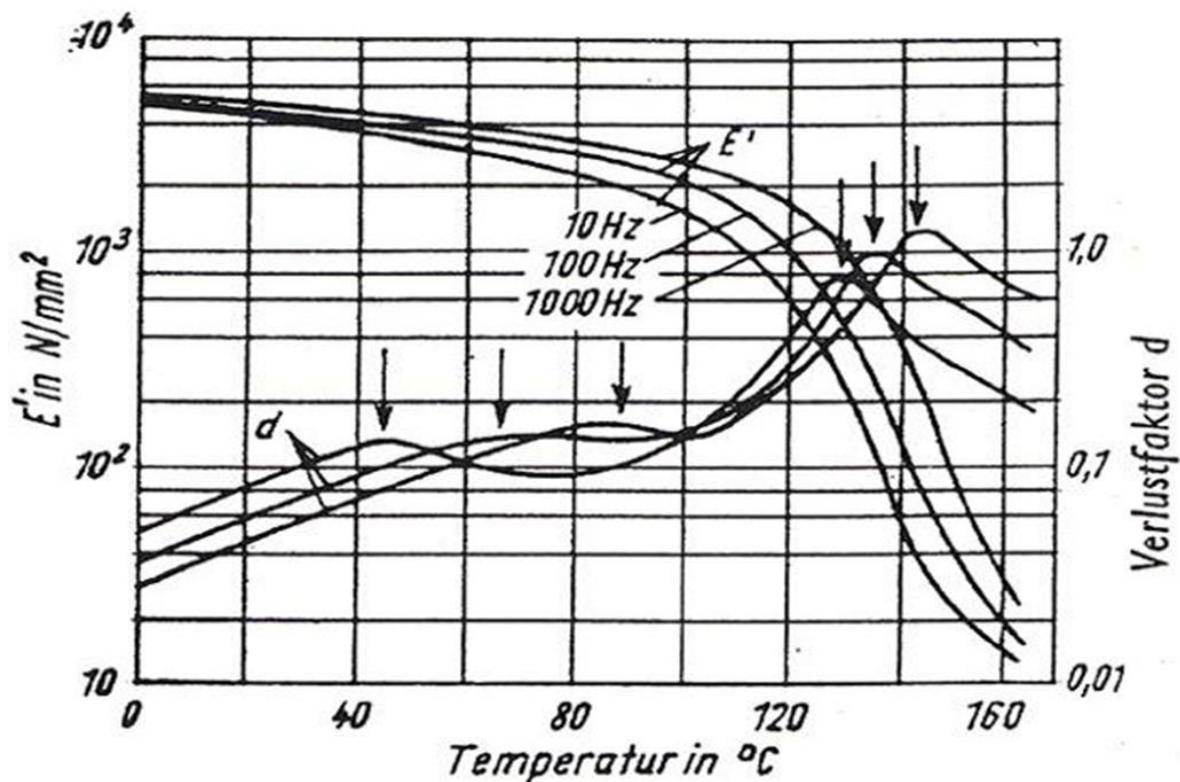


Abb. 23: Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit (Frequenz) auf die Ergebnisse in der DMA [7]

#### 1.4.2.4) Langzeitige Temperatureinwirkung [7]

Das Verhalten bei langzeitiger Temperatureinwirkung kann in Kurzzeitversuchen nicht ermittelt werden, da hierbei zeitabhängige Alterungs- und Relaxationsprozesse eine Rolle spielen.

Wirken zusätzlich zur Temperatur noch mechanische Spannungen oder Verformungen, so kann das Verhalten der Kunststoffe nur aufgrund der Ergebnisse von Zeitstand- oder Entspannungsversuchen bei den entsprechenden Temperaturen (eventuell noch unter Einwirkung von in der Praxis vorkommenden Medien) beurteilt werden, siehe Kapitel 1.4.1.4.

### 1.4.3) Verhalten gegen Umwelteinflüsse

In der praktischen Anwendung werden Kunststoffe außer mechanischen Beanspruchungen auch Umwelteinflüssen wie Chemikalien, Bewitterung, energiereicher Strahlung oder einem Brandgeschehen ausgesetzt, die ihr Verhalten wesentlich beeinflussen können. Hierbei kann es von Bedeutung sein, ob mechanische und Umwelteinflüsse gleichzeitig einwirken oder nicht. [7]

Im Kontakt mit festen Stoffen, Gasen und Flüssigkeiten können diese Stoffe oder Bestandteile bis zur Erreichung eines Gleichgewichtszustandes in das Polymergefüge eindringen und dadurch die intermolekularen Bindungskräfte reduzieren und die Beweglichkeit der Moleküle steigern. Die Folgen sind ein Absinken des Elastizitätsmoduls, der Härte, der Festigkeit, eine Erniedrigung der Glasübergangstemperatur sowie die Beeinflussung elektrischer und physikalischer Eigenschaften. Diese Vorgänge sind physikalischer Natur und meist reversibel, sofern aus dem Kunststoff keine Bestandteile herausgelöst werden oder sich die Struktur, z. B. durch Sekundärkristallisation, nicht ändert. [7]

Da vor allem bei Polyamid die Feuchtigkeitsaufnahme ein wichtiger Aspekt ist, zeigt Abb. 24 die Wasseraufnahme in Abhängigkeit von der relativen Feuchtigkeit unterschiedlicher Polyamide.

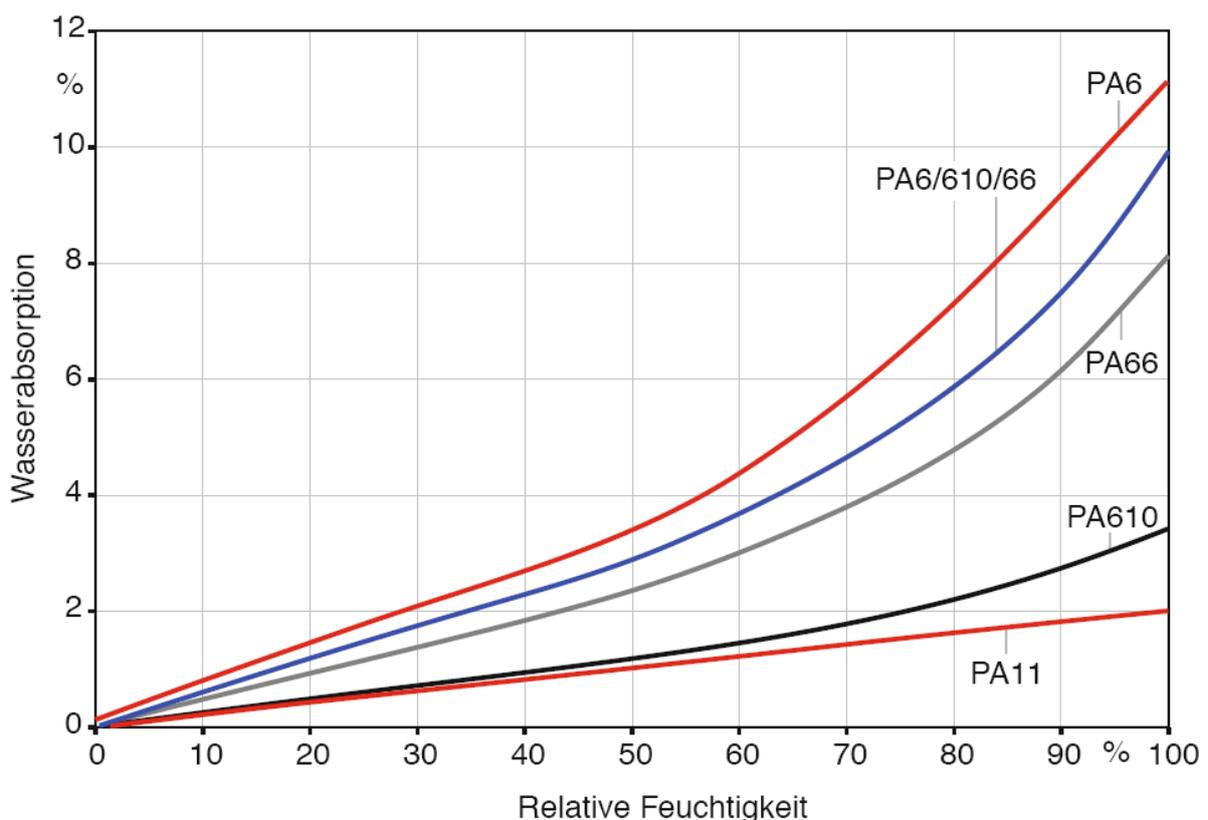


Abb. 24: Gleichgewichts-Wasseraufnahme in Abhängigkeit von der relativen Luftfeuchte von Polyamiden [7]

Um die Auswirkungen der Wasserabsorption auf die mechanischen Eigenschaften zu zeigen, ist in Abb. 25 ein Spannungs-Dehnungs-Diagramm für konditioniertes PA 6 bzw. getrocknetes PA 6 dargestellt. Ursache für die Eigenschaftsänderungen ist die feuchteabhängige Glasübergangstemperatur, die entsprechend ober- und unterhalb der Raumtemperatur liegen kann. [7]

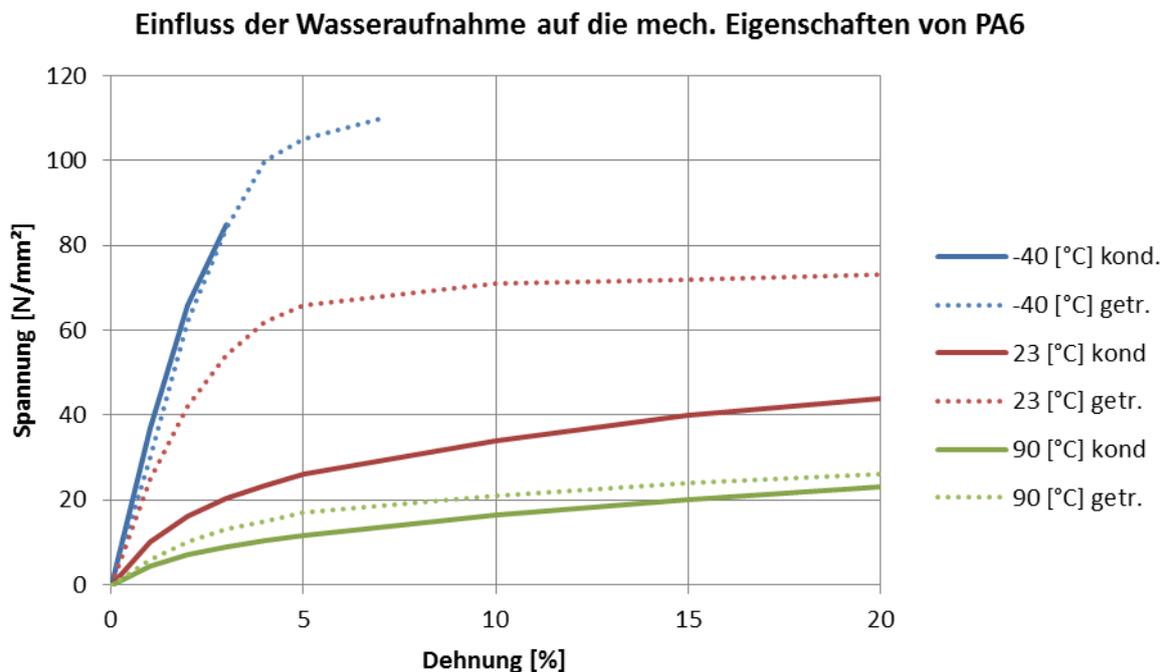


Abb. 25: Spannungs-Dehnungs-Diagramm für PA 6 (konditioniert, 4% Wasseranteil) bzw. PA 6 (getrocknet) [10]

Man erkennt, dass sich die Steifigkeiten des getrockneten im Vergleich zum konditionierten PA 6 vor allem bei Raumtemperatur (23 [°C]) doch massiv unterscheiden. Durch die Wasseraufnahme befindet sich der Glasübergang beim konditionierten PA 6 bei einer niedrigeren Temperatur, was in einer frühzeitigen Steifigkeitsabnahme resultiert.

Konditioniert heißt, dass das Polyamid im Ofen getrocknet wurde und anschließend für eine bestimmte Zeit, unter bestimmter Luftfeuchtigkeit bei Raumtemperatur ausgelagert wurde. Dadurch stellt sich ein gewisser Wasseranteil im Polyamid ein. Getrocknet heißt in diesem Fall, dass sich kein Wasser im Kunststoff befindet.

Mit der Wasseraufnahme ist auch eine Volumenvergrößerung verbunden. Für isotrope Kunststoffe kann man als Richtwert annehmen, dass die sich aus der Quellung ergebende lineare Quelldehnung  $\epsilon_q$  um den Faktor 0,3 kleiner ist als die Wasseraufnahme. Bei glasfaserverstärkten Produkten wird die Dehnung besonders in Richtung der Fasern behindert, so dass sie in Orientierungsrichtung kleiner ist als in Dickenrichtung einer Platte. [7]

Auch der Anteil der Füllstoffe und Verstärkungsfasern hat einen Einfluss auf die Wasseraufnahme. Abb. 26 zeigt wie sich die Wasseraufnahme in Abhängigkeit des Glasfaseranteils für PA 6 bzw. PA 66 ändert.

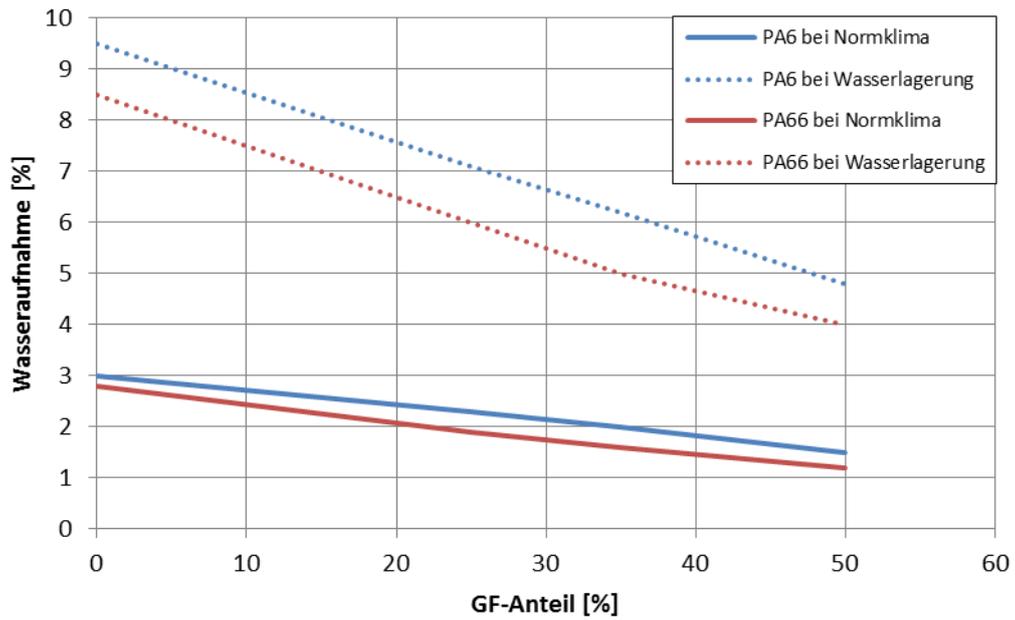


Abb. 26: Einfluss des Glasfaseranteils auf die Wasseraufnahme von PA6 bzw. PA66 [24]

Man erkennt, dass sich die Wasseraufnahme von Polyamid mit steigendem Glasfaseranteil reduziert, was eine geringere Eigenschaftsänderung (z.B. Steifigkeitsabnahme) bedeutet.

### 1.4.4) Reibungs- und Verschleißverhalten

Das Reibungs- und Verschleißverhalten sind Ergebnisgrößen des sogenannten tribologischen Systems. Auf das tribologische System wirken äußere Einflüsse wie Temperatur, Umgebungsmedien (Feuchte, Schmierstoffe, Verunreinigungen, etc.), die Bewegungsart (Gleiten, Wälzen, etc.) u. v. m. [7]

Wenn sich zwei oder mehrere Flächen berühren und zueinander eine Relativbewegung ausüben entsteht Reibung. Aus der Reibung resultiert Verschleiß. Die tribologischen Eigenschaften eines Materials sind meist nicht ausreichend um das Verhalten in der Anwendung zu beschreiben, da immer die Wechselwirkung der Werkstoffe welche in Kontakt stehen betrachtet werden muss. Für Führungselemente bedeutet das, dass sowohl die tribologischen Eigenschaften des Führungselementes als auch die der Gegenlauffläche miteinbezogen werden müssen. Auch die Schmierverhältnisse zwischen den Komponenten spielt eine große Rolle. Um ein Gefühl für unterschiedliche Materialkombinationen zu erhalten zeigt Abb. 27 den Reibkoeffizienten  $\mu$  (Reibzahl f) für geläufige Lagerkombinationen. [11]

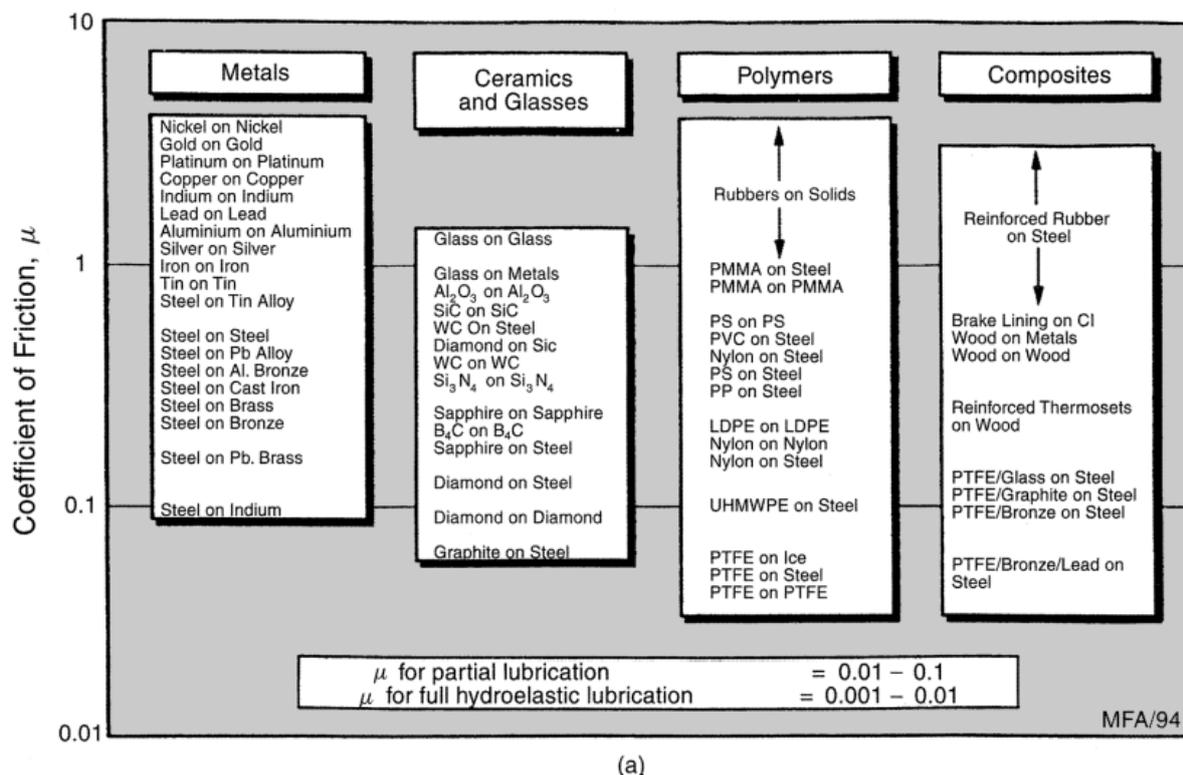


Abb. 27: Reibungskoeffizient  $\mu$  für geläufige Lagerkombinationen [11]

Man erkennt, dass der Reibungskoeffizient  $\mu$  sehr stark von der Materialpaarung und den Schmierungsverhältnissen abhängt. Die Bestimmung des Reibungskoeffizienten ist daher sehr schwierig. Die Einflüsse auf die Reibung bzw. den Verschleiß sind in den nachfolgenden Kapiteln erläutert.

### 1.4.4.1) Reibung

Bei der Relativbewegung zweier sich berührender Körper resultiert eine Widerstandskraft entgegen der Bewegungsrichtung. Diese Widerstandskraft bezeichnet man als Reibung. Man unterscheidet die Widerstandskraft gegen die Einleitung einer Relativbewegung (Haftreibung, solange noch keine Bewegung auftritt) und deren Aufrechterhaltung (Gleitreibung, nach Eintritt der Bewegung). Die Haftreibung wird durch die statische und die Gleitreibung durch die dynamische Reibungszahl  $f$  beschrieben. [7]

Als Reibungsmechanismen werden die im Kontaktbereich zweier Körper auftretenden bewegungshemmenden, also energiedissipierenden Elementarprozesse bezeichnet. Die Anzahl der Mikrokontakte nimmt etwa linear proportional mit der Normalkraft  $F_N$  [N] zu. Jeder Kontakt stellt einen elementaren Bewegungswiderstand dar. Je nach Art des Kontaktvorgangs ergeben sich unterschiedlich hohe Elementarwiderstände. Die Summe aller Elementarwiderstände bildet die Reibungskraft  $F_R$  [N]. [7]

Das Reibungsverhalten von Kunststoffen auf metallischen Oberflächen kann vereinfacht nach zwei Reibungsmechanismen, der Adhäsion und Deformation in der Kontaktfläche, unterschieden werden. Der adhäsive Einfluss, also die molekularen Bindungskräfte zwischen 2 Körpern, nimmt mit steigender Rauheit der metallischen Oberfläche ab, da die Kontaktfläche geringer wird. Im Gegensatz dazu steigt der Einfluss der Deformation durch die größere Anzahl der Rauheitsspitzen. (Rauheitsspitzen vergraben sich im Kunststoff) Diese Effekte sind gegenläufig, so dass Reibungswiderstandsminima (Abb. 28) existieren. [7]

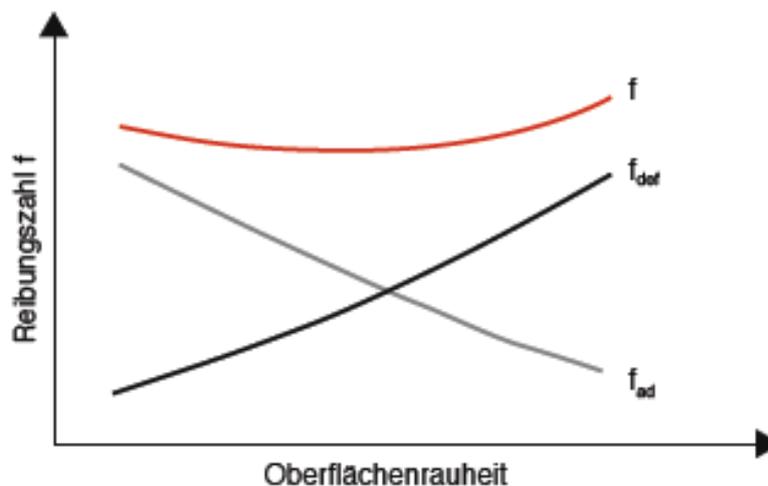


Abb. 28: Einfluss der Oberflächenrauheit des metallischen Partners auf den adhäsiven und deformierbaren Anteil der Reibungszahl [7]

Der Zusammenhang zwischen Normalkraft  $F_N$  und Reibkraft  $F_R$  wird mit dem Coulombschen Reibungsgesetz (3) beschrieben. Die Reibungszahl  $f$  setzt sich aus den adhäsiven und den deformierbaren Teil zusammen (4).

$$F_R = f * F_N \quad (3)$$

$$f = f_{adh} + f_{def} \quad (4)$$

### 1.4.4.1.1) Stick-Slip Effekt

Bei Systemen mit geringen Steifigkeiten und großen Schwankungen zwischen statischer und dynamischer Reibungszahl (Abb. 29) treten selbsterregende Reibungsschwingungen auf. Durch das Verformen und anschließende Zurückschnellen des Bauteils entstehen Schwankungen der Reibungszahlen, was sich durch Geräuscentwicklung und Wärmeentstehung äußert. Dieser Effekt wird Ruckgleiten oder Stick-Slip Effekt genannt. [7]

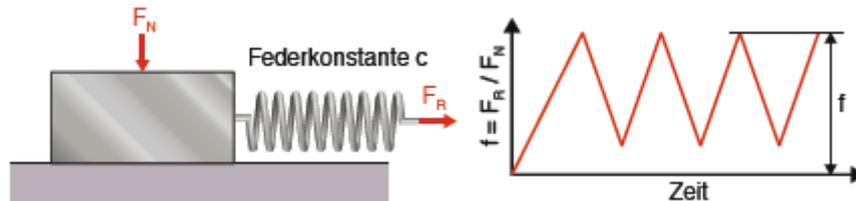


Abb. 29: Stick-Slip Effekt: links: physikalische Darstellung, rechts: schwankende Reibungszahl [7]

In einem Hydraulikzylinder tritt der Stick-Slip Effekt vor allem bei niedrigen Verfahrgeschwindigkeiten auf, da die Reibkraft mit kleiner werdender Relativgeschwindigkeit zwischen den bewegten Bauteilen ansteigt (Abb. 30). Bei allen Hydraulikzylindern wird innerhalb eines Arbeitshubes ein Bereich niedriger Geschwindigkeiten durchfahren, zumindest beim Anfahren und Abbremsen. Wird dieser Bereich relativ schnell durchfahren, so wird Stick-Slip nahezu nicht wahrgenommen und stellt für den Betrieb auch kein wesentliches Problem dar. Anders ist die Situation jedoch bei Anlagen, bei denen eine langsame Verfahrbewegung notwendig ist. So ist z.B. ein Ruckgleiten im Anfahr- und Abbremsbereich bei hydraulischen Zylindern von Liftanlagen äußerst störend oder kann Stick-Slip von Vorschubzylindern bei Stranggussanlagen zu Rattermarken am Endprodukt führen. Positionieraufgaben des Zylinders bei langsamer Annäherung an die Endlage werden wesentlich erschwert bzw. teilweise unmöglich, wenn Stick-Slip auftritt. [22]

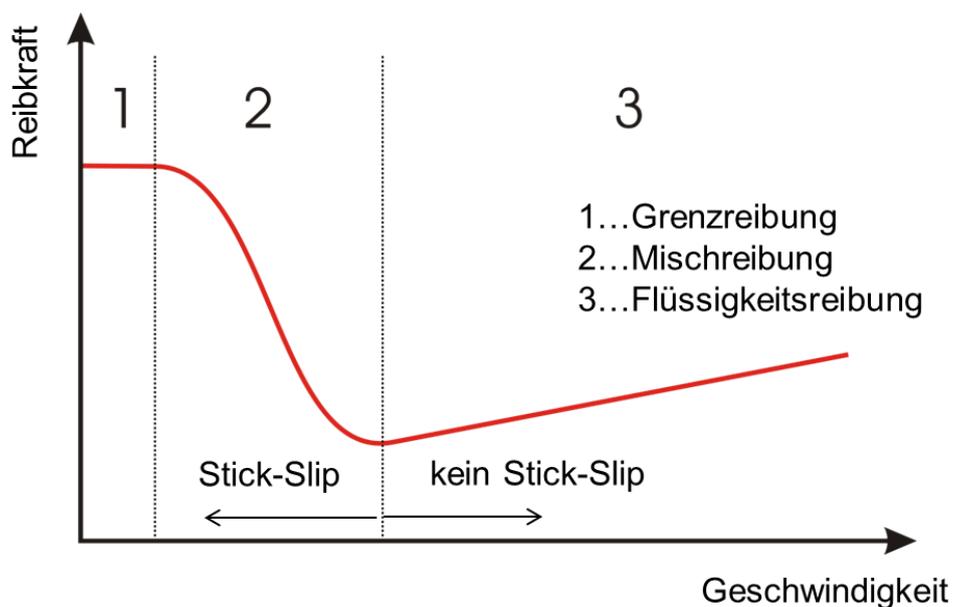


Abb. 30: Stribeck-Kurve [23]

Die Ursache für Stick-Slip liegt in der Wechselwirkung zwischen dem ohnehin komplexen tribologischen System im Dicht- bzw. Führungsspalt und dem Steifigkeitsverhalten des gesamten Antriebsstranges einer Anlage. Neben dem Dicht- und Führungssystem ist auch die Kompressibilität, der Anteil an nicht gelöster Luft und die Viskosität des Öls ein wesentlicher Einflussfaktor. Aus Werkstoffsicht wirkt eine hohe Härte und Steifigkeit der Stick-Slip Neigung entgegen. Auch die Temperatur in einem Hydraulikzylinder hat einen Einfluss auf das Ruckgleiten, da mit zunehmender Temperatur der Werkstoff an Steifigkeit verliert und sich die Viskosität des Öls ändert, was in einer sinkenden Schmiereigenschaft resultiert. [22]

#### 1.4.4.2) Verschleiß

Verschleiß bedeutet fortschreitender Materialabtrag. Er entsteht durch mechanische und/oder chemische Beanspruchung an der Oberfläche. Es existieren mehrere Möglichkeiten, den Verschleiß als messtechnische Größe anzugeben. Abb. 31 veranschaulicht die Messgröße „linearer Verschleißbetrag“  $w_l$ . [7]

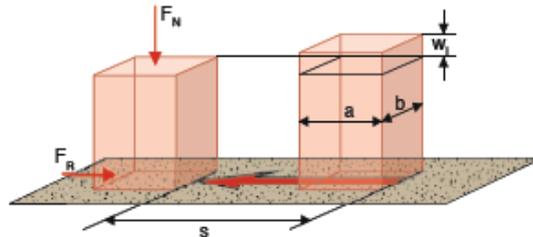


Abb. 31: Schematische Darstellung zur Bestimmung des lin. Verschleißbetrages  $w_l$  [7]

Die volumetrische Verschleißrate  $w_{V/s}$  wird definiert als Quotient aus volumetrischen Verschleißbetrag  $w_V (=w_l \cdot a \cdot b)$  und Gleitweg  $s$  (5).

$$w_{V/s} = \frac{w_V}{s} [m^2] \quad (5)$$

Die spezifische Verschleißrate  $w_s$  ist die volumetrische Verschleißrate  $w_{V/s}$  bezogen auf die Kontaktfläche zwischen den beiden Körpern (6).

$$w_s = \frac{w_{V/s}}{A_N} [-] \quad (6)$$

Das Verschleißverhalten eines Werkstoffes wird in der Regel durch den Verschleißkoeffizienten  $k$ , welcher die volumetrische Verschleißrate in Bezug zur Normalkraft  $F_N$  setzt, angegeben (7).

$$k = \frac{w_{V/s}}{F_N} \left[ \frac{m^2}{N} = \frac{1}{MPa} \right] \quad (7)$$

Da die Normalkraft  $F_N$  das Produkt aus Flächenpressung  $p$  und Kontaktfläche  $A_N$  ist, kann der Verschleißkoeffizient auch anders ausgedrückt werden (8).

$$k = \frac{w_s}{p} \left[ \frac{1}{MPa} \right] \quad (8)$$

Der Verschleißkoeffizient  $k$  wird dabei in Versuchen für unterschiedliche Materialkombinationen ermittelt. Ein großer Verschleißkoeffizient bedeutet hohen Verschleiß.

### 1.4.4.2.1) Tribologische Eigenschaftsänderungen durch Füllstoffe und Strahlenvernetzung

Durch den Einsatz von Verstärkungsfasern kann man die tribologischen Eigenschaften des Werkstoffes beeinflussen. Wichtig ist dabei, dass die Haftung zwischen Fasern und Matrix sichergestellt ist. Brechen Fasern aus der Polymermatrix aus, wirken sie abrasiv und erhöhen den Verschleiß der Gegenauflfläche. Durch den Einsatz von Füllstoffen wie z.B. Grafit oder PTFE können Reibung und Verschleiß reduziert werden. Die Strahlenvernetzung bewirkt eine Verschiebung der Glasübergangs- und Schmelztemperatur so dass die Werkstoffe höher thermisch und tribologisch belastet werden können. [7]

Tab. 2 zeigt die Einflüsse von Verstärkungsfasern und Strahlenvernetzung (Einwirkung energiereicher Strahlung bewirkt Vernetzung der Makromoleküle) auf die tribologischen Eigenschaften.

Tab. 2: Tribologische Eigenschaftsänderungen durch Füllstoffe und Strahlenvernetzung [7]

	Verschleiß Polymer	Verschleiß Reibpartner	Reibung	Stick-Slip	Hinweise
Glasfasern GF	↓ (PA)*	↑↑	↑↑	-	* abhängig von Faser-Matrix-Haftung
Glaskugeln GK	↑↑ (POM)*				
Kohlenstofffasern CF	↓↓	↑	↓	-	
Aramidfasern	↓↓	-	↓	-	gut geeignet für weiche metallische Reibpartner (Aluminium, Messing, Bronze)
Grafit	↓↓*	-	↓↓*	-	* insbesondere bei feuchter Umgebung
MoS <sub>2</sub>	↓*	-	↓*	-	* insbesondere bei niedriger Feuchte/Vakuum
PTFE (TF), PE	↓↓*	-	↓↓*	↓↓*	* wenn das Matrixpolymer polar ist (POM, PA, PBT, etc.) sind diese unpolaren Füllstoffe tribologisch vorteilhaft
Silikonöl Si	↓↓*	-	↓↓*	↓↓*	gut bei hohen Lagergeschwindigkeiten, migrieren an die Oberfläche * wenn Matrix polar
Strahlenvernetzung X	↓(↓↓*)	-	↑	-	* Strahlenvernetzung verhindert das Schmelzen des Werkstoffs, d. h. höhere tribologische und thermische Lasten können ertragen werden. Die Bestrahlung erhöht zudem die Oberflächenspannung (Reibung).

Im Falle von POM wirkt eine Glasfaserverstärkung nachteilig auf das Reibungs- und Verschleißverhalten, da die Glasfasern im Reibkontakt aus dem Kunststoff gelöst werden können und als abrasive Reibpartikel erhöhten Verschleißzuwachs verursachen. [7]

Die Glasfaserverstärkung von PA reduziert aufgrund der sehr hohen Faser-Matrix-Anhaftung den resultierenden Verschleiß erheblich, bewirkt jedoch eine hohe abrasive Wirkung auf den Reibpartner. [7]

Grundsätzlich gilt, das POM sehr gut bei glatten metallischen Oberflächen ( $R_z = 1-2 \text{ } [\mu\text{m}]$ ) und PA bei rauen Oberflächen ( $R_z = 2,5-3,5 \text{ } [\mu\text{m}]$ ) geeignet ist. [7]

Bei Hochtemperatur Thermoplasten wie PEEK (Polyetheretherketone) sind Verstärkungsstoffe meist empfehlenswert, da die mechanischen Eigenschaften z. B. durch Kohlenstofffasern deutlich gesteigert werden können. Zudem stehen diese hochwertigen Verstärkungsstoffe in einem guten Verhältnis zum Werkstoffpreis. [7]

### 1.5) Mitbewerber-Analyse – Stand der Technik 2015

Um einen Überblick über die derzeit verwendeten Führungselemente zu bekommen, wurde eine Mitbewerber-Analyse durchgeführt. Tab. 3 zeigt unterschiedliche Hersteller mit ihren Angaben zu Führungsringprodukten. Dabei setzen alle Führungsringhersteller bis auf Merkel auf rechteckige Querschnitte mit Fase oder Radius an den Kanten, da dadurch die größten projizierten Flächen erreicht werden. Merkel bietet neben rechteckigen Profilen auch Führungselemente mit konvexer Profilierung (Guivex – SBK bzw. KBK) an. Dies führt zu einer besseren Spannungsverteilung bei einer Winkelfehlstellung und zu höheren zulässigen Werten der Flächenpressung  $p_{\max}$  (siehe Kapitel 1.5.1).

Tab. 3: Derzeit verwendete Führungsringwerkstoffe und deren Einsatzgrenzen

Firma	Bezeichnung	Werkstoff	$v_{\max}$ [m/s]	T [°C]	$p_{\max}$ (bei T) [N/mm <sup>2</sup> ]
Trelleborg	Slydring	T47 (PTFE+Bronze)	15	-60...150	15 (25°C)
		T51 (PTFE+Kohle)			12 (80°C)
		M12 (PTFE+Mineralfasern)			8 (120°C)
		Z80 (UHMW-PE)	2	-60...80	25 (25°C)
		Z81 (UHMW-PE, FDA konform)			8 (60°C)
		HM061 (POM+GF)	0,8	-40...110	40 (25°C) 25 (<60°C)
		HM062 (PA66+GF+PTFE)	1	-40...130	75 (<60°C) 40 (>60°C)
		C320 (Thermoset Polymer+Kunststoffgewebe+Graphit)	1	-60...120	100 (25°C) 50 (>60°C)
		C380 (Polymer+Gewebe+PTFE)			
		C932 (Phenolharz+Baumwolle)			
Merkel	KF/SF	PTFE+Bronze	k.A.	-40...200	15 (20°C) 7,5 (80°C) 5 (120°C)
	KB/SB	HG517 (Gewebeverbund)	k.A.	-40...120	50 (60°C)
		HG600 (Gewebeverbund)			25 (100°C)
		HG650 (Gewebeverbund)			80 (60°C)
	KBK/SBK	HG517 (Gewebeverbund)			60 (100°C)
HG650 (Gewebeverbund)					
Parker	F3	PTFE+40%Bronze	5	-100...200	12 (20°C) 5,5 (100°C)
		PTFE+60%Bronze			14 (20°C) 6,5 (100°C)
		PTFE+25%Bronze			k.A.
	FR	Phenolharz+Baumwollgewebe	0,5	-50...130	k.A.
		Phenolharz+Polyestergewebe+PTFE			
Dichtomatik	FB 01	PTFE+Bronze	15	-60...200	15
	FB 05	Phenolharz+Synthesefaser+PTFE	1	-50...130	350
	FRS 06	POM	1	-30...110	35

Firma	Bezeichnung	Werkstoff	$v_{\max}$ [m/s]	T [°C]	$p_{\max}$ (bei T) [N/mm <sup>2</sup> ]	
Hallite	87	PTFE+Bronze	5	-50...200	20* (23°C) 9* (80°C)	
	506	Polyesterharz+ Polyestergewebe+ PTFE	0,1 (100bar) 1 (60bar) 5 (8bar)	-40...120	115 (23°C) 58 (80°C)	
	533	PA66+GF	5	-40...120	30*	
Hansa Flex	GT	PTFE+Bronze	15	-100...200	2,5	
	E-GTP1/I-GTP1	Phenolharz+ Synthesefaser+ PTFE	1	-40...130	50	
	E-GTP/I-GTP	Phenolharz+ Baumwollgewebe	1	-40...120	35	
	GTH	Polyesterharz+ Synthesefaser+ Graphit	1	-40...130	50	
	E-DWR/I-DWR	POM+GF	0,8	-30...110	15 (20°C) 10 (100°C)	
S.F.K	KT-100	Phenolharz+ Baumwollgewebe	1	-40...120	270*	
	KT-102	Phenolharz+ Baumwollfeinstgew.			290*	
	KT-200	Phenolharz+ Kunststoffgewebe			345*	
	KT-200T	Phenolharz+ Kunststoffgewebe+ PTFE	0,8	-50...120	320*	
	KT-500	Polyesterharz+ Polyestergewebe+ MoS <sub>2</sub>	1	-50...130		
	KT-500T	Phenolharz+ Polyestergewebe	0,8	-50...120	270*	
	TP		PTFE+Bronze	15	-60...200	5-25*
			PTFE+Kohle			
			PTFE+Kohle/Graphit			
FPO/WR/WR-I	POM+GF	0,8	-40...110	40* (25°C) 25* (60°C)		
Kastas	K73	Polyesterharz+ Synthesefasern+ PTFE	1	-40...120	330*	
	K75	Phenolharz+ Synthesefasern+ PTFE		-40...130	345*	
	K76	Phenolharz+ Polyesterfasern		-40...120	270*	
	K72	Phenolharz+ Baumwollfasern			275*	
	K78	Phenolharz+ Aramidfasern+ Graphit	5	-40...200	344*	
	K70	POM	1	-40...100	30*	
	K68	POM+GF	1		40*	
	KKT	PTFE+Kohle	15	-200...200	25*	
KBT	PTFE+Bronze	15	25*			

Firma	Bezeichnung	Werkstoff	$v_{\max}$ [m/s]	T [°C]	$p_{\max}$ (bei T) [N/mm <sup>2</sup> ]
Chesterton	18K	PA6+40%GF	1,25	-40...120	159*
	WR	Ungefülltes PEEK	1	-45...175	138*
		PEEK+GF	1	-40...175	179*
		POM	1	-31...73	55*
		PA6+MoS2	1	-40...105	97*
Techno Parts	FB2, FB3	PTFE+Kohle	5	-100...200	13 (20°C) 8 (60°C) 6 (100°C)
		PTFE+Bronze	5		11 (20°C) 7 (60°C) 5 (100°C)
		mod. PTFE+Bronze	5		
	FÜB, FÜA	Phenolharz+ Baumwollgewebe	0,5	-30...120	125 (22°C) 75 (80°C) 63 (100°C)
		Polyesterharz+ Polyestergewebe+ PTFE			
		Polyesterharz+ Polyestergewebe+ Graphit			
	FD1, FDL	Stahlrücken+ Sinterbronze+ PTFE/Blei	2	-200...280	140 (statisch)
		Bronzerücken+ Sinterbronze+ PTFE/Blei			
	FE1, FE2, FE3	Zinnbronze	2	-100...200	120 (statisch)
	FG1	Stahlrücken+ Sinterbronze+ Polyacetal	2,5	-40...90	140 (statisch)

\*Druckfestigkeit statisch nach DIN 53454 bzw ISO 604

Betrachtet man die Tabelle kann zusammenfassend gesagt werden, dass vier Gruppen von Führungselementmaterialien verwendet werden:

- PTFE mit unterschiedlichen Füllungen (Bronze, Kohle, Graphit, Glasfasern)
- Standardthermoplaste (POM, PA, UHMW-PE) mit/ohne Füllstoffen bzw. Verstärkungsfasern
- Hochleistungsthermoplaste (PEEK)
- Faserverstärkte Verbundmaterialien (Harz+Gewebe+Schmierstoffe)
- Metallische Werkstoffe (Bronze, Verbundwerkstoffe)

Im Kapitel 4.4.4 werden gemeinsam mit den Ergebnissen aus der Werkstoffwahl die Eigenschaften sowie die Einsatzgebiete dieser 4 Werkstoffgruppen näher erläutert.

### 1.5.1) Geometrie der Führungselemente

In Abb. 32 sind unterschiedliche Geometrien von Führungselementen dargestellt. Als Standardgeometrie hat sich der Profiltyp 1 durchgesetzt, da man mit dem rechteckigen Querschnitt die größte Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenauflage erreicht (größte aufliegende Breite  $B_{proj}$ ). Der Profiltyp 2 stellt die von Merkel entwickelte Guivex Geometrie dar. Durch die konvexe Profilierung wird vor allem bei Winkelfehlstellungen eine bessere Spannungsverteilung (geringere Spannungsspitzen an den Ecken) erreicht (Abb. 33). Die Geometrien 3 – 8 sind Sonderbauformen und werden nur dann verwendet, wenn zusätzliche Anforderungen (z.B. Stützfunktion für das Dichtelement, Einbauraum erfordert axiale Sicherung) an das Führungselement gestellt werden. Der große Nachteil der Sonderbauformen ist, dass immer nur ein sehr kleiner Anteil der Breite in die Berechnung der Kontaktfläche miteinfließt. Dabei gilt, je kleiner der Anteil der tragenden Breite ( $B_{proj}$ ) desto kleiner die Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenauflage. Eine kleine Kontaktfläche bedeutet hohe Spannungsspitzen, welche zum Bruch des Führungselementes führen können.

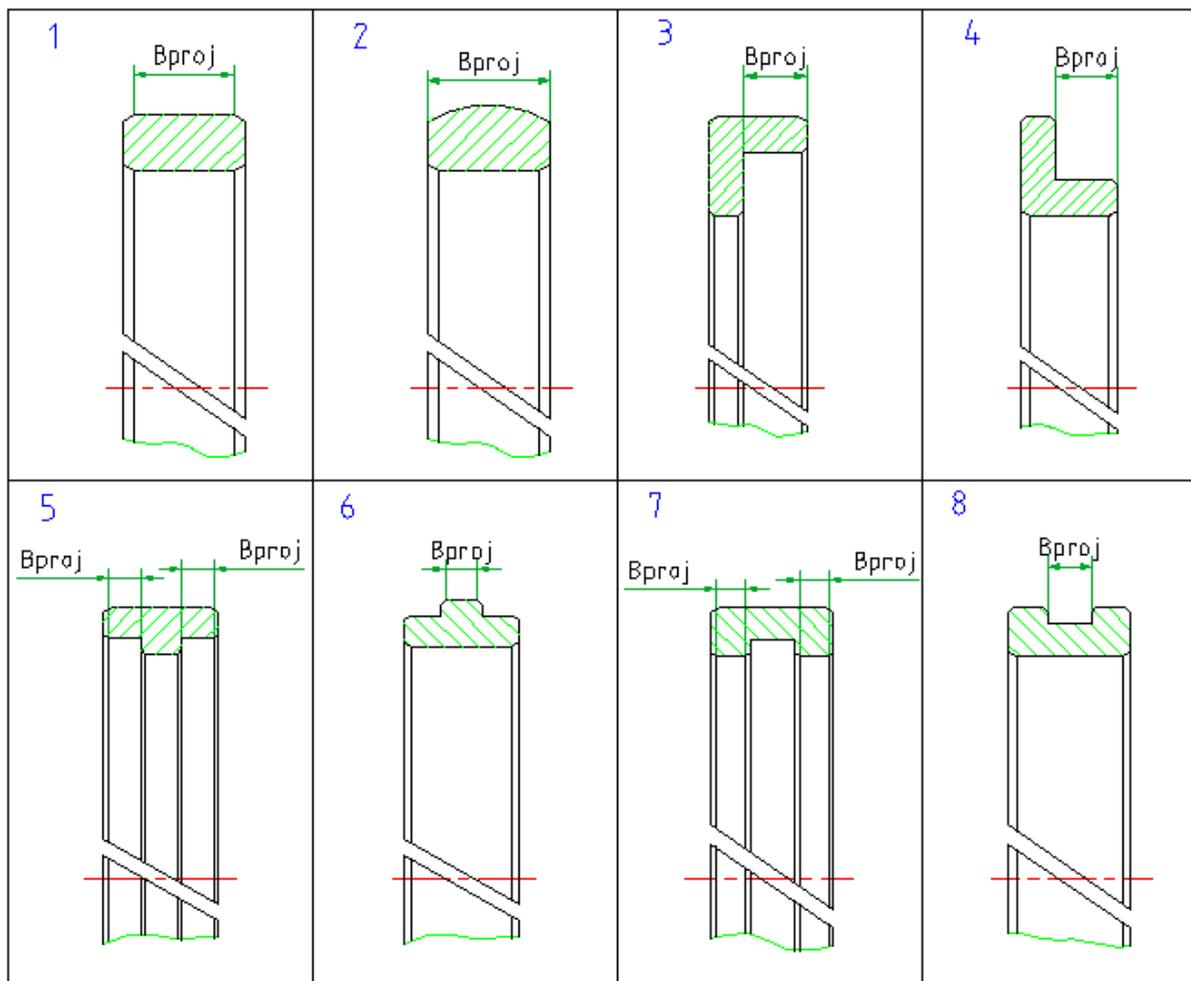


Abb. 32: Unterschiedliche Geometrien von Führungselementen

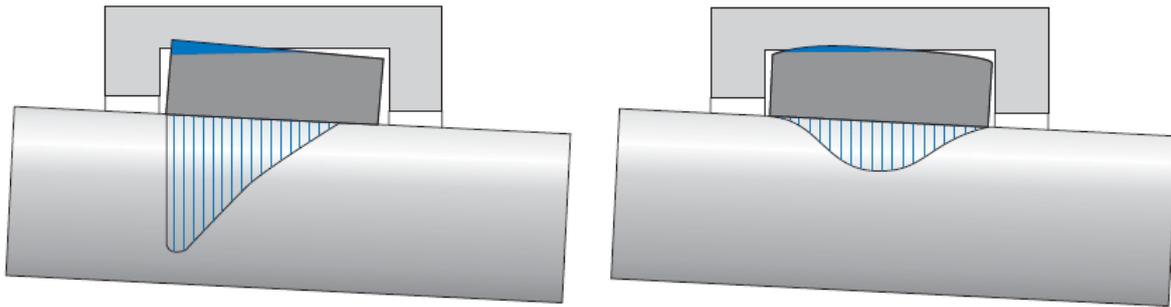


Abb. 33: Spannungsverteilung bei rechteckiger Geometrie (links) und konvexer Geometrie (rechts) [2]

### 1.5.2) Oberfläche der Führungselemente

Um die Schmierverhältnisse zwischen Führungselement und Gegenläuffläche zu verbessern gibt es unterschiedliche Oberflächenstrukturen. Trelleborg bietet z.B. für ihre Führungselemente aus PTFE eine sogenannte Teardrop Oberflächenstruktur an (Abb. 34).

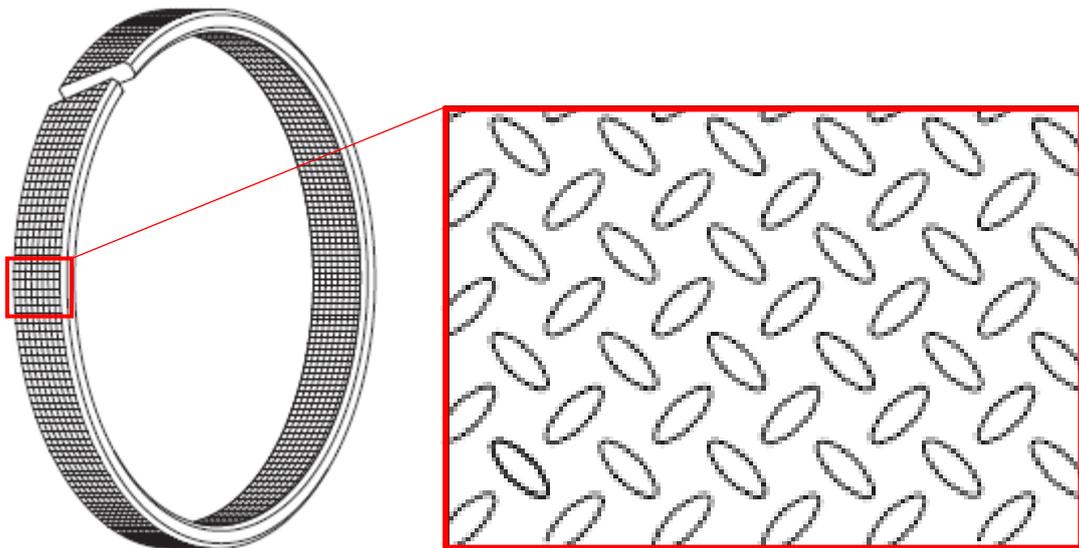
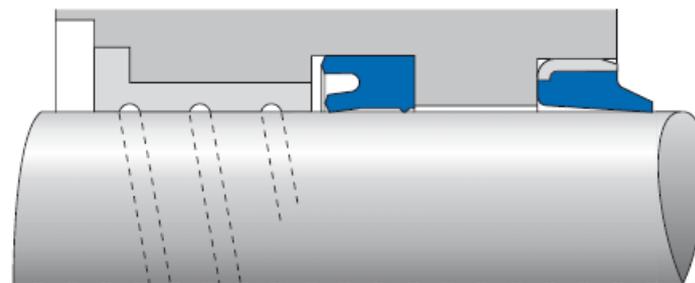


Abb. 34: Teardrop Oberflächenstruktur [6]

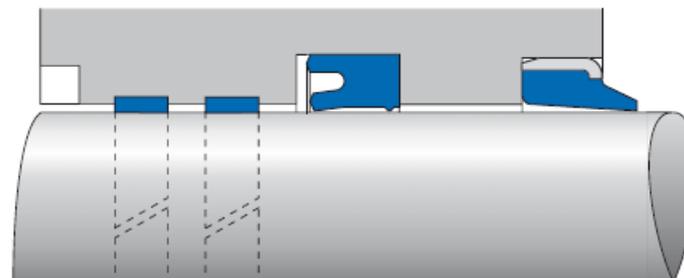
Diese Struktur besteht aus kleinen Schmiertaschen auf der Oberfläche, die die Anfangsschmierung verbessern und die Bildung des Schmierfilms fördern. Sie dienen weiterhin als Schutz des Dichtsystems durch das Einbettungsvermögen für Fremdstoffe. [6]

### 1.5.3) Verhinderung des axialen Druckaufbaus am Führungselement

Um den axialen Druckaufbau und die damit verbundenen Spaltextrusion am Führungselement zu verhindern werden polymere Führungselemente in geschlitzter Ausführung gefertigt. Der Schnittspalt im Führungselement lässt das Hydraulikmedium in axialer Richtung passieren und verhindert somit einen Druckaufbau. Bei metallischen Führungen muss der Druckaufbau durch Rücklaufkanäle verhindert werden. Abb. 35 zeigt eine metallische Führung mit Rücklaufkanälen in Form einer Spiralnute und eine polymere Führung wobei hier der Druckaufbau durch den Stoßspalt verhindert wird.



Spiralnute bei metallischen Führungen



Stoßspalt bei Führungen aus Kunststoff

Abb. 35: Verhinderung des axialen Druckaufbaus bei metallischen (Spiralnute) und polymeren Führungen (Stoßspalt) [2]

## 2.) Problemdarstellung

Führungselemente für Hydraulikzylinder wurden bis dato in der Firma SKF Sealing Solutions Austria GmbH noch nicht systematisch untersucht, es werden primär Zukaufteile verwendet. Aus diesem Grund ist der Wissensstand zu dieser Produktgruppe niedrig.

Nachfolgende Kapitel zeigen welche Parameter einen Einfluss auf das Verhalten der Führungselemente in einem Hydraulikzylinder haben. Des Weiteren wird gezeigt, wie sich die Parameter gegenseitig beeinflussen und welche ein Problem darstellen.

### 2.1) Kontaktbedingungen zwischen Führungselement und Gegenauflfläche im Hydraulikzylinder

Aufgrund des Führungsspiels (Kap. 2.2.2), der radialen Belastung (Kap. 2.2.1) und der damit verbundenen elastischen Deformation der Komponenten des Hydraulikzylinders (Einfederung des Führungselementes, Durchbiegung der Kolbenstange) stellt sich eine Winkelabweichung zwischen Kolbenstange bzw. Kolben und Gegenauflfläche ein. Diese Winkelabweichung bewirkt Spannungsspitzen im Kantenbereich der Führungselemente was zum Kantenbruch führen kann. Außerdem ändern sich der Abstand zwischen den metallischen Komponenten und die Krafteinleitung.

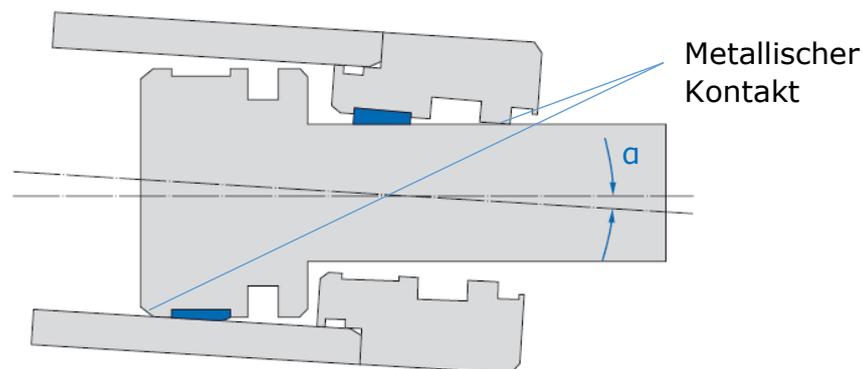


Abb. 36: Winkelfehlstellung [2]

In Abb. 36 ist eine solche Winkelfehlstellung zwischen Pleuelstange und Zylinder dargestellt. Die Winkelfehlstellung ist dabei von folgenden Faktoren abhängig:

- Führungsspiel
- Radialen Belastung des Hydraulikzylinders
- Elastische Deformation der beteiligten Komponenten (Einfederung des Führungselementes, Durchbiegung der Pleuelstange)
- Werkstoffeigenschaften der beteiligten Komponenten
- Geometrie des Hydraulikzylinders (Dimension, Abstände zwischen den Führungselementen) bzw. des Führungselementes

Die oben genannten Faktoren beeinflussen die Winkelfehlstellung wie folgend:

- Je größer das Führungsspiel desto größer die Winkelfehlstellung
- Je größer die radiale Belastung desto größer die Winkelfehlstellung
- Je geringer die Steifigkeit der beteiligten Komponenten (Führungselement, Kolbenstange) desto größer die Winkelfehlstellung
- Je kleiner der Abstand zwischen den Führungselementen desto größer die Winkelfehlstellung

Die Winkelfehlstellung beeinflusst ihrerseits wiederum das Verhalten der Führungselemente. Neben der sich ändernden Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenauflfläche ändert sich auch der radiale Abstand zwischen den metallischen Komponenten mit der Winkelfehlstellung.

Um den Einfluss der Steifigkeit des Führungselementwerkstoffes auf die Belastung besser darzustellen, zeigt Abb. 37 eine metallische Führung im Vergleich zu einer polymeren Führung.

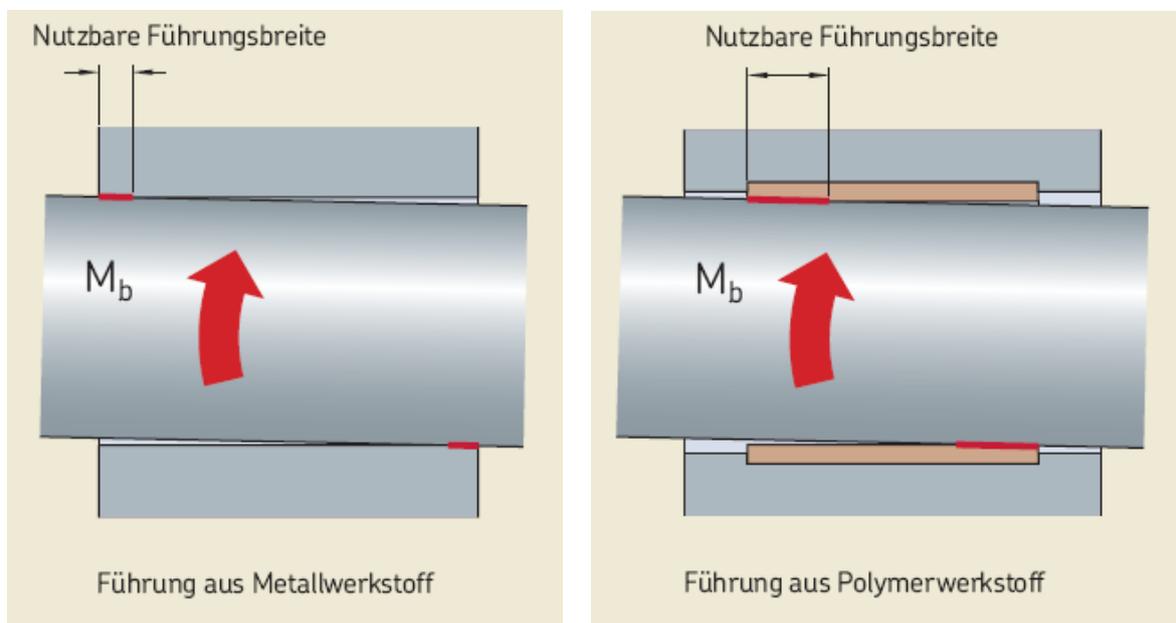


Abb. 37: Kontaktfläche bei Metallführung (links) und polymerer Führung (rechts) [1]

Aufgrund der geringeren Steifigkeit des polymeren Werkstoffes und der damit verbundenen höheren Deformation kann beim polymeren Führungselement eine größere Kontaktfläche erreicht werden. Die elastische Deformation bringt nicht nur eine Vergrößerung der tragenden Länge in axialer Richtung (im Falle einer Winkelabweichung) sondern auch eine größere tragende Länge in Umfangsrichtung des Führungselementes.

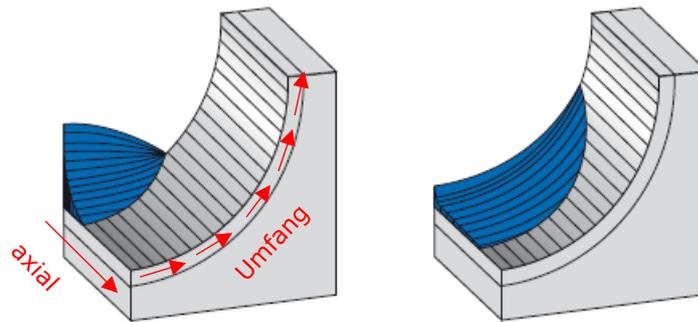


Abb. 38: Metallführung (links) im Vergleich mit polymerer Führung (rechts) [2]

Abb. 38 zeigt die Spannungsverteilung einer Metallführung im Vergleich mit einer polymeren Führung. Die Spannungen aufgrund der radialen Belastung können beim polymeren Führungselement besser auf den Querschnitt verteilt werden, was in einer Verringerung der Spannungsspitzen resultiert. Dadurch können bei polymeren Führungselementen höhere maximal zulässige Flächenpressungen zugelassen werden.

Bei den im Bereich der metallischen Gleitlager zum Einsatz kommenden Kupfer-Zinn- bzw. Kupfer-Zinn-Bleibronzen und hochbelastbaren Kupfer-Zink-Legierungen wird die zulässige Flächenpressung (dynamisch) mit einem Wert im Bereich 17 bis 25  $[N/mm^2]$  angegeben. Hochfeste Legierungen mit Werten oberhalb von 25  $[N/mm^2]$  werden nur bei hinsichtlich der Kantenbelastung unkritischen Anwendungen und im Zusammenspiel mit hoch festen Gegenaufläufen eingesetzt. [2]

Der zulässige Wert der Flächenpressung wird bei metallischen Führungen schon bei einer vergleichsweise geringen Querlast und gleichzeitig minimaler Einfederung erreicht. Zum Vergleich, die maximal zulässige Flächenpressung bei einem Führungselement aus Gewebeverbundwerkstoff liegt über 80  $[N/mm^2]$ . (siehe Kapitel 1.5)

Die Einfederung bzw. die elastische Deformation der Führungselemente ist also hinsichtlich maximal zulässiger Flächenpressung von Vorteil. Die Führungselemente dürfen allerdings nicht zu stark einfedern, da der metallische Kontakt der bewegten Komponenten verhindert werden muss. Der Kollisionsprüfung kommt infolge des elastischen Einfederns eine große Bedeutung zu.



In Abb. 39 sind die Kräfte welche auf einen Hydraulikzylinder wirken dargestellt. Die radialen Kräfte auf die Führungselemente ( $F_{KFE}$ ,  $F_{SFE}$ ) resultieren aus den äußeren radialen Lasten (Gewichtskraft  $F_g$ , Querkraft  $F_Q$ ) und den Abständen zwischen den Kräften. Tritt aufgrund des Führungsspieles oder der elastischen Deformation der Führungselemente eine Winkelfehlstellung zwischen Kolbenstange und Zylinderrohr auf, besitzt die axiale Druckkraft  $F_D$  ebenfalls eine radiale Komponente  $F_{Dy}$ , wie Abb. 40 zeigt.

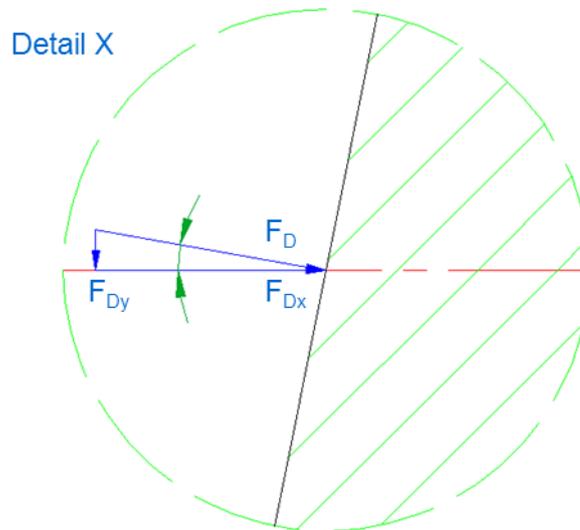


Abb. 40: radiale Belastung durch die Druckkraft im Falle einer Winkelfehlstellung  $\alpha$

$F_D$ [N]	Druckkraft
$F_A$ [N]	axiale Kraft welche vom Zylinder bewältigt werden kann (z.B. Hubkraft)
$F_g$ [N]	Gewichtskraft (greift im Schwerpunkt der Pleuelstange an und berechnet sich aus Masse mal Erdbeschleunigung)
$F_Q$ [N]	Querkraft (z.B. Bewegen einer Last in axialer Richtung bei waagrechter Lage des Hydraulikzylinders)
$F_{KFE}, F_{SFE}$ [N]	resultierende Kräfte am Führungselement

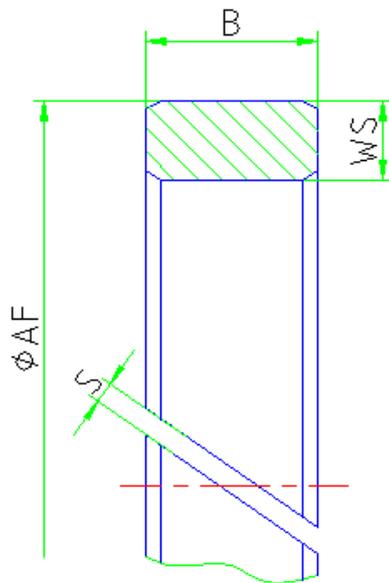
Die radialen Lasten sind also von mehreren Faktoren abhängig. Wiederum sind die Position der Pleuelstange zum Zylinderrohr (Winkelfehlstellung) sowie die konstruktive Auslegung des Hydraulikzylinders (Abstände zwischen den Kräften) von entscheidender Bedeutung. Da die Berechnung bzw. die Abschätzung dieser radialen Belastungen sehr schwierig ist, wird in der Praxis oft einfach 10% der Zylinderdruckkraft für die maximalen Querkraft  $F_Q$  angenommen. [2]

### 2.2.2) Führungsspiel und Dichtspalt

Zwischen bewegten und ruhenden Komponenten muss immer ein gewisses Spiel sein um den Einbau zu ermöglichen. Das Spiel wird über die Toleranzen der Komponenten festgelegt.

- Fertigungstoleranzen Führungselement

In Abb. 41 sind die Toleranzen des Führungselementes dargestellt, wobei die Maße AF, B und WS ins Minus toleriert sind. D ist dabei der Kolbenstangen- bzw. Zylinderdurchmesser (Abb. 42).



$\phi D$	$\phi AF$	B	WS
>20 ... ≤500	h11	-0,1	-0,05
>500 ... ≤1000	h12	-0,2	-0,05

Abb. 41: Fertigungstoleranzen Führungselement [19]

- Fertigungstoleranzen Einbauraum: (Kolben bzw. Kolbenstange und Zylinder)

Eine typische Passung für Hydraulikzylinder ist die Toleranzpaarung f8/H9. Dabei handelt es sich um eine Spielpassung. Die Länge L ist ins Plus toleriert. Abb. 42 zeigt die Toleranzen für die Einbaumaße des Führungselementes, wobei links ein Stangenführungselement und rechts ein Kolbenführungselement zum Einsatz kommt.

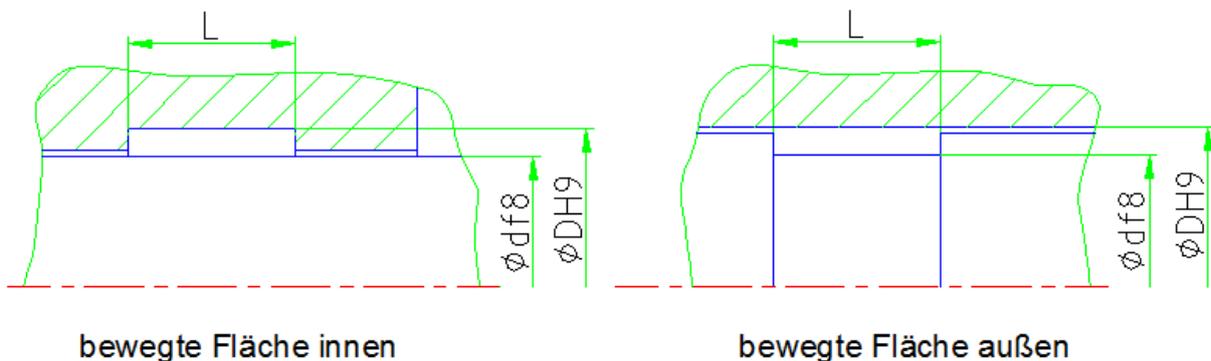


Abb. 42: Fertigungstoleranzen Einbauraum [20]



Aus dem Führungsspiel und dem Extrusionsspalt kann der minimale und maximale Dichtspalt berechnet werden. Der minimale Dichtspalt ( $x_{\min}$ ) ist dabei jener Spalt, der zwischen den metallischen Komponenten (Kolbenstange, Zylinder) vorliegt, wenn die Kolbenstange einseitig am Führungselement aufliegt (Exzentrizität) unter Berücksichtigung der Fertigungstoleranzen. Der maximale Dichtspalt ( $x_{\max}$ ) ist jener Spalt, der zwischen Kolbenstange und dem Durchmesser des Zylinders an der druckabgewandten Seite der Primärdichtung (Extrusionsspalt) bei einseitiger Lage der Kolbenstange (Exzentrizität) entsteht. Er stellt somit den maximalen Extrusionsspalt dar. Abb. 45 zeigt den minimalen und maximalen Dichtspalt mit den Abmessungen welche zur Berechnung (siehe Kapitel 3.2 bzw. 3.3) notwendig sind.

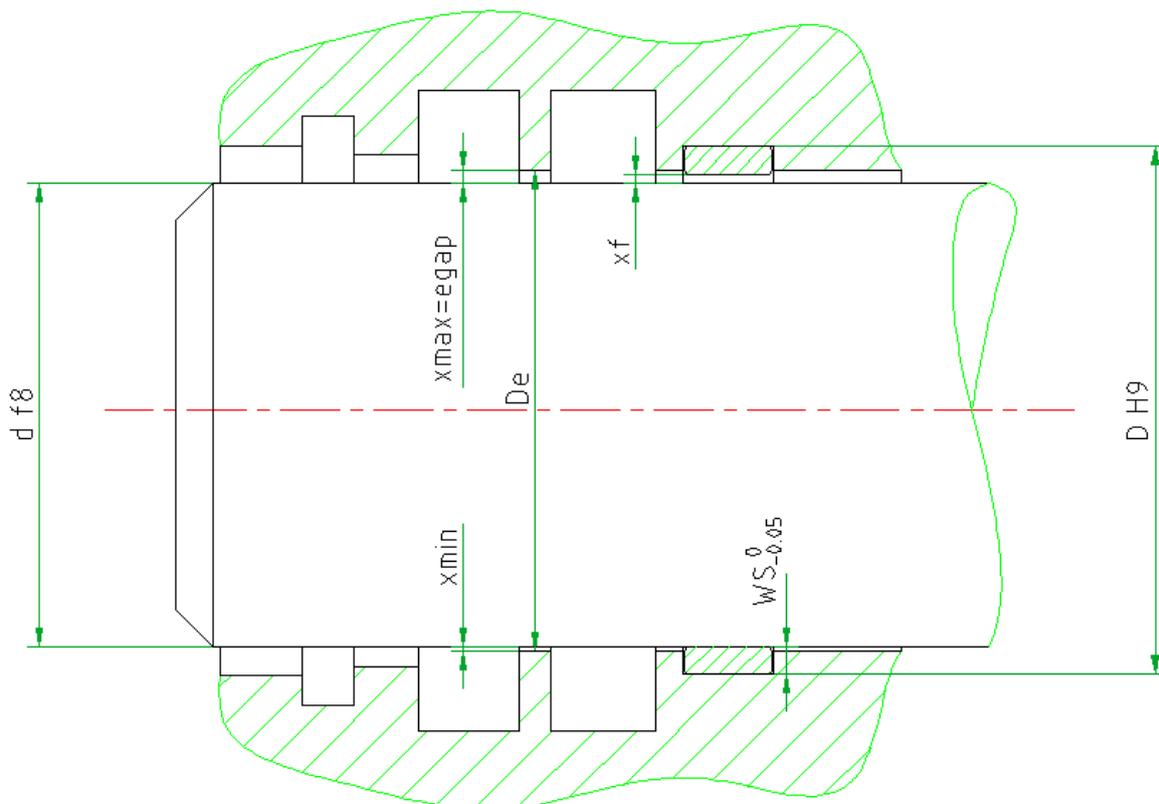


Abb. 45: minimaler und maximaler Dichtspalt

Bei der Festlegung des Extrusionsspalt ( $e_{\text{gap}}$ ) müssen sowohl die temperatur-, werkstoff- und geometrieabhängige Formstabilität des Dichtelementes als auch die Betriebs- und Randbedingungen in die Betrachtung miteinbezogen werden (siehe Kapitel 2.2.2.1).

### 2.2.2.1) Spaltextrusion

Polymere Werkstoffe zeigen im Unterschied zu Metallen ein viskoelastisches Verhalten. Das heißt, sie verhalten sich unter Einwirkung des Betriebsdruckes wie eine zähe Flüssigkeit. Bei Druckbeaufschlagung wird das Dichtelement zunehmend an den metallischen Bauraum gepresst. Das Eindringen des Dichtungswerkstoffes in den Dichtspalt wird als Spaltextrusion bezeichnet. Durch das Eindringen des Dichtungswerkstoffes in den Dichtspalt wird das Dichtelement im Bereich der metallischen Bauraumkante geschädigt. Wiederholte Schädigung führt letztlich zum Ausfall der Dichtung. [2]

Abb. 46 zeigt einen O-Ring, welcher gerade in den Spalt extrudiert sowie die Extrusionsbeständigkeit unterschiedlicher Werkstoffe in Abhängigkeit des Umgebungsdruckes und der Umgebungstemperatur.

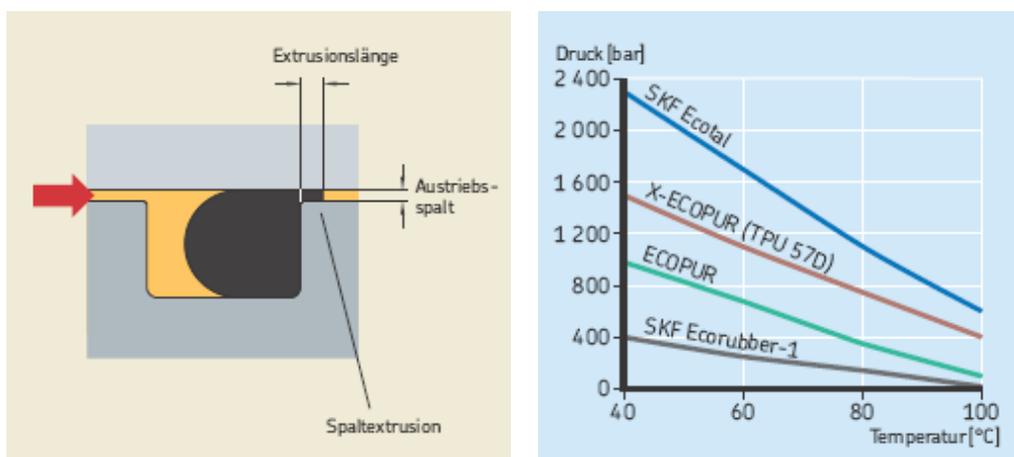


Abb. 46: Extrusionsspalt (links), Extrusionsbeständigkeit verschiedener Werkstoffe als Funktion der Temperatur und des Druckes (rechts) [1]

Die Einflussgrößen auf die Spaltextrusion sind Druck, Temperatur sowie die Größe des Dichtspaltes. Auch die Dynamik des Hydraulikzylinders spielt eine Rolle hinsichtlich Extrusion. Mit Dynamik sind hier die Bewegungsvorgänge im Zylinder gemeint. Unterschiedliche Einfahr- und Ausfahrgeschwindigkeit der Kolbenstange sowie das Aufweiten des Zylinderrohres bei Belastung durch den Innendruck mit nachfolgendem Zusammenziehen bei Entlastung beeinflussen das Extrusionsverhalten.

Der Widerstand gegen Spaltextrusion aus Sicht der Dichtung wird durch den Dichtungswerkstoff bestimmt. Grundsätzlich gilt, je härter und steifer der Werkstoff desto besser ist die Beständigkeit gegen Extrusion.

Neben dem offensichtlichen Zusammenhang zwischen der Formstabilität eines Dichtelementes und dem Betriebsdruck bzw. der Betriebstemperatur werden die Grenzwerte für den Dichtspalt unter anderem durch das Lastkollektiv bestimmt. [2]

Die Druckbeaufschlagung bei gleichzeitiger relativer Hubbewegung in Richtung des Extrusionsspalt ist hinsichtlich Reibleistung und Scherkräfte in der Kontaktzone anspruchsvoller als eine statische Abdichtung. Ein kurzer Druckimpuls ist mit Blick auf die Spaltextrusion unkritisch, eine lange Durchhaltezeit stellt hingegen erhöhte Anforderungen an die Langzeitformstabilität des Dichtelementes (Kriechen). [2]

Insbesondere bei hohen Betriebsdrücken oder leichten Konstruktionen muss die hier relevante Vergrößerung des Dichtspaltes infolge Rohraufdehnung (Zylinderrohr) bzw. Rohrstauchung (Hohlstangen) berücksichtigt werden. Bei grenzwertigen Auslegungen mit hohen Querlasten ist gegebenenfalls zusätzlich die Einfederung der Führungselemente zu betrachten. [2]

Da polymere Führungselemente normalerweise in geschlitzter Ausführung (siehe Kapitel 1.5.3) in einem Hydraulikzylinder verwendet werden, ist ihre Anfälligkeit gegenüber Spaltextrusion gering.

Im Kapitel 3.3 wird gezeigt, dass das Führungsspiel direkt in die Berechnung des maximalen Dichtspaltes  $x_{\max}$  einfließt. Die Größe des Führungsspiels ist somit ein wichtiger Faktor bezüglich Dichtverhalten. Zusammengefasst kann gesagt werden, dass ein größeres Führungsspiel einen größeren maximalen Extrusionsspalt ergibt. Daher sind die Fertigungstoleranzen und damit die Fertigungsgenauigkeit entscheidend für die Dichtungsperformance.

Da die Fertigungsgenauigkeit vom verwendeten Führungswerkstoff abhängig ist werden im Folgenden unterschiedliche Führungswerkstoffe betrachtet. Es handelt sich dabei um Führungselemente für einen Standardhydraulikzylinder mit den nachfolgenden Abmessungen: (Tab. 4)

Tab. 4: Abmessungen des Führungselementes für einen Standardhydraulikzylinder

Innendurchmesser d f8 [mm]	50
Außendurchmesser D H9 [mm]	55
Wandstärke Führungselement [mm]	2,5

In Tab. 5 sind unterschiedliche Führungselementwerkstoffe mit den dazugehörigen Führungsspielen dargestellt. Da die Einbauraumtoleranzen mit f8/H9 für die unten angeführten Werkstoffe gleich sind, entscheidet allein die Fertigungstoleranz der Wandstärke der Führung über die Größe des Führungsspiels. Die Berechnung des Führungsspiels ist in Kapitel 3.2 erläutert.

Tab. 5: Führungsspiel für unterschiedliche Führungswerkstoffe

Werkstoff	Min. Führungsspiel [mm]	Max. Führungsspiel [mm]
Schaeffler E40 (Stahl/Bronze+PTFE Einlaufschicht) [4]	0,015	0,160
Schaeffler E50 (Stahl/Bronze + POM Einlaufschicht) [4]	0,08	0,239
ECOTAL (POM)	0,025	0,238
Bronze Gleitlager (gerollt) [4]	0,025	0,176

Man erkennt, dass sich unterschiedlich große Führungsspiele aufgrund des verwendeten Werkstoffes ergeben. Markante Unterschiede zwischen den metallischen und den polymeren Führungen bezüglich Fertigungstoleranzen konnten jedoch nicht festgestellt werden. Die Fertigungstoleranzen und damit das Führungsspiel ändern sich natürlich auch mit der Baugröße des Hydraulikzylinders, da für größere Dimensionen auch größere Toleranzen zulässig sind. Abb. 47 zeigt den Einfluss der Dimension des Hydraulikzylinders auf das Führungsspiel für die Toleranzpaarung f8/H9. Die Wandstärkentoleranz des polymeren Führungsringes wurde dabei mit  $-0,05$  [mm] konstant gehalten.

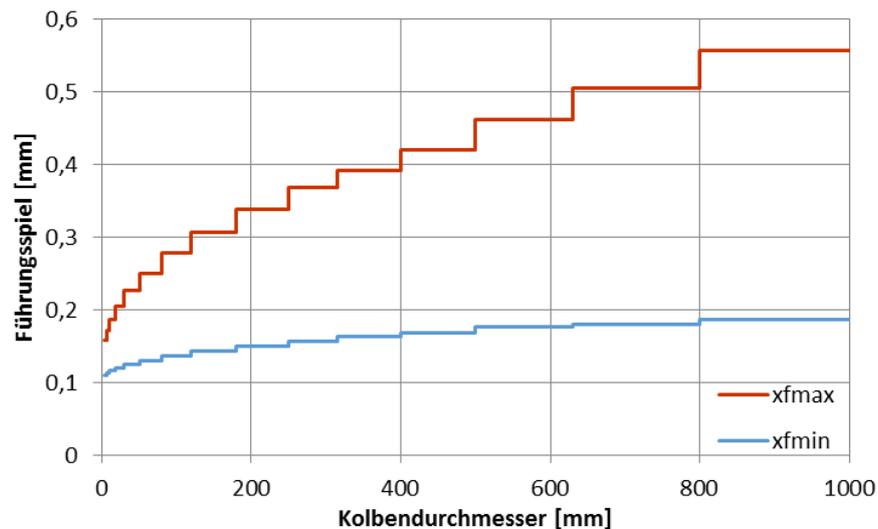


Abb. 47: Einfluss der Dimension des Hydraulikzylinders auf das Führungsspiel

### 2.2.2.2) Metallischer Kontakt

Bei der Festlegung des minimalen Spaltmaßes  $x_{\min}$  (siehe Abb. 45) kommt der Kollisionskontrolle eine besondere Bedeutung zu. Wie Abb. 48 zeigt, befindet sich der kleinste Spalt in einem Dichtsystem im Normalfall hinter der Primärdichtung.

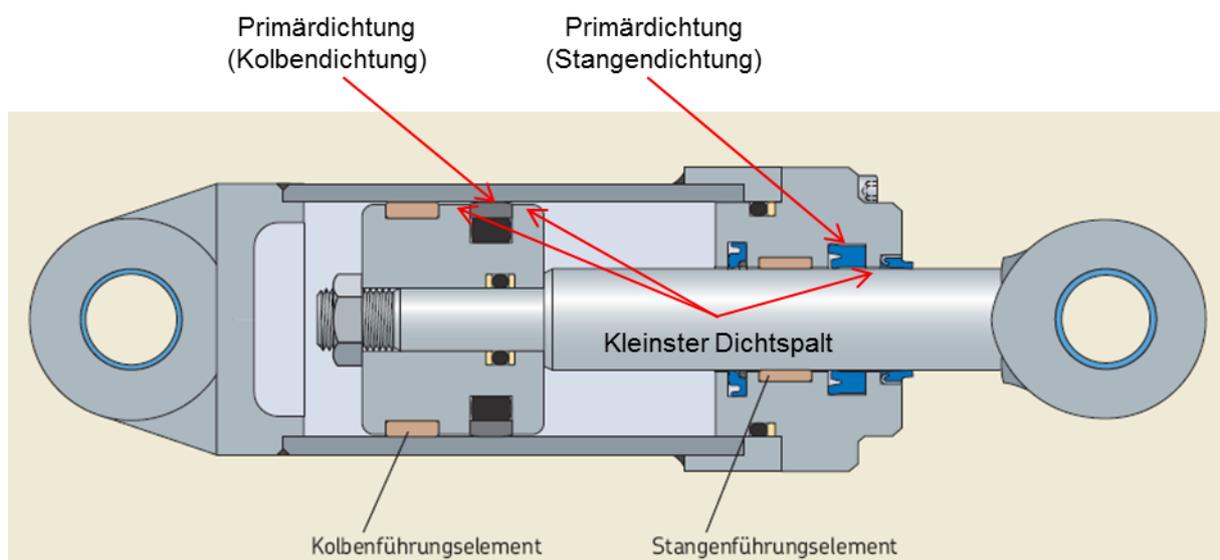


Abb. 48: Primärdichtung (kleinsten Dichtspalt) [1]

Die Durchbiegung der Kolbenstange bei langen schlanken Zylindern und die elastische Deformation der Führungselemente bei hohen Querlasten spielen dabei eine wichtige Rolle. Auch der Abstand zwischen den Dichtelementen ist entscheidend. Durch metallische Kontakte zwischen der Kolbenstange und den Gehäuseteilen entstehen im Servicefall hohe Folgekosten. Innerhalb der zulässigen Grenzen und unter Berücksichtigung der Betriebs- und Randbedingungen werden die Maße und Toleranzen daher derart gewählt, dass für den Dichtspalt  $x_{\min}$  ein möglichst großer Wert und damit eine große Sicherheit gegen metallische Kontakte eingestellt wird. Der mindestens erforderliche Wert für  $x_{\min}$  wird wesentlich durch die Einfederung des Führungselementes unter Last bestimmt. [2]

Daher ist es wichtig, das Verhalten der Führungselemente bezüglich Einfederung genau zu kennen. Dazu werden Versuche am Führungsringprüfstand sowie FEM Berechnungen zur Validierung des Verhaltens der Führungselemente bezüglich Einfederung unter Belastung durchgeführt. (siehe Kapitel 3.9.3)

### **2.3) Deformation der Führungselemente**

Die Deformation der Führungselemente ist einer der wichtigsten Punkte in Bezug auf das Verhalten der Führungselemente.

Elastizität ist die Eigenschaft eines Körpers oder Werkstoffes, unter Krafteinwirkung seine Form zu verändern und bei Wegfall der einwirkenden Kraft in seine Ursprungsform zurückzukehren (reversibel). [5] Bei der plastischen Verformung kehrt der Körper nicht in seine Ursprungsform zurück (irreversibel). Wird ein Führungselement so hoch belastet, dass es sich plastisch verformt, so wird dies früher oder später zum Ausfall des Dichtsystems (Leckage, metallischer Kontakt etc.) führen, da die Exzentrizität bzw. Winkelfehlstellung auch bei Wegfall der Belastung dauerhaft erhalten bleibt.

Abb. 49 zeigt den Unterschied zwischen elastischer und plastischer Verformung an einem Führungselement. Der Zustand 1 stellt den Ausgangszustand dar, wobei keine Belastung vorliegt. Im Zustand 2 wird eine Streckenlast (im plastischen Fall größer) auf das Führungselement aufgebracht was eine Verformung nach sich zieht. Der Zustand 3 zeigt das Führungselement nach Wegnahme der Belastung. Man erkennt, dass sich die Wandstärke (2,45 [mm]) nach Wegfallen der Belastung im elastischen Fall nicht verändert hat (Zustand 3). Hingegen bei der plastischen Verformung beträgt die Wandstärke im Zustand 3 nur mehr 1,85 [mm]. Das heißt die plastische Verformung beträgt in diesem Fall 0,6 [mm] oder 24,5 [%].

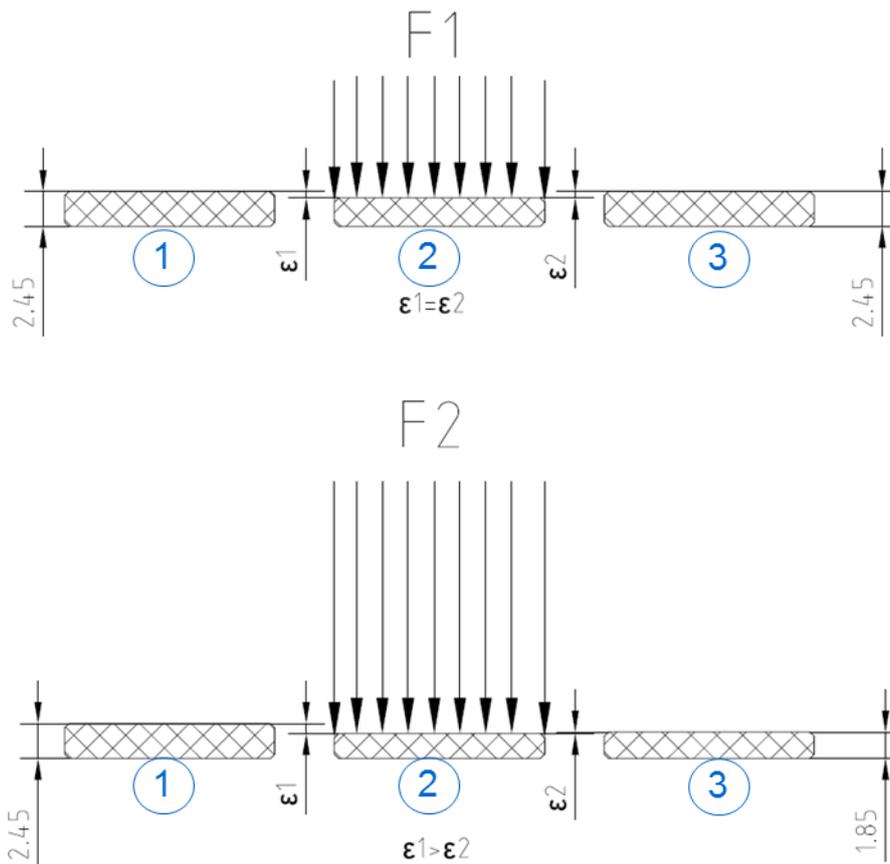


Abb. 49: elastische (oben) und plastische Deformation (unten)

- 1 Zustand vor der Belastung
- 2 Zustand während der Belastung
- 3 Zustand nach der Belastung

Ansatz elastisch (9):

$$\sigma = \frac{F}{A} = E * \varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \frac{F}{A * E} \quad (9)$$

- ε elastische Einfederung [%]
- σ Spannung [N/mm<sup>2</sup>]
- F Querkraft [N]
- A projizierte Fläche (Kontaktfläche) [mm<sup>2</sup>]
- E E-Modul (Steifigkeit des Werkstoffes) [N/mm<sup>2</sup>]

Die Größe der elastischen Deformation bzw. Einfederung ε wird durch folgende Faktoren bestimmt:

- Werkstoffkennwerte inklusive deren Abhängigkeiten (E=f(t,T,ε,F), ν)
- Höhe der Belastung (F)
- Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenlaufläche (A)
- Wandstärke der Führungsbuchse (WS)

## 2.4) Höhe der Belastung

Je höher die radiale Belastung  $F$  desto höher die Einfederung. Der Verlauf der Einfederung über die Belastung wird am Führungsringsprüfstand bzw. im Druckversuch ermittelt. (siehe Kapitel 4.7 bzw. 4.8)

## 2.5) Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenlauffläche

Die Kontaktfläche  $A$  ist ein wichtiger Parameter hinsichtlich Lebensdauer der Führungselemente. Eine kleine Kontaktfläche bedeutet hohe lokale Spannungsspitzen, was zur Schädigung der Gegenlauffläche oder zum Kantenbruch des Führungselementes führen kann.

Die Größe der Kontaktfläche  $A$  ist von folgenden Parametern abhängig:

- Steifigkeit des Werkstoffes (E-Modul)
- Position der Gegenlauffläche zum Führungselement (Führungsspiel, Winkelfehlstellung, Exzentrizität)
- Höhe der Belastung (Querkräfte)
- Einfederung  $\varepsilon$  des Führungselementes
- Lage des Schnittpaltes des Führungselementes

Elastischer Ansatz (10):

$$\sigma = \frac{F}{A} = E * \varepsilon \Rightarrow A = \frac{F}{E * \varepsilon} \quad (10)$$

Einfluss der oben genannten Parameter auf die Kontaktfläche (Tab. 6):

Tab. 6: Einflüsse auf die Kontaktfläche

Parameter	Wert	Kontaktfläche
Belastung $F$	Hoch	Groß
	Gering	Klein
Steifigkeit $E$	Hoch	Klein
	Gering	Groß
Einfederung $\varepsilon$	Hoch	Groß
	Gering	Klein
Führungsspiel $x_f$	Hoch	Klein
	Gering	Groß
Winkelfehlstellung $\alpha$	Hoch	Klein
	Gering	Groß

Die Einflüsse auf die Kontaktfläche sind untereinander wieder abhängig voneinander. So bedeutet z.B. eine hohe Belastung  $F$  eine große Einfederung  $\varepsilon$ . Wirkt die Belastung  $F$  außermittig (z.B. Gewichtskraft bei ausgefahrenen Hub) so bewirkt diese eine Winkelfehlstellung  $\alpha$ . Je höher dabei die Kraft  $F$  desto höher die Winkelfehlstellung  $\alpha$  und desto höher die Spannungsspitzen im Kantenbereich des Führungselementes.

Wenn von idealelastischen Materialverhalten ( $\sigma = E * \varepsilon$ ) ausgegangen werden kann bedeutet eine höhere Steifigkeit eine höhere Spannung bei gleicher Einfederung. Des Weiteren sinkt die Kontaktfläche bei höherer Steifigkeit wenn die Kraft konstant gehalten wird.

Die Kontaktfläche ist also von vielen Parametern abhängig. Um die auftretenden Spannung so gering als möglich zu halten muss die Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenlauffläche so groß wie möglich sein.

Für die Führungselemente ist die maximal zu erreichende Kontaktfläche die projizierte Fläche  $A_{proj}$  welche sich aus Durchmesser  $d$  und Breite  $B$  des Führungselementes berechnet. ( $A_{proj}=d*B$ , siehe Abb. 50)

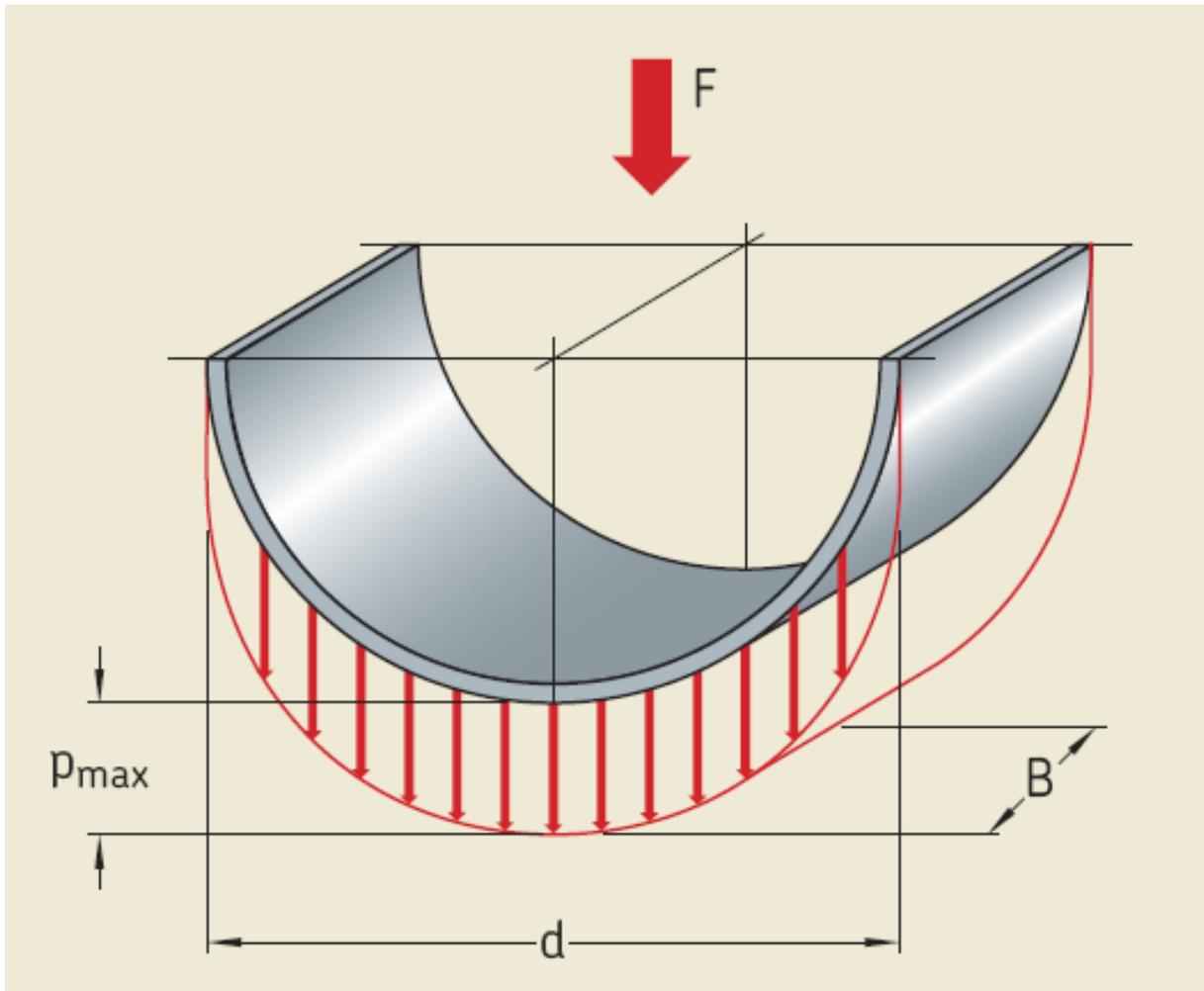


Abb. 50: Theoretische Lastverteilung und Kontaktfläche der Führungselemente [1]

Die Einflüsse auf die Größe der Kontaktfläche werden im Kapitel 3.7 näher erläutert.

Im Kapitel 2 wurde also gezeigt, dass neben den Kontaktbedingungen zwischen Führungselement und Gegenlauffläche vor allem die mit der Belastung verbundene Deformation der Führungselemente eine entscheidende Rolle spielt. Die Deformation ist wiederum vom Werkstoff und dessen Verhalten bei unterschiedlichen Temperaturen, Zeiten sowie Belastungshöhen abhängig.

Das nächste Kapitel widmet sich der Vorgehensweise um die dargestellten Probleme zu lösen.

### 3.) Methodologie

In diesem Kapitel wird die Vorgehensweise zur Problemlösung betrachtet. Mithilfe der nachfolgenden Kapitel können die unter Kapitel 4 genannten Ergebnisse ermittelt werden.

#### 3.1) Kräfte im Hydraulikzylinder

Die axialen Kräfte im Hydraulikzylinder können mit folgenden Formeln (11), (12), (13) und (14) berechnet werden (Abb. 51).

$$F_1 = p_1 * A_k - p_0 * (A_k - A_s) \quad (11)$$

$$F_2 = p_2 * (A_k - A_s) - p_0 * A_k \quad (12)$$

$$A_k = \frac{d_k^2 * \pi}{4} \quad (13)$$

$$A_s = \frac{d_s^2 * \pi}{4} \quad (14)$$

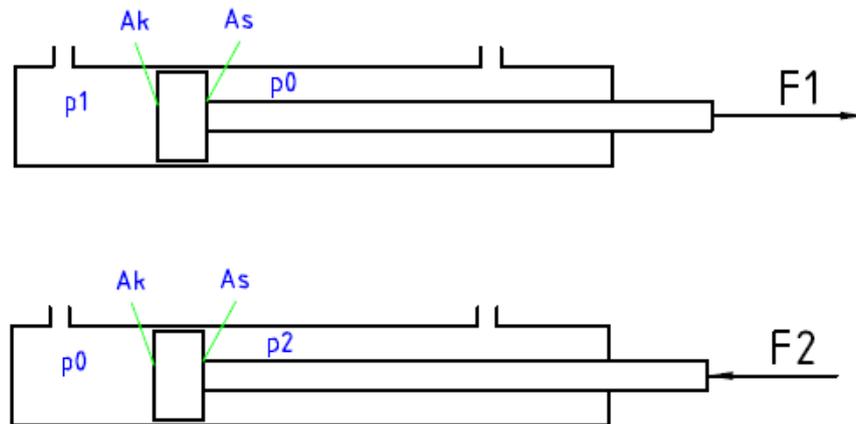


Abb. 51: Kräfte im Hydraulikzylinder

$F_1$	Zylinderdruckkraft [N]
$F_2$	Zylinderzugkraft [N]
$p_1, p_2$	Zylinderdrücke [N/mm <sup>2</sup> ]
$p_0$	Umgebungsdruck [N/mm <sup>2</sup> ]
$A_k$	projizierte Kolbenfläche [mm <sup>2</sup> ]
$A_s$	projizierte Stangenfläche [mm <sup>2</sup> ]

Die unterschiedlich großen Angriffsflächen bewirken auch unterschiedlich große Einfahr- ( $v_e$ ) und Ausfahrgeschwindigkeiten ( $v_a$ ) sofern der Volumenstrom der Hydraulikflüssigkeit konstant ist (15), (16).

$$v_e = \frac{\dot{V}}{A_k - A_s} \quad (15)$$

$$v_a = \frac{\dot{V}}{A_k} \quad (16)$$

$v_e$	Einfahrgeschwindigkeit [m/s]
$v_a$	Ausfahrgeschwindigkeit [m/s]
$\dot{V}$	Volumenstrom [m <sup>3</sup> /s]

### 3.2) Ermittlung des minimalen und maximalen Führungsspiels

Aus den Fertigungstoleranzen des Führungselementes (Abb. 41) und des Einbauraumes (Abb. 42) lassen sich das minimale und das maximale Führungsspiel errechnen. Die Abmessungen sind in Abb. 45 dargestellt.

Das minimale Führungsspiel  $x_{fmin}$  (17) errechnet sich aus dem kleinstmöglichen Außendurchmesser  $D_{min}$  und dem größtmöglichen Innendurchmesser  $d_{max}$  des Einbauraumes sowie der größtmöglichen Wandstärke des Führungselementes  $WS_{max}$ .

$$x_{fmin} = (D_{min} - d_{max}) - 2 * WS_{max} \quad (17)$$

Das maximale Führungsspiel  $x_{fmax}$  (18) errechnet sich aus dem größtmöglichen Außendurchmesser  $D_{max}$  und dem kleinstmöglichen Innendurchmesser  $d_{min}$  des Einbauraumes sowie der kleinstmöglichen Wandstärke des Führungselementes  $WS_{min}$ .

$$x_{fmax} = (D_{max} - d_{min}) - 2 * WS_{min} \quad (18)$$

### 3.3) Ermittlung des minimalen und maximalen Dichtspaltes

Unter Vernachlässigung der Durchbiegung der Kolbenstange, der Deformation des Führungselementes und der Rohraufweitung bzw. Rohrstauchung wird nun der maximale und minimale Dichtspalt berechnet. Die Spaltmaße ergeben sich aus den Fertigungstoleranzen und dem Extrusionsspalt. Die Berechnung des minimalen (19) und maximalen Dichtspaltes (20) ist wie folgt (Abb. 45):

$$x_{max} = \frac{De_{max} - d_{min}}{2} + \frac{x_{fmax}}{2} \quad (19)$$

$$x_{min} = \frac{De_{min} - (D_{max} - 2 * WS_{min})}{2} \quad (20)$$

$x_{max}$ [mm]	maximaler Dichtspalt (größt möglicher Extrusionsspalt)
$x_{min}$ [mm]	minimaler Dichtspalt
$D_e$ [mm]	Durchmesser des Zylinders an der druckabgewandten Seite der Primärdichtung
$d$ [mm]	Durchmesser der Kolbenstange
$x_f$ [mm]	Führungsspiel
$D$ [mm]	Durchmesser der Führungsnut
$WS_{min}$ [mm]	minimale Wandstärke des Führungselementes

### 3.4) Beziehung zwischen Druck- und Zugmodul

Für die meisten polymeren Führungselementwerkstoffe liegt der Druckmodul im Bereich des Zugmoduls. Tab. 7 zeigt Werte für Druck- und Zugmodul für einige Thermoplaste. [12] Man erkennt, dass sich die Werte kaum unterscheiden.

Tab. 7: Druck- und Zugmodul für thermoplastische Werkstoffe [12]

Werkstoff	Zugmodul [MPa]	Druckmodul [MPa]
PE-UHMW	930	930
PA 6 (MoS2)	1100	1100
PTFE (25% Glasfasern)	1520	1520
POM (Copolymer)	2900	3100
PEEK	3850	3850
PA 6 (30% Glasfasern)	6000	6000
PA 66 (30% Glasfasern)	6870	6890
PF (fabric and rag filled)	6900	6900
PF (cotton filled)	8620	8620

Es wird daher angenommen, dass sich die Steifigkeit unter Druckbelastung gleich verhält wie unter Zugbelastung. Des Weiteren bewegen sich die Stauchungen bzw. Dehnungen der Führungselemente in der Anwendung im Bereich weniger Prozente (<5%), was eine gleiche Steigung im Druck- und im Zugbereich annehmen lässt (Abb. 52).

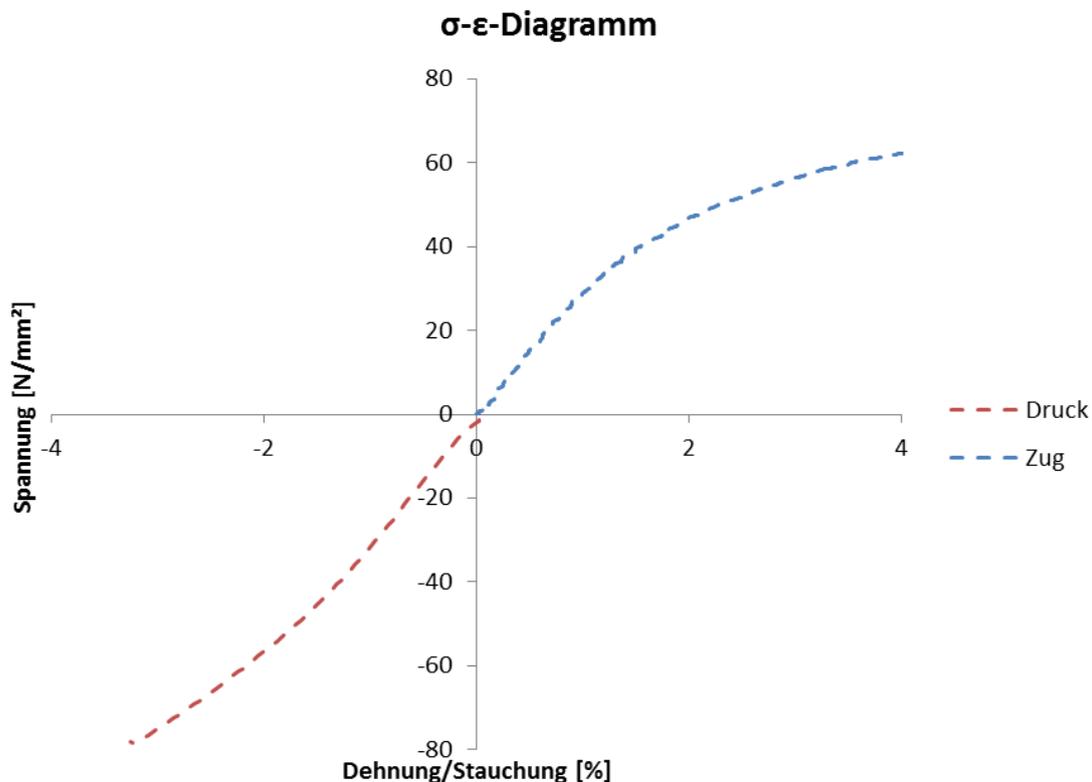


Abb. 52: Spannungs-Dehnungsdiagramm mit gleicher Steigung im Zug- und im Druckbereich

Achtung: Die Annahme, dass sich Werkstoffe im Zug- und Druckbereich gleich verhalten gilt nicht für alle Werkstoffe! Im Falle von Anisotropie im Werkstoff (z.B. Gewebe) gilt diese Annahme nicht, da die Steifigkeit von der Belastungsrichtung abhängt.

### 3.5) Mechanisches Langzeitverhalten von Polyoxymethylen

Die folgenden Abbildungen (Abb. 53 bis Abb. 55) zeigen isochrone Spannungs-Dehnungs-Diagramme für POM (Polyoxymethylen). Man erkennt deutlich, wie die Steifigkeit mit steigender Temperatur und Belastungszeit abnimmt.

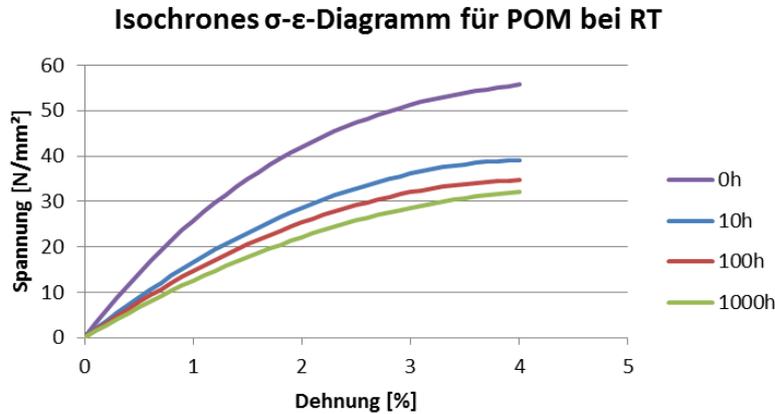


Abb. 53: Isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm von POM bei 23 [°C] [8]

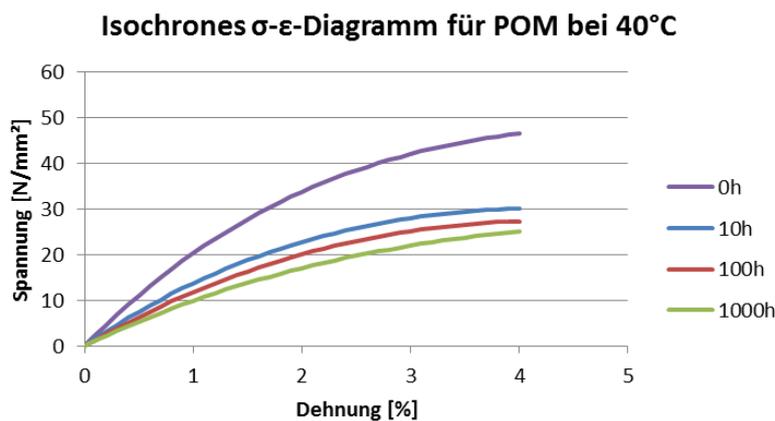


Abb. 54: Isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm von POM bei 40 [°C] [8]

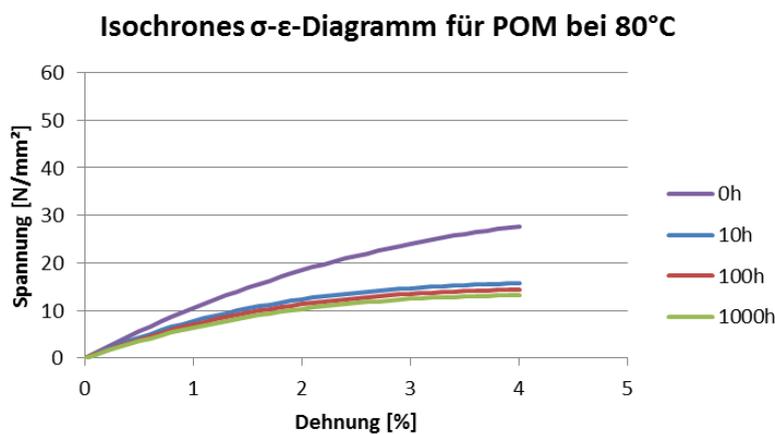


Abb. 55: Isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm von POM bei 80 [°C] [8]

Für die Dimensionierung bzw. Auslegung der Führungselemente wird der Steifigkeitsverlust durch Kriechen bzw. Relaxieren durch die Bildung eines Ersatzmoduls  $E_E$  berücksichtigt. Aus den oben dargestellten Diagrammen wird nun ein Korrekturfaktor erstellt, mit dem der Ersatzmodul  $E_E$  für den Werkstoff POM berechnet werden kann.

Dabei wird im ersten Schritt der Kriechmodul  $E_C$  als Funktion der Dehnung  $\epsilon$  und der Temperatur  $T$  aus den isochronen Spannungs-Dehnungs-Diagrammen berechnet (21).

$$E_{C(\epsilon,t,T)} \left[ \frac{N}{mm^2} \right] = \frac{\sigma_{\epsilon,t,T}}{\epsilon} \quad (21)$$

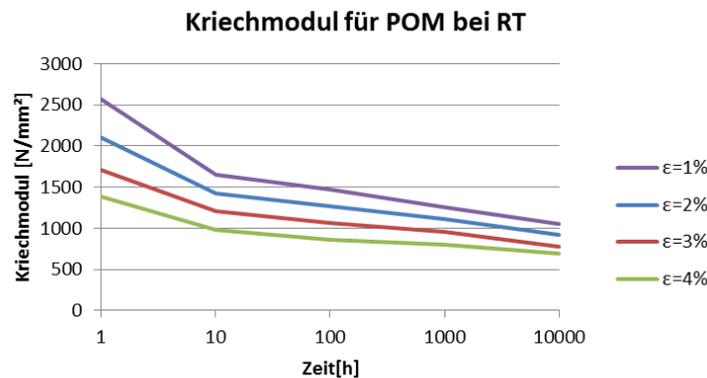


Abb. 56: Kriechmodul als Funktion der Dehnung bei RT

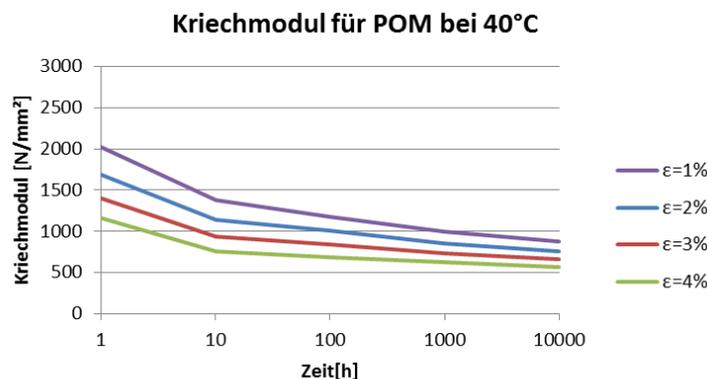


Abb. 57: Kriechmodul als Funktion der Dehnung bei 40 [°C]

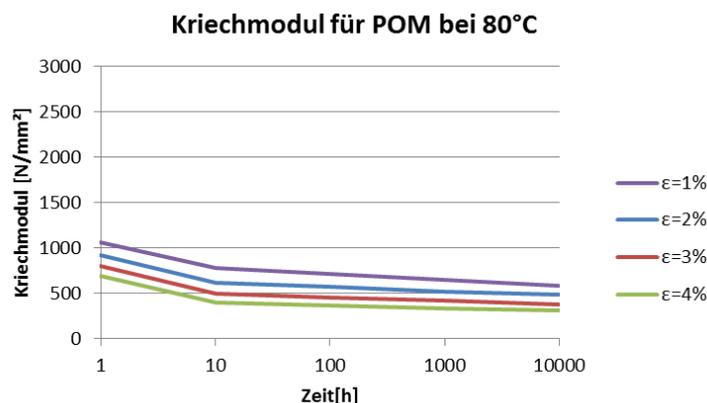


Abb. 58: Kriechmodul als Funktion der Dehnung bei 80 [°C]

Abb. 56 bis Abb. 58 zeigen wie sich die Steifigkeit (Kriechmodul) des Werkstoffes Polyoxymethylen (POM) über die Zeit, die Temperatur und die Dehnung verhält. In den ersten 10 [h] ist dabei der stärkste Abfall der Steifigkeit feststellbar. Die Werte für den Kriechmodul bei 1 [h] sind jene Module, welche aus dem Kurzeitzugversuch ermittelt wurden (Sekantenmodul).

Um eine mathematische Formulierung für die Auslegung der Führungselemente zu erhalten, wird der Kriechmodul auf den E-Modul  $E_0$  (Kurzeitzugversuch) bei Raumtemperatur bezogen und über die Dehnung aufgetragen. Der daraus resultierende Wert wird als Korrekturfaktor  $f_E$  bezeichnet.  $f_E$  ist dabei von der Dehnung  $\epsilon$ , der Zeit  $t$  und der Temperatur  $T$  abhängig. Abb. 59 bis Abb. 61 zeigen den Korrekturfaktor  $f_E$  für unterschiedliche Zeiten und Temperaturen als Funktion der Dehnung (22).

$$f_{E(\epsilon,t,T)} [-] = \frac{E_{c(\epsilon,t,T)}}{E_0} \quad (22)$$

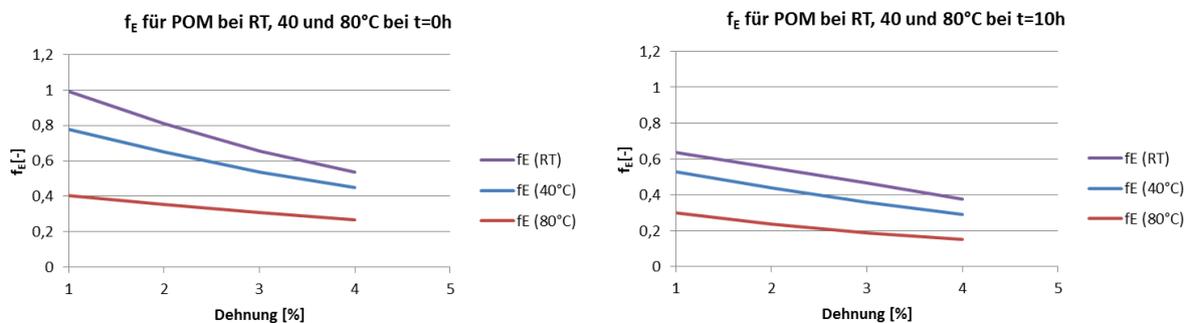


Abb. 59: Korrekturfaktor  $f_{E(\epsilon, t, T)}$  für 0 [h] (links) und 10 [h] (rechts)

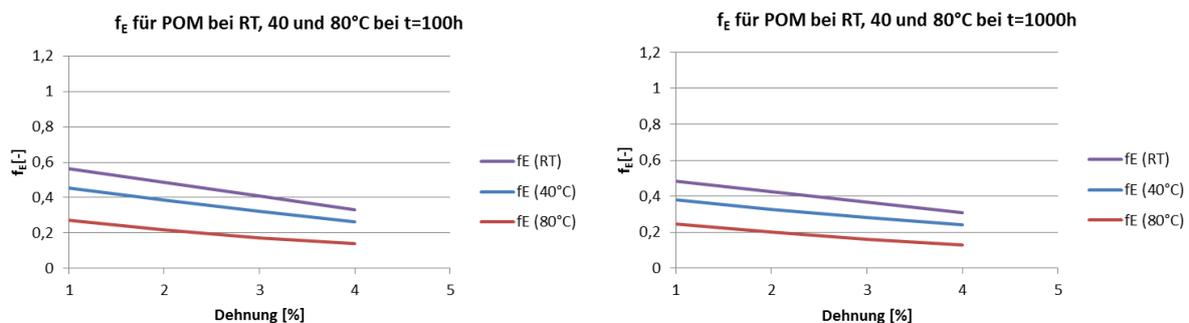


Abb. 60: Korrekturfaktor  $f_{E(\epsilon, t, T)}$  für 100 [h] (links) und 1000 [h] (rechts)

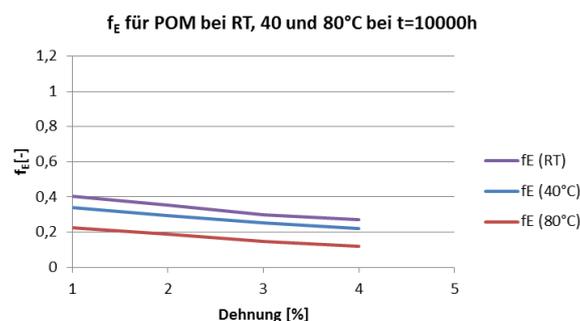


Abb. 61: Korrekturfaktor  $f_{E(\epsilon, t, T)}$  für 10000 [h]

Man erkennt den linearen Verlauf von  $f_E$  über die Dehnung  $\varepsilon$ . Je nach Zeit bzw. Temperatur ergeben sich dabei folgende Formeln zur Berechnung des Korrekturfaktors  $f_E$  (Tab. 8).

Tab. 8: Berechnung von  $f_E$  in Abhängigkeit der Zeit, der Temperatur und der Dehnung

t [h]	T [°C]		
	$f_E$ bei 23 (RT)	$f_E$ bei 40	$f_E$ bei 80
0	$-0,1515 \cdot \varepsilon + 1,1265$	$-0,1103 \cdot \varepsilon + 0,8794$	$-0,0464 \cdot \varepsilon + 0,4499$
10	$-0,0869 \cdot \varepsilon + 0,7237$	$-0,0794 \cdot \varepsilon + 0,602$	$-0,0496 \cdot \varepsilon + 0,3436$
100	$-0,0772 \cdot \varepsilon + 0,6419$	$-0,0632 \cdot \varepsilon + 0,5138$	$-0,0447 \cdot \varepsilon + 0,3127$
1000	$-0,0589 \cdot \varepsilon + 0,544$	$-0,0465 \cdot \varepsilon + 0,4243$	$-0,0399 \cdot \varepsilon + 0,2834$
10000	$-0,0458 \cdot \varepsilon + 0,4462$	$-0,0396 \cdot \varepsilon + 0,375$	$-0,0354 \cdot \varepsilon + 0,2577$

Dieses Kapitel hat also für den Werkstoff POM gezeigt, wie die Abnahme der Steifigkeit (E-Modul) mit der Zeit, der Temperatur und der Dehnung berücksichtigt werden kann. Der aus dem Kurzeitzugversuch gewonnene E-Modul ( $E_0$ ) muss dabei mit dem Korrekturfaktor  $f_E$  multipliziert werden um den Ersatzmodul  $E_E$  zu erhalten. Die unter Tab. 8 genannten Formel gelten dabei nur für den Werkstoff POM. Um weitere Werkstoffe zu betrachten, müssen Kriechversuche bei unterschiedlichen Temperaturen durchgeführt werden, um damit das isochrone Spannungs-Dehnungsdiagramm zu erhalten, woraus schlussendlich mit der hier dargestellten Vorgehensweise der Korrekturfaktor  $f_E$  abgeleitet werden kann.

$$E_E \left[ \frac{N}{mm^2} \right] = E_0 * f_{E(\varepsilon,t,T)} \quad (23)$$

### 3.6) Wandstärke des Führungselementes

Gleiche Werkstoffkennwerte vorausgesetzt, federn stärkere Führungselemente bei identischer Belastung weicher ein. Dies kann sehr einfach durch das Modell einer Feder gezeigt werden (Abb. 62).

Führungselement 1: Wandstärke  $WS_1 = 2,5$  [mm]

Führungselement 2: Wandstärke  $WS_2 = 4$  [mm]

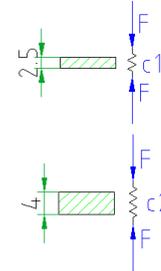


Abb. 62: Einfluss der Wandstärke

Die Federsteifigkeit  $c$  berechnet sich mit den Gleichungen (24), (25), (26):

$$c \left[ \frac{N}{mm} \right] = \frac{F}{\Delta L} \quad (24)$$

$$F = \sigma * A = E * \varepsilon * A = E * \frac{\Delta L}{WS} * A \quad (25)$$

$$c \left[ \frac{N}{mm} \right] = \frac{E * A}{WS} \quad (26)$$

$c$ [N/mm]	Federsteifigkeit/Steifigkeit des Führungselementes
$F$ [N]	Kraft, welche auf das Führungselement wirkt
$\Delta L$ [mm]	Längenänderung des Führungselementes nach Belastung
$\sigma$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Spannung, welche auf das Führungselement wirkt
$A$ [mm <sup>2</sup> ]	projizierte Fläche
$E$ [N/mm <sup>2</sup> ]	E-Modul des Führungselementes
$\varepsilon$ [-]	Stauchung des Führungselementes
$WS$ [mm]	Wandstärke des Führungselementes

Daraus folgt, dass die Steifigkeit des dünneren Führungselementes  $c_1$  1,6mal so groß ist wie die Steifigkeit des dickeren Führungselementes  $c_2$ .

Um diese Hypothese zu bestätigen wurden Druckversuche mit unterschiedlichen Probekörperhöhen (2,5 ; 4 und 12 [mm]) für ECOTAL (POM) durchgeführt (siehe Kapitel 3.9.2.3.2).

### 3.7.) Einflüsse auf die Größe der Kontaktfläche

Die nachfolgenden Kapitel beschäftigen sich mit den unter Kapitel 2.5 genannten Einflüssen auf die Größe der Kontaktfläche.

#### 3.7.1) Einfluss des Führungsspiels

Liegen die Toleranzen der beteiligten Komponenten an den maximal zulässigen Werten (kleinster Kolbenstangendurchmesser, größter Zylindernutdurchmesser und kleinste Führungselementwandstärke – siehe Kapitel 2.2.2) so reduziert sich die Kontaktfläche in Abhängigkeit der Toleranzen.

Als Beispiel ist hier ein Hydraulikzylinder mit Kolbenstangendurchmesser  $d_{f8} = 50$  [mm] und Zylindernutdurchmesser  $D_{H9} = 55$  [mm] angeführt. Die Führungselementbreite  $B$  beträgt  $9,7$  [mm]. Es wurde nun eine FEM Berechnung durchgeführt, wobei als Führungselementwerkstoff ECOTAL (POM) verwendet wurde ( $E=2900$  [MPa],  $\nu=0,435$  [-]). Dabei wurde einmal das minimale und einmal das maximale Führungsspiel miteinbezogen. Da die Kontaktfläche auch von der Einfederung abhängig ist wurde bei beiden Rechnungen ( $x_{fmin}$ ,  $x_{fmax}$ ) das Führungselement um den gleichen Dehnbetrag ( $\epsilon=3\%$ ) verpresst. Der Unterschied der Kontaktfläche zwischen minimalen und maximalen Führungsspiel ist wie folgt:

Tab. 9: Einfluss des Führungsspiels auf die Kontaktfläche (50x55x9,7)

	<b>d</b> [mm]	<b>D</b> [mm]	<b>WS</b> [mm]	<b><math>x_f</math></b> [mm]	<b>B</b> [mm]	<b>A</b> [mm <sup>2</sup> ]	<b>A</b> [%]
theoretisch	50	55	2,5	0	9,7	485	100
minimal	49,975	55	2,5	0,025	9,7	480	98,97
maximal	49,936	55,074	2,45	0,238	9,7	381	78,56

Wie Tab. 9 zeigt, ist der Einfluss des Führungsspiels auf die Kontaktfläche erheblich. Um die Kolbenstange einbauen zu können ist immer ein Führungsspiel notwendig und aufgrund der Fertigungstoleranzen entstehen die Schwankungen des Führungsspiels. Abb. 63 zeigt das Ergebnis der FEM Betrachtung. Man erkennt, dass im Falle des maximalen Führungsspiels (links) die Kontaktfläche (gelb) erheblich kleiner ist als im Falle des minimalen Führungsspiels (rechts).

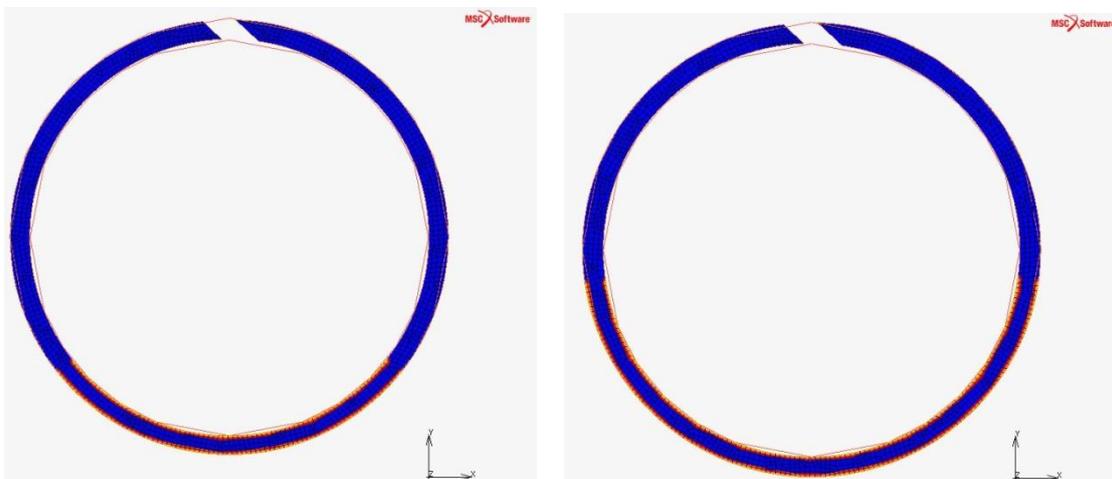


Abb. 63: Einfluss des Führungsspiels auf die Kontaktfläche (links:  $x_{fmax}$ , rechts:  $x_{fmin}$ )

Das heißt, die projizierte Fläche ( $A_{\text{proj}}=d*B$ ) muss aufgrund des Führungsspiels nach unten korrigiert werden. Dieser Einfluss wird im Kapitel 2.7.4 zusammen mit dem Einfluss der Einfederung in Form eines Korrekturfaktors berücksichtigt.

### 3.7.2) Einfluss der Winkelfehlstellung

Kapitel 3.7.1 hat gezeigt das sich der projizierte Durchmesser bei dem das Führungselement und die Kolbenstange Kontakt haben, aufgrund des Führungsspiels signifikant ändert. Das bedeutet, dass die Kontaktfläche eine Funktion des Führungsspiels (Fertigungstoleranzen) ist.

Die Winkelfehlstellung  $\alpha$  ist jener Differenzwinkel der zwischen Kolbenstangenmittellinie und Zylinderrohrmittellinie auftritt (siehe Kapitel 2.1). Eine Winkelfehlstellung entsteht wenn ein Biegemoment (z.B. durch die Gewichtskraft) auf die Kolbenstange oder das Zylinderrohr wirkt.

Um den Einfluss der Winkelfehlstellung auf die Kontaktfläche zu evaluieren müssen dreidimensionale FEM Berechnungen durchgeführt werden, da sich nicht nur der Kontakt zwischen Führungselement und Gegenlauffläche in axialer Richtung sondern auch in Umfangsrichtung ändert. (Abb. 38)

Die Winkelfehlstellung darf maximal so groß sein, dass gerade noch kein metallischer Kontakt der beteiligten Komponenten entsteht. (Abb. 36)

Die Grenze für den minimalen Abstand zwischen den metallischen Komponenten ist der minimale Dichtspalt  $x_{\text{min}}$  (Abb. 45). Aufgrund dessen bewegen sich die Werte für  $\alpha$  im Bereich weniger Zehntel Grad ( $\alpha < 0,5^\circ$ ). Die erlaubte Winkelfehlstellung ist natürlich auch von der Zylinderdimension und den Abständen zwischen den Führungselementen abhängig.

Da nicht für jede Zylinderdimension eine Berechnung durchgeführt werden kann wird der Einfluss der Winkelfehlstellung auf die Größe der Kontaktfläche anhand des Führungsringprüfstandes (siehe Kapitel 3.9.3) schematisch gezeigt. Abb. 64 zeigt eine 2D Schnittdarstellung des Prüfstandes. Ein externer Hydraulikzylinder wird mit einem Druck von 60 [bar] beaufschlagt und bewirkt dadurch eine Kraft  $F$  von 12 [kN] auf die Kolbenstange. Über die beiden Messuhren kann die Position der Kolbenstange ermittelt werden, wobei eine Durchbiegung der Kolbenstange vernachlässigt wird. Diese Kraft  $F$  bewirkt nun eine Verdrehung der Kolbenstange (Winkelfehlstellung, aus Versuch ermittelt) von  $\alpha = 0,2533$  [°].

Durch diese Verdrehung wird der linke Führungsring oben und der rechte Führungsring unten belastet, wie Abb. 65 zeigt.

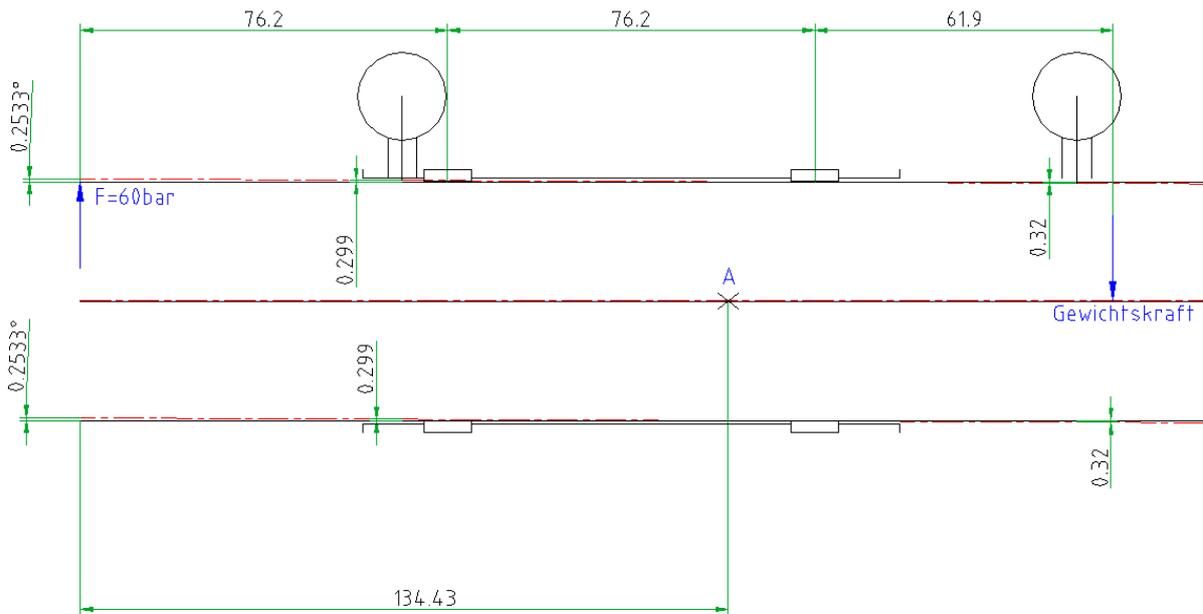


Abb. 64: 2D Schnittdarstellung Führungsringprüfstand

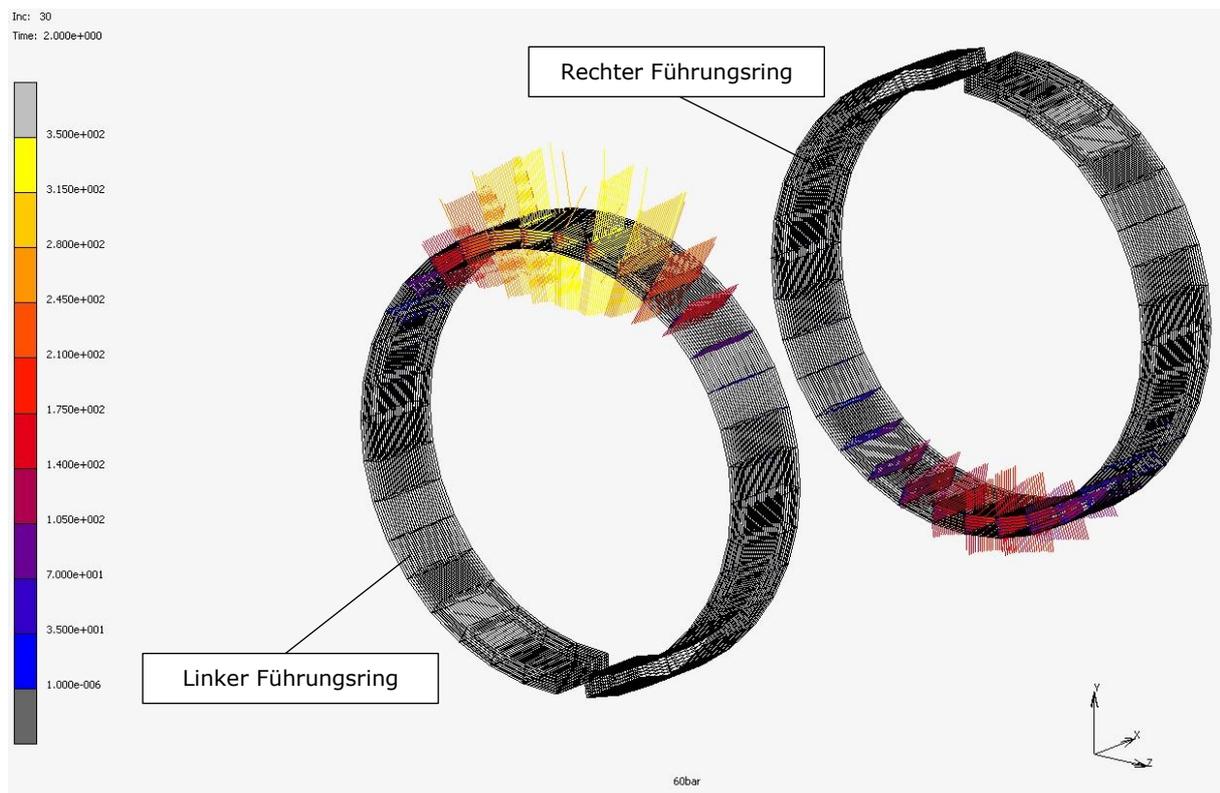


Abb. 65: Belastungssituation der Führungselemente bei Winkelfehlstellung

In der FEM Berechnung wurde die Geometrie des Führungsringprüfstandes wie sie in Abb. 64 gezeigt ist importiert. Es wurde nun eine Rotation der Kolbenstange ( $\alpha=0,2533$  [°]) um den Punkt A (ergibt sich aus den Messwerten der beiden Messuhren – siehe Kapitel 3.9.3.5) aufgebracht. Als Führungselementwerkstoff wurde ECOTAL ( $E=2900$  [MPa],  $\nu=0,435$  [-]) verwendet. Die Abmessungen der verwendeten Führungselemente sind in Tab. 9 dargestellt. Der Einfluss der Winkelfehlstellung auf die Kontaktfläche ist in Abb. 66 (links) dargestellt. Achtung, es handelt sich dabei um die Kontaktfläche nach der Verdrehung (beim linken Führungsring oben und beim rechten unten).

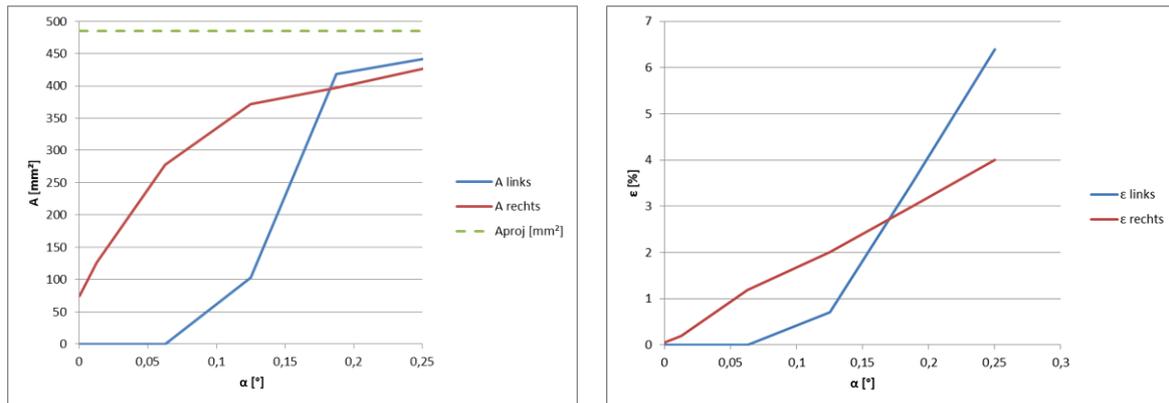


Abb. 66: Einfluss der Winkelfehlstellung  $\alpha$  auf die Kontaktfläche (links) und auf die Einfederung (rechts)

Die Gründe für die unterschiedlich großen Kontaktflächen zwischen linken und rechten Führungsring sind:

- Drehpunkt A liegt nicht in der Mitte der beiden Führungen
- Bevor die Verdrehung der Kolbenstange aufgebracht wird liegt die Kolbenstange aufgrund ihres Gewichtes unten auf.

Daher hat der linke Führungsring am Anfang der Simulation ( $\alpha < 0,075$  [°]) noch keinen Kontakt (in diesem Bereich ist die Kontaktfläche null). Erst ab einem Winkel von  $0,075$  [°] liegt der linke Führungsring oben an der Kolbenstange auf. Danach steigt die Kontaktfläche rasant an bis sie letztendlich wieder abflacht da sie bereits den Maximalwert ( $A_{\text{proj}}$ ) anstrebt. Der Anstieg der Kontaktfläche ist analog zur Einfederung  $\epsilon$  des Führungselementes (Abb. 66 rechts), wobei die Einfederung kein Plateau erreicht sondern weiter mit der Winkelfehlstellung ansteigt. Der rechte Führungsring liegt von Beginn an auf. Die Kontaktfläche steigt degressiv mit der Winkelfehlstellung. Die Einfederung über der Winkelfehlstellung zeigt ein ähnliches Bild.

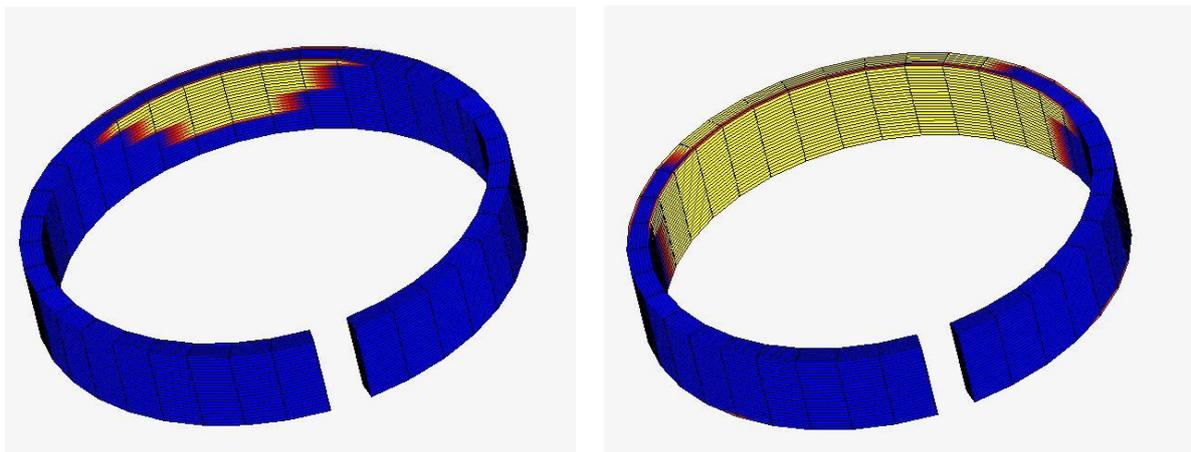


Abb. 67: Kontaktfläche bei kleinem (links) und großem  $\alpha$  (rechts)

Abb. 67 zeigt die Kontaktfläche in Abhängigkeit von der Winkelfehlstellung. Man erkennt, dass die Kontaktfläche bei größerem  $\alpha$  höher ist. Dies liegt aber daran, dass auch die Einfederung  $\epsilon$  mit  $\alpha$  ansteigt. In Kapitel 3.7.4 wird mithilfe eines Korrekturfaktors die Reduzierung der Kontaktfläche in Abhängigkeit der Einfederung berücksichtigt. Der Einfluss der Winkelfehlstellung  $\alpha$  auf die Spannungsverteilung wird im Kapitel 3.9.3.6 detaillierter betrachtet.

### 3.7.3) Einfluss der Werkstoffsteifigkeit

Um den Einfluss der Werkstoffsteifigkeit (E-Modul) auf die Größe der Kontaktfläche aufzuzeigen wird ein Führungsring aus Bronze mit einem Führungsring aus ECOTAL (POM) gegenübergestellt. Die E-Module unterscheiden sich um den Faktor 39,7.

$$E_{\text{Bronze}} = 115000 \text{ [N/mm}^2\text{]} \text{ [13]}$$

$$E_{\text{ECOTAL}} = 2900 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

$$f = E_{\text{Bronze}} / E_{\text{ECOTAL}} = 11500 / 290 = 39,7 \text{ [-]}$$

Elastischer Ansatz (27):

$$\sigma = \frac{F}{A} = E * \varepsilon \Rightarrow A = \frac{F}{E * \varepsilon} \quad (27)$$

Aus dem elastischen Ansatz folgt, dass die Kontaktfläche A mit zunehmendem E-Modul kleiner wird. Um eine große Kontaktfläche zu erzielen muss das Produkt aus E-Modul und Einfederung  $\varepsilon$  minimal sein.  $E * \varepsilon$  ist wiederum von der Belastung  $\sigma$  abhängig. Um das Führungselement nicht plastisch zu verformen darf es maximal bis zur elastischen Grenzspannung (Streckgrenze, Streckspannung) belastet werden.

maximal zulässige statische Belastung (Streckgrenze, Streckspannung):

$$\sigma_{\text{max-Bronze}} = E_{\text{Bronze}} * \varepsilon = 150 \text{ [MPa]} \text{ [13]}$$

$$\sigma_{\text{max-ECOTAL}} = E_{\text{ECOTAL}} * \varepsilon = 65 \text{ [MPa]} \text{ [12]}$$

Aus der maximal zulässigen Belastung ergibt sich für beide Werkstoffe die Einfederung bei maximaler Belastung.

$$\text{Bronze: } \varepsilon_{\text{Bronze}(\sigma_{\text{max-Bronze}})} = \sigma_{\text{max-Bronze}} / E_{\text{Bronze}} = 150 / 115000 = 0,13 \text{ [%]}$$

$$\text{ECOTAL: } \varepsilon_{\text{ECOTAL}(\sigma_{\text{max-ECOTAL}})} = \sigma_{\text{max-ECOTAL}} / E_{\text{ECOTAL}} = 65 / 2900 = 2,24 \text{ [%]}$$

Da die Position der Kolbenstange bzw. des Zylinders zum Führungselement (reine Exzentrizität, Winkelfehlstellung) einen Einfluss auf die Kontaktfläche hat, werden im Folgenden 2 Belastungsfälle unterschieden:

- Reine Exzentrizität – Verschiebung der Kolbenstange um e in vertikaler Richtung (Abb. 68)
- Winkelfehlstellung – Rotation der Kolbenstange um  $\alpha$  im Drehpunkt DP (Abb. 69 – Ermittlung des Drehpunktes siehe Kapitel 3.9.3.5)

Es wird nun wiederum der Führungsringprüfstand (siehe Kapitel 3.9.3) im FEM modelliert, wobei beide Belastungsfälle jeweils für den polymeren (ECOTAL) und für den metallischen Führungsring (Bronze) betrachtet werden. Die Dimensionen (50x55x9,5) sind dabei für beide Führungselemente (Bronze, ECOTAL) identisch. Das Führungsspiel  $x_{f\text{max}}$  beträgt 0,126 [mm].

Abb. 68 zeigt den Führungsringsprüfstand bei exzentrischer Belastung und Abb. 69 zeigt die Belastungssituation bei einer Winkelfehlstellung.

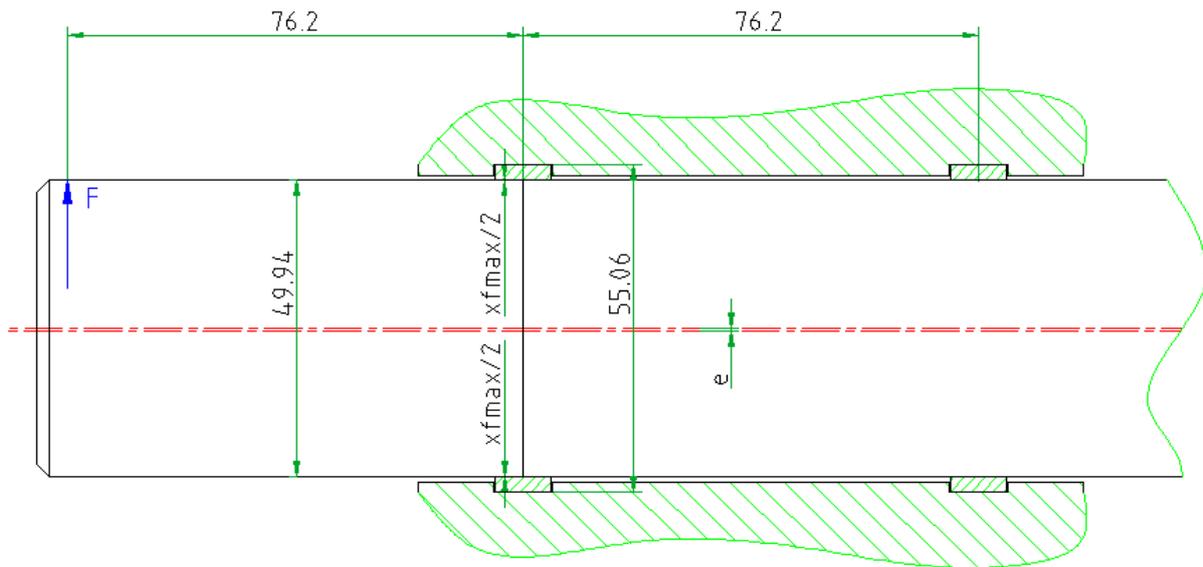


Abb. 68: Führungsring Prüfstand - exzentrische Belastung ( $e$ )

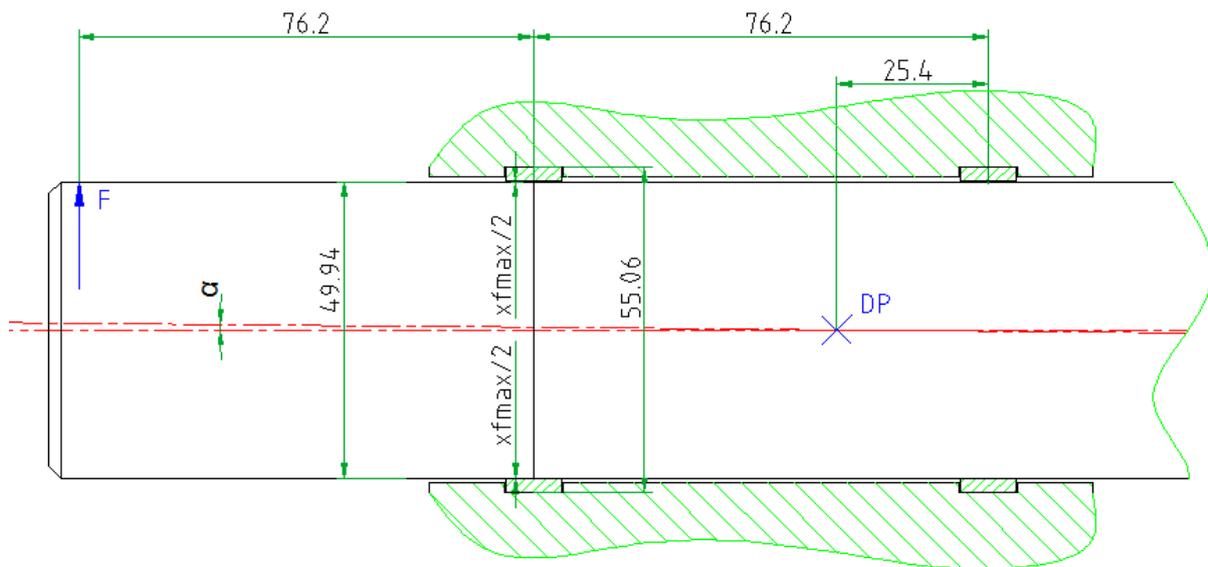


Abb. 69: Führungsring Prüfstand - Belastung durch eine Winkelfehlstellung ( $\alpha$ )

Reine Exzentrizität:

Hierzu wird im FEM Modell die Kolbenstange um den Wert  $e$  (Abb. 68) in vertikaler Richtung verschoben (Stauchung der Führungselemente). Die Werte für  $e$  ergeben sich aus der Einfederung bei maximaler Belastung ( $WS_{FE} * \epsilon(\sigma_{max})$ ) und dem halben Führungsspiel ( $x_{fmax}/2$ ). Die Wandstärke des ECOTAL Führungselementes ( $WS_{FE}$ ) wurde mit einer Messschraube gemessen und beträgt 2,457 [mm]. Für das Führungselement aus Bronze wurde die gleiche Wandstärke verwendet.

$$e_{Bronze} = x_{fmax}/2 + WS_{FE} * \epsilon_{Bronze(\sigma_{max}-Bronze)} = 0,066 \text{ [mm]}$$

$$e_{ECOTAL} = x_{fmax}/2 + WS_{FE} * \epsilon_{ECOTAL(\sigma_{max}-ECOTAL)} = 0,118 \text{ [mm]}$$

Daraus ergeben sich folgende Konstellationen (Abb. 70, Abb. 71):

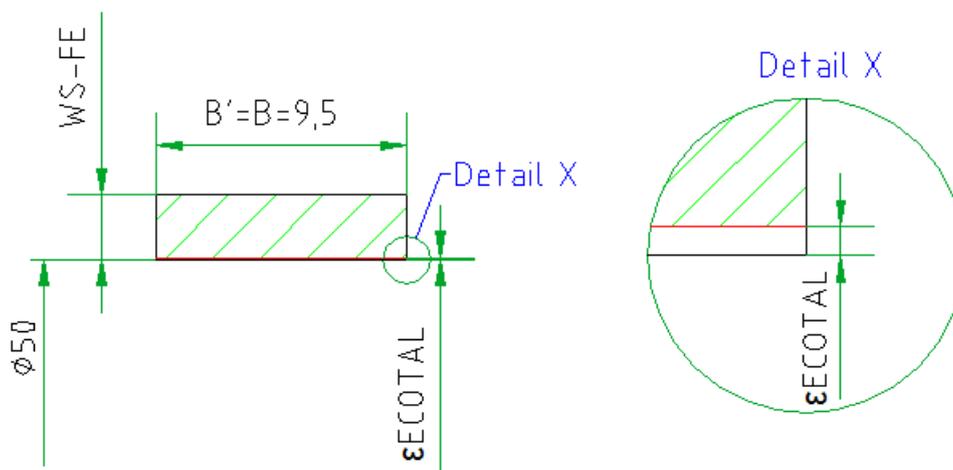


Abb. 70: Deformation  $\epsilon$  des ECOTAL Führungselements bei exzentrischer Belastung

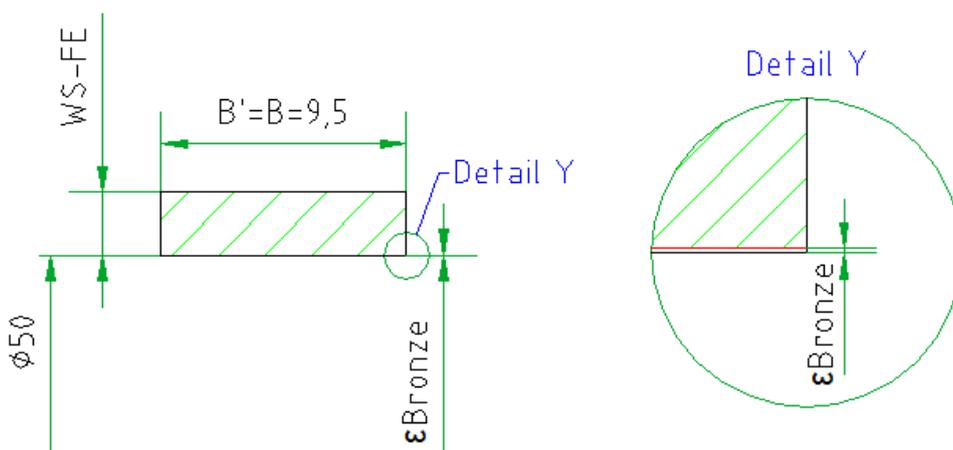


Abb. 71: Deformation  $\epsilon$  des Bronze Führungselements bei exzentrischer Belastung

Bei rein exzentrischer Belastung der Führungselemente ergibt sich eine konstante Einfederung (Deformation  $\epsilon$ ) über die Breite  $B$ . Das heißt, dass es keine Reduktion der Kontaktfläche in axialer Richtung gibt ( $B'=B=9,5$  [mm]). Die Kontaktfläche wird sich also nur durch die unterschiedlich großen Einfederungen unterscheiden. Dabei gilt, je höher die Einfederung desto größer die Kontaktfläche.

Der Unterschied in der Kontaktfläche zwischen metallischen und polymeren Führungselement bei exzentrischer Belastung ist in Abb. 72 dargestellt. Der gelb dargestellte Bereich kennzeichnet den Kontakt zwischen Kolbenstange und Führungselement.

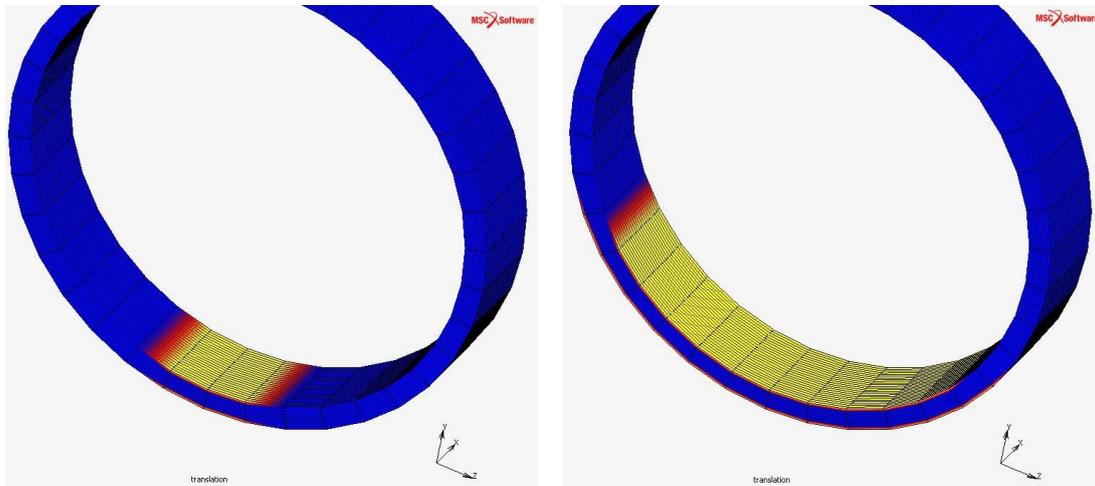


Abb. 72: Kontaktfläche bei exzentrischer Belastung (links: Bronze, rechts: ECOTAL)

In Abb. 73 ist die Spannungsverteilung dargestellt. Man erkennt, dass sich die Kräfte beim polymeren Führungselement auf eine größere Fläche verteilen was zu geringeren Spannungen führt. Beim metallischen Führungselement treten hingegen hohe lokale Spannungen auf, welche neben der Gefahr des Kantenbruchs und der Schädigung der Gegenläufige auch die Schmierfilmdicke negativ beeinflussen.

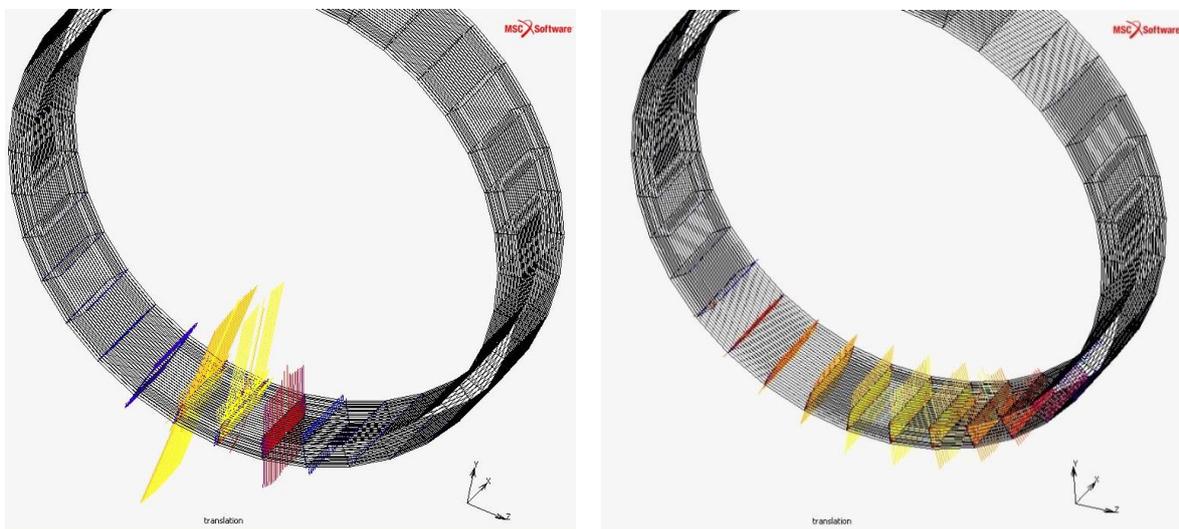


Abb. 73: Spannungsverteilung bei maximal zulässiger Einfederung und exzentrischer Belastung: links: Bronze, rechts: ECOTAL

Tab. 10 zeigt zusammengefasst die Ergebnisse aus obiger Berechnung.

Tab. 10: Kontaktfläche bei exzentrischer Belastung für Bronze und ECOTAL

Werkstoff	Kontaktfläche [mm <sup>2</sup> ]	Max. Spannung [MPa]
Bronze	142,5	150
ECOTAL	389,5	65

Winkelfehlstellung:

Die Winkelfehlstellung  $\alpha$  wird folgendermaßen ermittelt:

Die Kolbenstange wird so lange um den Punkt DP verdreht (siehe Abb. 69) bis sich am linken oberen Führungsring die Einfederung bei maximal zulässiger Belastung  $\epsilon_{(\max)}$  ergibt. Der Winkel der sich daraus ergibt ist die Winkelfehlstellung  $\alpha$ . Abb. 74 zeigt den Winkel  $\alpha$  bzw. die Breite  $B'$  für die beiden Führungselemente.

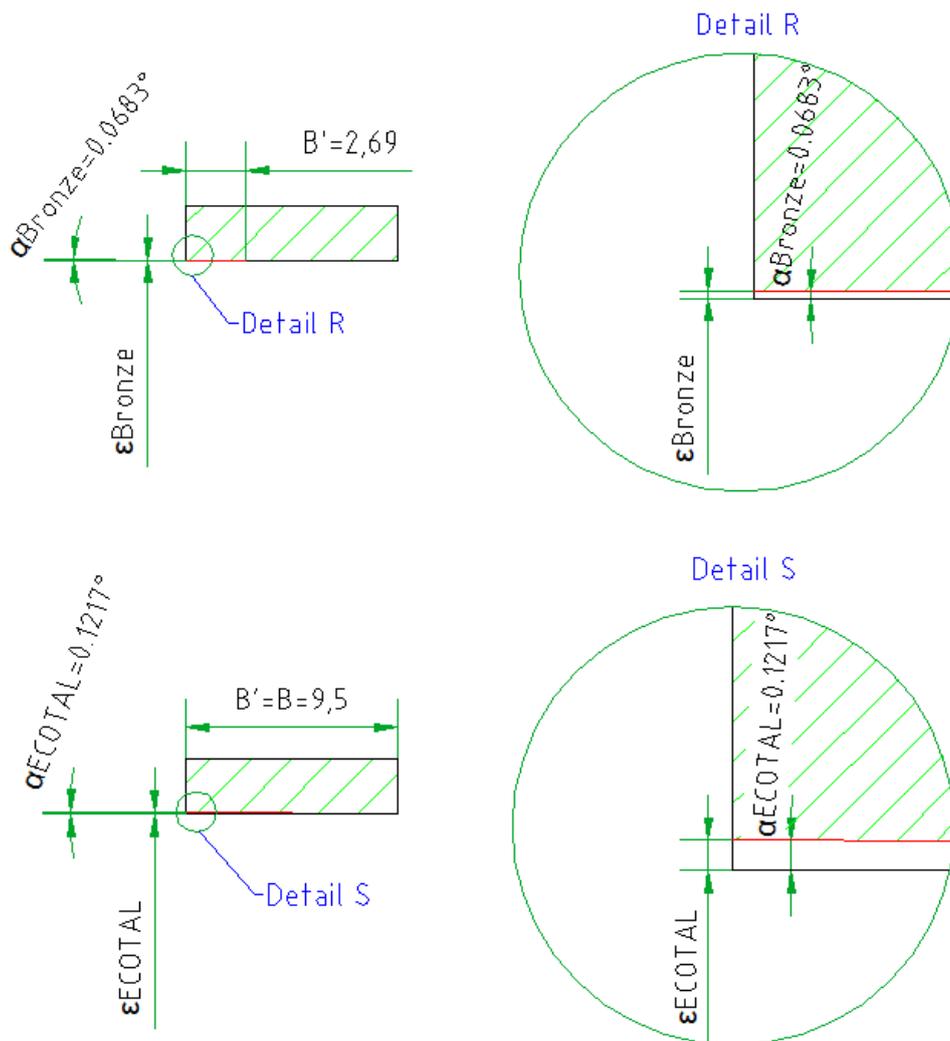


Abb. 74: Deformation  $\epsilon$  bei maximal zulässiger Belastung der Führungselemente im Falle einer Winkelfehlstellung

$B'$  ist dabei jener Abstand, bei dem die Kolbenstange mit dem Führungselement in Kontakt steht. Man erkennt, dass der metallische Führungsring (Bronze) viel weniger an der Kolbenstange aufliegt als der polymere Führungsring. Die FEM Ergebnisse ergeben ein ähnliches Bild. Der Unterschied in der Kontaktfläche ist in Abb. 75 dargestellt.

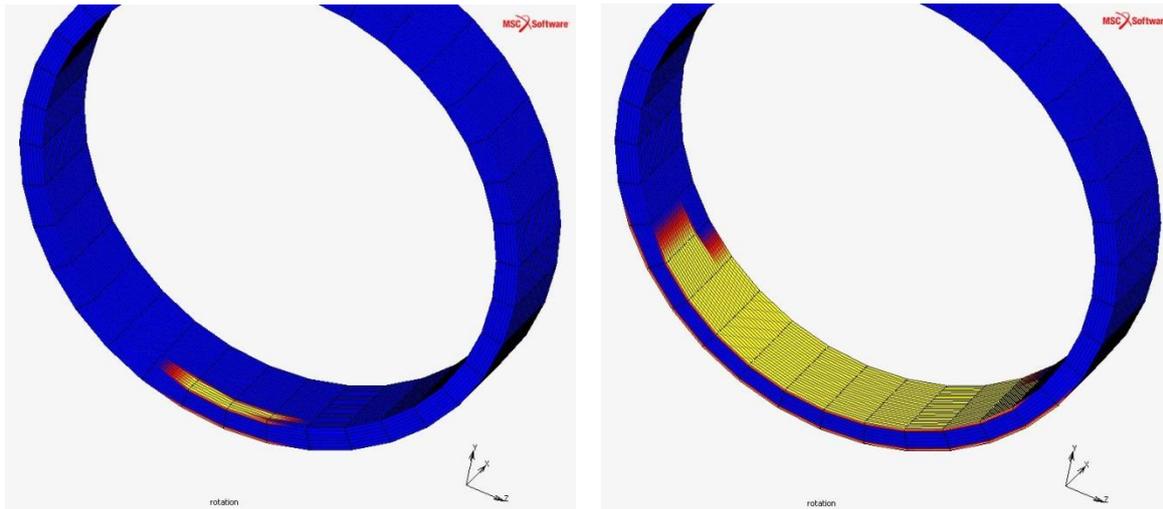


Abb. 75: Kontaktfläche bei Winkelfehlstellung (links: Bronze, rechts: ECOTAL)

Da die Einfederung beim Bronze Führungselement viel geringer ist, ist auch die Winkelfehlstellung geringer was zu einer Reduzierung der Kontaktfläche führt ( $B' < B$ ). Daraus ergeben sich wiederum hohe lokale Spannungsspitzen.

In Tab. 11 sind die unterschiedlich großen Kontaktflächen nach einer Winkelfehlstellung für Bronze und ECOTAL dargestellt.

Tab. 11: Kontaktfläche bei Winkelfehlstellung für Bronze und ECOTAL

Werkstoff	Kontaktfläche [mm <sup>2</sup> ]	Max. Spannung [MPa]
Bronze	35,1	150
ECOTAL	364,8	65

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sich geringere Steifigkeiten des Führungselementwerkstoffes positiv auf die Kontaktfläche auswirken. Der Einfluss der Steifigkeit auf das Verhalten der Führungselemente ist in Tab. 12 dargestellt.

Tab. 12: Einfluss der Steifigkeit auf das Verhalten der Führungselemente

Steifigkeit	hoch	gering
Exzentrizität	gering	hoch
Winkelfehlstellung	gering	hoch
Kontaktfläche (exzentrische Belastung)	gering	hoch
Kontaktfläche (Winkelfehlstellung)	Sehr gering	hoch
Spannungsspitzen	hoch	gering

Die oben erläuterte Betrachtung hat also gezeigt, dass die Belastung der Führungselemente stark von der Steifigkeit des Werkstoffes abhängt. Ein höherer E-Modul bewirkt nicht nur eine kleinere Kontaktfläche sondern auch Spannungsspitzen im Bereich der tragenden Kante der Führungselemente. Da die Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenauflfläche eine Funktion des E-Moduls und der Einfederung ist, wirkt sich ein geringerer E-Modul positiv auf die Spannungsverteilung aus. Der E-Modul muss allerdings mindestens so hoch sein, dass ein metallischer Kontakt zwischen den bewegten Komponenten (Kolben bzw. Kolbenstange und Zylinder) verhindert wird.

Für die Werkstoffwahl (Kapitel 3.8) ist daher das Verhältnis aus maximal zulässiger Spannung (Streckgrenze, Streckspannung) zur Steifigkeit des Werkstoffes (E-Modul) entscheidend. Dieses Verhältnis ergibt die Einfederung bei maximal zulässiger Belastung ( $\epsilon_{\max} = R_e/E$ ). Je größer das Verhältnis desto größer ist die Kontaktfläche. Die Einfederung muss aber nach oben hin begrenzt werden, da ansonsten die zulässigen Spaltmaße überschritten werden (metallischer Kontakt).

### 3.7.4) Einfluss der Einfederung (Stauchung)

Grundsätzlich gilt, je höher die Einfederung  $\epsilon$  des Führungselementes (Kapitel 2.3) desto größer ist die Kontaktfläche. Dazu werden wiederum ein paar FEM Berechnungen durchgeführt um einen Korrekturfaktor zu erstellen, welcher die Reduzierung der Kontaktfläche aufgrund des Führungsspiels und der Einfederung berücksichtigt. Abb. 76 zeigt wie sich die Kontaktfläche mit der Einfederung ändert ( $x_f = 0,1$  [mm]=const).

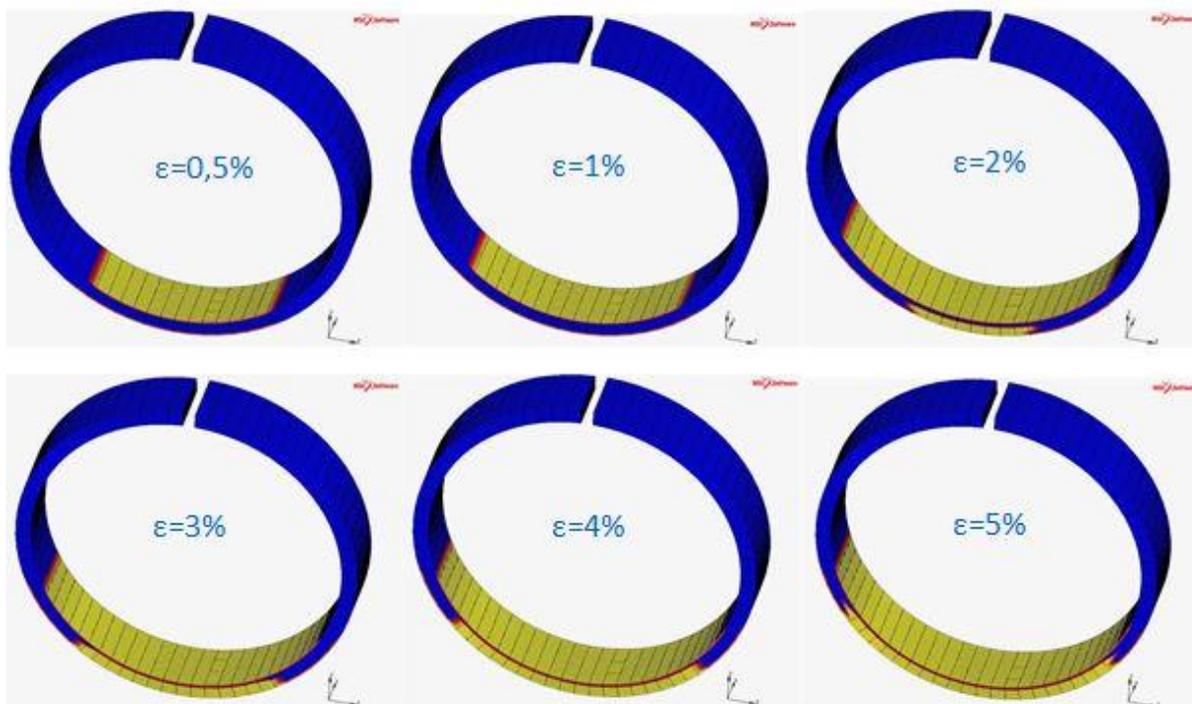


Abb. 76: Veränderung der Kontaktfläche mit der Einfederung  $\epsilon$  für ein Führungsspiel  $x_f$  von 0,1 [mm]

In Abb. 77 ist der Einfluss des Führungsspiel  $x_f$  auf die Kontaktfläche dargestellt ( $\epsilon = 1$  [%]=const.). Die gewählten Werte für  $x_f$  (0,05 – 0,5 [mm]) decken dabei Zylindergrößen bis zu einem Durchmesser von 1000 [mm] und einer Führungselementwandstärke bis zu 4 [mm] bei Standardtoleranzen ab. Für größere Dimensionen bzw. größere Führungsspiele muss die Kontaktfläche noch weiter reduziert werden (siehe Abb. 47).

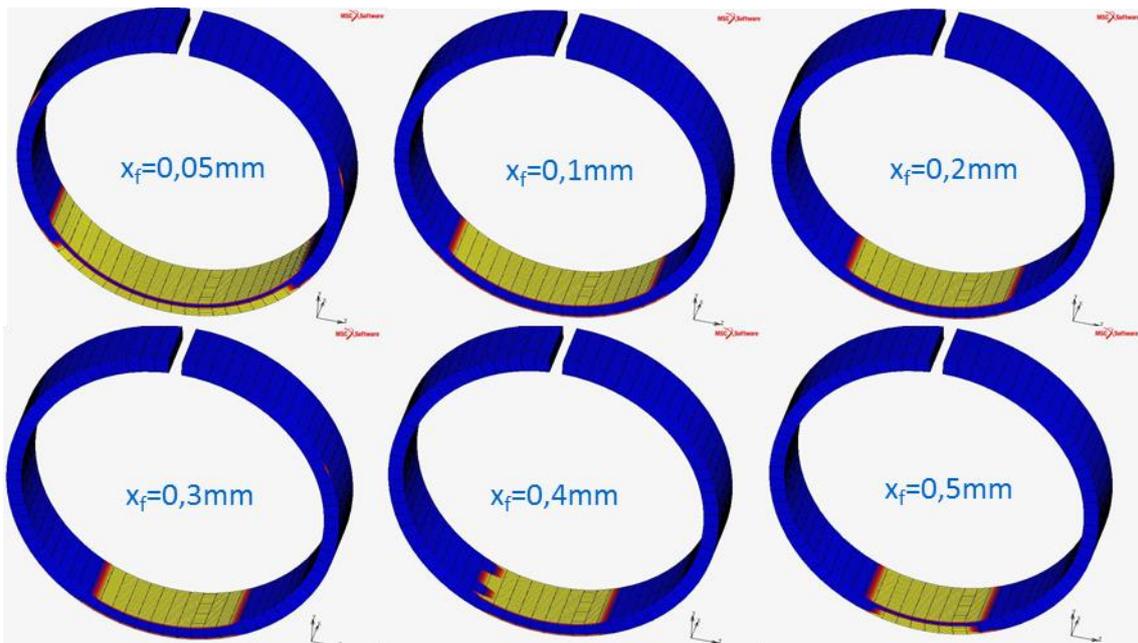


Abb. 77: Veränderung der Kontaktfläche mit dem Führungsspiel  $x_f$  bei einer Einfederung von 1%

Um den Einfluss der Einfederung und des Führungsspiels auf die Größe der Kontaktfläche zu berücksichtigen wird der Korrekturfaktor  $\epsilon$  verwendet (Abb. 78), welcher aus den obigen FEM Betrachtungen resultiert.

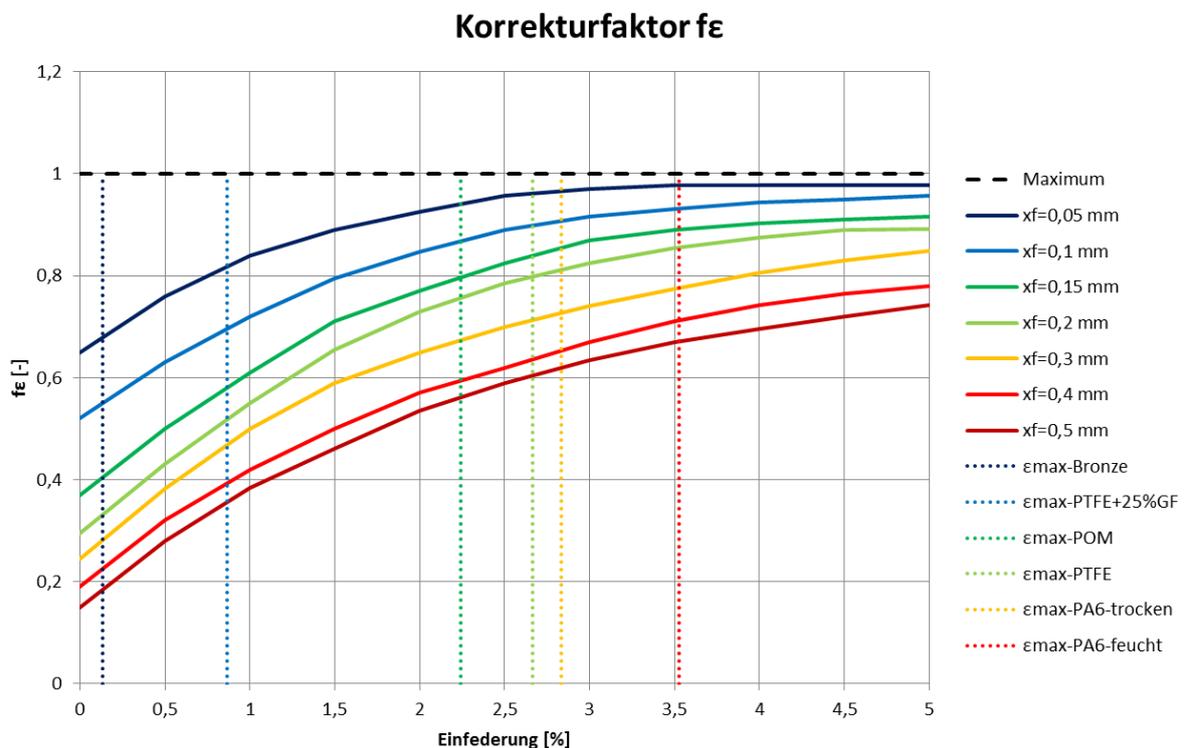


Abb. 78: Korrekturfaktor  $\epsilon$

$\epsilon_{\text{max-Werkstoff}}$  maximal zulässige Einfederung bis Streckspannung (elastische Grenzspannung) erreicht wird in Abhängigkeit des Werkstoffes

Die theoretisch maximal erreichbare Kontaktfläche wird nun mit diesem Korrekturfaktor multipliziert (28).

$$A_{kor-Einfederung} = d * B * f_{\varepsilon} \quad (28)$$

Der Maximalwert für  $f_{\varepsilon}$  liegt bei 1. Man erkennt, dass die Kontaktfläche mit steigendem Führungsspiel  $x_f$  sinkt. Je größer die Einfederung  $\varepsilon$  desto größer die Kontaktfläche. Die punktierten Linien geben an, wie hoch die Einfederung für unterschiedliche Werkstoffe sein darf bis die maximal zulässige Spannung (Streckspannung) erreicht wird. Vergleicht man z.B. Bronze mit POM so erkennt man, dass selbst bei geringsten Toleranzen (also kleinem Führungsspiel) des Bronze Führungselementes die Kontaktfläche bei POM deutlich größer ist.

Bei der Dimensionierung der Führungselemente müssen diese Einflüsse berücksichtigt werden, da die Größe der Kontaktfläche neben der Spannungsverteilung auch den Verschleiß bestimmt. Dabei gilt je kleiner die Kontaktfläche desto größer sind die Spannungsspitzen und damit die Belastung der Führungselemente. Eine höhere Belastung bedeutet einen höheren Verschleiß (siehe Kapitel 1.4.4.2).

Die Belastungstemperatur wirkt sich positiv auf die Kontaktfläche aus, da durch die Wärmeausdehnung der Führungselemente das Führungsspiel verkleinert wird. Daher ist bei der Berechnung des Führungsspieles die Wärmeausdehnung in jedem Fall zu berücksichtigen (Kapitel 3.9.3.5).

Auch in Bezug auf die Wärmeausdehnung sind polymere Führungselemente im Vorteil, da der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient von Kunststoffen in etwa 10 mal so groß ist wie jener von Metallen.

### 3.7.5) Einfluss des Schnittspaltes

Für lineare Anwendungen, wie es der Hydraulikzylinder ist, werden ausschließlich geschlitzte Führungselemente verwendet. Ungeschlitzte Führungselemente sind nur für Rotationsbewegungen zulässig und können teilweise offene Einbauräume erfordern. Abb. 79 zeigt unterschiedliche Ausführungsformen des Schnittes. Als Standardschnittausführung hat sich der Schrägschnitt (Abb. 79 links) unter 30 [°] bzw. 45 [°] bewährt. Der gerade Schnitt (Abb. 79 mittig) ist für Anwendungsfälle vorzusehen, welche auch Drehbewegungen aufzunehmen haben. Der Stufenschnitt (Abb. 79 rechts) wird für spezielle Anwendungsfälle empfohlen, z.B. wenn die Führungselemente zusätzliche Dichtfunktionen zu übernehmen haben.



Abb. 79: Unterschiedliche Schnittausführungen für Führungselemente [1]

Befindet sich der Schnittspalt des Führungselementes genau in der Position wo die Querlast wirkt (Abb. 80) so reduziert sich die Kontaktfläche um den Betrag der Fläche welche durch den Schnittspalt verursacht wird.

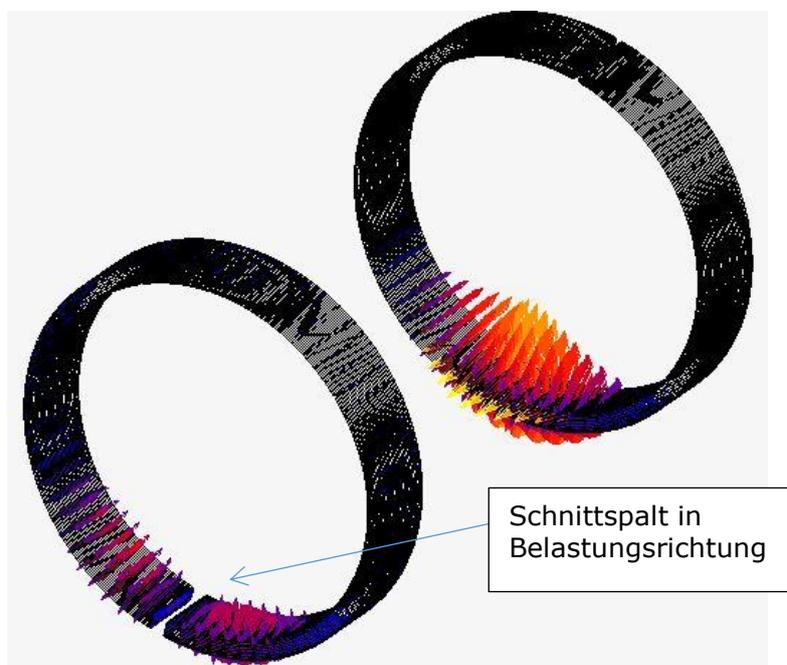


Abb. 80: Einfluss des Schnittspaltes auf die Größe der Kontaktfläche

Berechnung der Schnittspaltfläche (29), (30), (31), (32), (33), (34), (35):

$$A_{kor-Schnittspalt} [mm^2] = B * d - A_S \quad (29)$$

$$A_S [mm^2] = S * \frac{B}{\cos(\beta)} \quad (30)$$

$$S [mm] = k_s * D \text{ gültig für } T \leq 80 [^{\circ}C] \quad (31)$$

$$S [mm] = k_s * D + \frac{k_T * D * (T - 80)}{10000} \text{ gültig für } T > 80 [^{\circ}C] \quad (32)$$

$$k_s = 0,01 + \pi * \alpha * (T - T_0) \text{ gültig für } T \leq 80 [^{\circ}C] \quad (33)$$

$$k_T = \pi * \alpha * 10000 \text{ gültig für } T > 80 [^{\circ}C] \quad (34)$$

$$f_{SS}[-] = \frac{A_{kor-Schnittspalt}}{A_{proj}} = 1 - \frac{A_S}{A_{proj}} \quad (35)$$

$A_{kor-Schnittspalt} [mm^2]$	korrigierte Fläche wenn der Schnittspalt in Belastungsrichtung liegt
$B [mm]$	Breite des Führungselementes
$d [mm]$	Innendurchmesser des Führungselementes
$A_S [mm^2]$	Fläche, die wegen des Schnittspaltes verloren geht
$S [mm]$	Schnittspalt des Führungselementes
$\beta [^{\circ}]$	Winkel des Schnittes zur Horizontalen
$k_s [-]$	werkstoffabhängiger Spaltweitenfaktor
$D [mm]$	Außendurchmesser des Führungselementes
$k_T [-]$	werkstoffabhängiger Temperaturkorrekturfaktor
$T [^{\circ}C]$	maximale Einsatztemperatur
$T_0 [^{\circ}C]$	Raumtemperatur
$\alpha [1/K]$	linearer Wärmeausdehnungskoeffizient
$f_{SS} [-]$	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Flächenverlustes aufgrund des Schnittspaltes

Abb. 81 zeigt die Abmessungen des Führungselementes welche zur Berechnung der korrigierten Kontaktfläche aufgrund des Schnittspaltes notwendig sind.

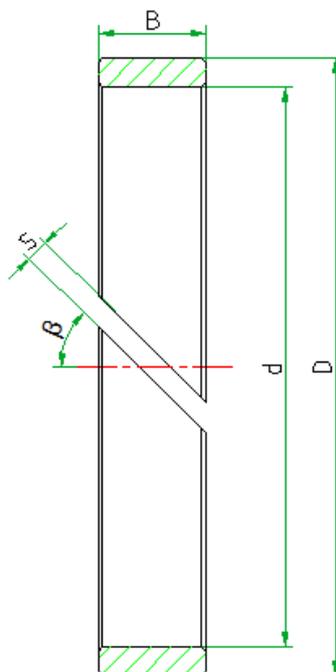


Abb. 81: Abmessungen des Führungselementes zur Berechnung der korrigierten Kontaktfläche aufgrund des Schnittspaltes

### 3.8) Vorgehensweise bei der Werkstoffwahl

Mit Hilfe der CES Selector Software sollen Werkstoffe ausgewählt werden, welche den Ansprüchen der Führungselemente gerecht werden. Diese Software stellt ein Werkzeug für die Werkstoffwahl dar.

Für die Wahl des passenden Werkstoffes müssen die Anforderungen in quantifizierte Werkstoffkennwerte übergeführt werden. Dabei ist es wichtig, dass die Kennwerte untereinander vergleichbar sind.

Die Vorgehensweise gliedert sich in vier Hauptschritte (Abb. 82). Zuerst müssen die Anforderungen an den Werkstoff definiert werden um daraus Funktionen, Ziele und Randbedingungen abzuleiten (Translation). Anschließend werden die Anforderungen in die Software implementiert um Werkstoffe welche die Anforderungen nicht erfüllen auszuschließen (Screening). Dies ist ein iterativer Prozess und muss gegebenenfalls öfters ausgeführt werden. Danach werden die übriggebliebenen Werkstoffe untereinander verglichen um die Werkstoffe, welche die Ziele am besten erfüllen, zu finden (Ranking). Anschließend werden die Eigenschaften dokumentiert um den Werkstoff besser zu verstehen und mögliche Schwachpunkte aufzuzeigen (Documentation).

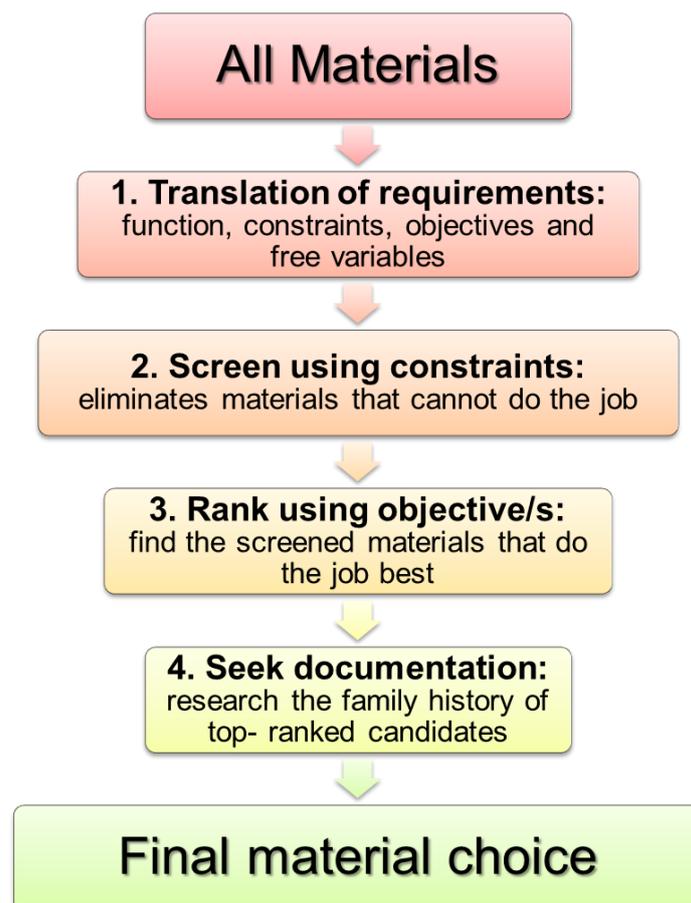


Abb. 82: Empfohlene Vorgehensweise bei der Werkstoffwahl mithilfe der CES Selector Software

### 3.8.1) Funktion – was macht ein Führungselement

Die Hauptaufgabe der Führungselemente ist, die im Betrieb auftretenden Querlasten definiert aufzunehmen und dabei die Kolbenstange im Zylinderkopf (Stangenführungselement) bzw. den Kolben in der Zylinderbohrung (Kolbenführungselement) unter Berücksichtigung bestmöglicher Konzentrizität zu führen (Abb. 83). Dabei müssen metallische Kontakte der bewegten Teile verhindert werden.

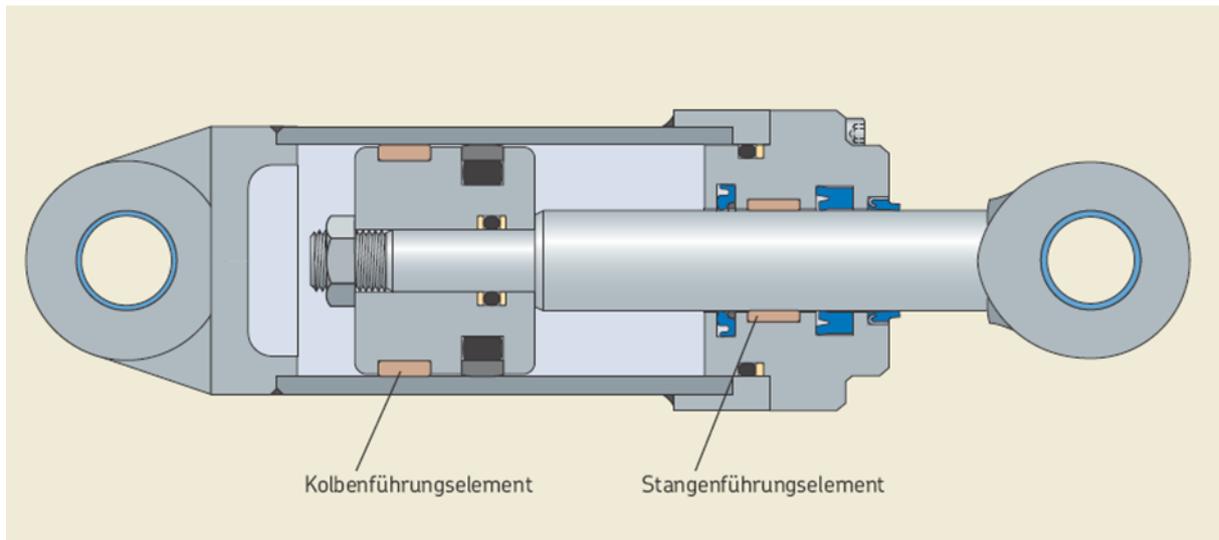


Abb. 83: Führungselemente im Hydraulikzylinder

### 3.8.2) Ziele – was soll erreicht und verbessert werden

- a.) Lebensdauer erhöhen
- b.) Metall zu Metall Kontakt zwischen bewegten Teilen verhindern
- c.) Konzentrizität zwischen Komponenten gewährleisten
- d.) Formstabilität bei typischen Einsatztemperaturen zwischen -40 und 110 [°C]
- e.) Führungselement darf beim Einbau nicht brechen
- f.) Führungselement darf im Einsatz nicht brechen
- g.) Werkstoffkosten minimieren
- h.) Hydraulikfluid muss das Führungselement passieren können
- i.) Führungselement soll die Gegenauflfläche nicht beschädigen
- j.) gute Laufeigenschaften bei Mangelschmierung
- k.) Quellung in Wasser und Öl soll gering sein

### 3.8.3) Randbedingungen – welche Eigenschaften muss der Werkstoff haben um die Ziele zu erfüllen

Aus den unter Kapitel 3.8.2 genannten Zielen werden im Folgenden Randbedingungen definiert, welche der Werkstoff erfüllen muss um als Führungselementwerkstoff in Frage zu kommen.

#### 3.8.3.1) Lebensdauer erhöhen

Um die Lebensdauer zu erhöhen muss der Verschleiß minimiert werden. Da der Verschleiß  $w_s$  mit der Belastung  $p$  ansteigt müssen die Belastungen gering gehalten werden (36). Eine geringe Belastung wird durch eine große Kontaktfläche  $A$  zwischen den Komponenten (Führungselement, Kolbenstange, Zylinder) oder durch ein kleines Produkt aus E-Modul und Einfederung  $\varepsilon$  erreicht (37), (38). Um eine große Kontaktfläche  $A$  zu erreichen muss die Einfederung  $\varepsilon$  groß und die Fertigungstoleranzen (Führungsspiel) klein sein (siehe Kapitel 3.7). Eine große Einfederung erreicht man mit geringer Steifigkeit des Führungselementwerkstoffes. Als Grenzwert für die minimale Einfederung  $\varepsilon_{min}$  wird hier der Wert 2 [%] gewählt, da hier die Verluste in der Kontaktfläche noch nicht so groß sind (siehe Kapitel 3.7.4). Um die Belastungen in einem Hydraulikzylinder zu ertragen, muss der Werkstoff eine gewisse Belastung ertragen können. Deshalb wird in der CES Selector Software nach Werkstoffen gesucht, welche einerseits die Randbedingung  $\varepsilon_{min}=2$  [%] erfüllen und andererseits eine hohe Streckspannung  $R_e$  aufweisen (39).

$$w_s = k * p \Rightarrow w_s < \text{wenn } p < \quad (36)$$

$$p = \frac{F}{A} = E * \varepsilon \Rightarrow p < \text{wenn } A > \text{ oder } E * \varepsilon < \quad (37)$$

$$A = \frac{F}{E * \varepsilon} \Rightarrow A > \text{wenn } E * \varepsilon < \quad (38)$$

$$\varepsilon_{min} = 2 \text{ [%]}$$

$$p_{max} = R_e = E * \varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \frac{R_e}{E} \text{ wobei } \varepsilon > \varepsilon_{min} \quad (39)$$

Ein weiterer Werkstoffkennwert, welcher einen Einfluss auf den Verschleiß hat ist die Härte  $H$ . Sie stellt den Widerstand gegen eine äußere Belastung (Flächenpressung  $p$ ) dar. Es besteht daher ein Zusammenhang (40) zwischen der auftretenden Flächenpressung und der Härte des weicheren Werkstoffes (Führungselement).

$$p = C * H \Rightarrow p < \text{wenn } H < \quad (40)$$

$C$  ist dabei ein dimensionsloser Koeffizient. Daraus ergibt sich der Verschleiß  $w_s$  zu: (41)

$$w_s = k * p = k * C * H \quad (41)$$

Das Ziel einer langen Lebensdauer der Führungselemente wird mit einem kleinen Produkt aus Verschleißkoeffizienten  $k$  und Härte  $H$  erreicht. Abb. 84 zeigt den Verschleißkoeffizienten über die Härte für unterschiedliche Werkstoffe, wobei die diagonalen Linien das Produkt aus Verschleißkoeffizient und Härte widerspiegeln.

Von den Metallen schneidet Bronze am besten ab. Noch geringere Werte des Produktes  $k \cdot H$  erreicht man mit gefüllten oder ungefüllten Thermoplasten (PTFE, PA, PE-HD...) sowie mit gefüllten Thermosets (Phenolharz mit Baumwolle, Polyesterharz mit Polyesterfasern...).

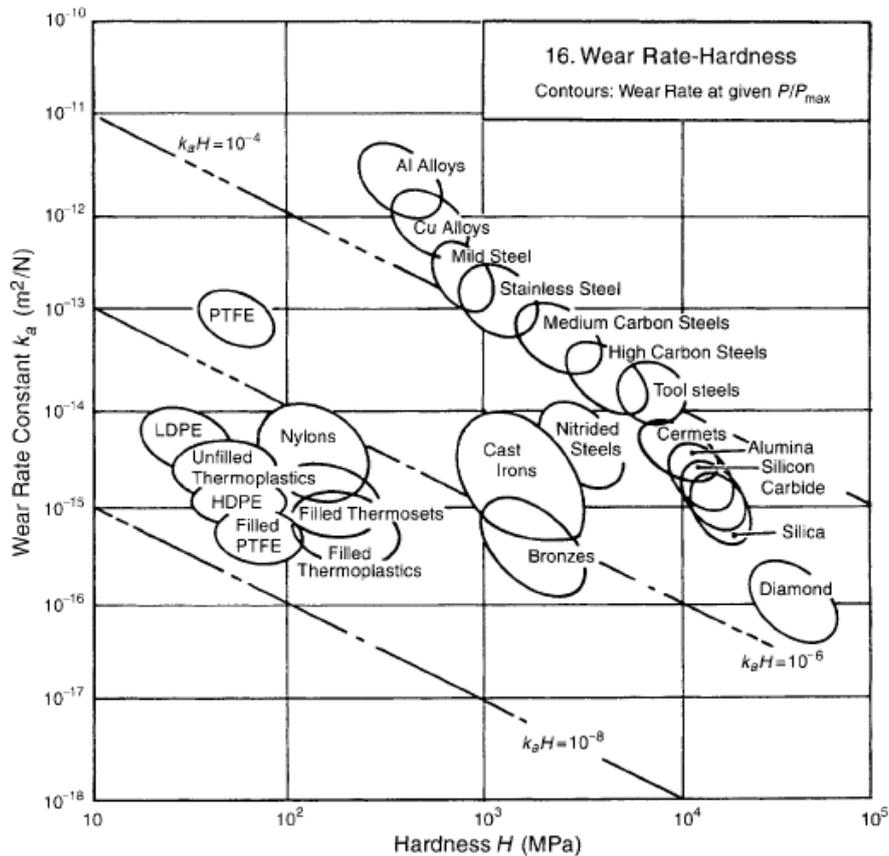


Abb. 84: Verschleißkoeffizient über die Härte [11]

### 3.8.3.2) Metall zu Metall Kontakt zwischen bewegten Teilen vermeiden

Um dieses Ziel zu erfüllen muss der Werkstoff eine minimale Steifigkeit  $E_{\min}$  aufweisen. Die Steifigkeit des Werkstoffes muss mindestens so hoch sein, dass die Einfederung  $\varepsilon$  des Führungselementes bei einer vorgegebenen Belastung kleiner ist als der minimale Spalt  $x_{\min}$  zwischen den bewegten und den ruhenden Komponenten (siehe Kapitel 2.2.2.2).

Die maximal zulässige Einfederung  $\varepsilon_{\max}$  errechnet sich dabei aus dem Verhältnis von minimalem Dichtspalt  $x_{\min}$  zu minimaler Wandstärke des Führungselementes  $WS_{\min}$  (42). Die Berechnung von  $x_{\min}$  ist im Kapitel 3.3 erläutert.

$$\varepsilon_{\max} = \frac{x_{\min}}{WS_{\min}} < 5[\%] \quad (42)$$

Der Grenzwert für die maximal zulässige Einfederung  $\varepsilon_{\max}$  wird mit 5 [%] gewählt, da hier für Standardzylinder noch keine metallischen Kontakte zu erwarten sind (siehe Kapitel 2.2.2.2).

Für die Werkstoffwahl heißt das, dass das Verhältnis aus Streckspannung  $R_e$  zum E-Modul (43) kleiner sein muss als 5 [%].

$$p_{\max} = R_e = E * \varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \frac{R_e}{E} \text{ wobei } \varepsilon < \varepsilon_{\max} \quad (43)$$

### 3.8.3.3) Konzentrität zwischen Komponenten gewährleisten

Um bestmögliche Konzentrität zu gewährleisten darf der Werkstoff keine zu geringe Steifigkeit aufweisen. Das heißt, eine hohe Steifigkeit wirkt sich positiv auf die Konzentrität aus, da die Einfederung gering ist. Da eine hohe Steifigkeit aber auch große Nachteile hinsichtlich Verschleiß (siehe Kapitel 3.8.3.1) bringt wird das Maximieren der Steifigkeit nicht für die Wahl des Werkstoffes verwendet. Die gewählten Werkstoffe werden aber nach der Höhe der Steifigkeit gereiht um den Werkstoff mit der höchsten Steifigkeit zu finden.

### 3.8.3.4) Formstabilität bei typischen Einsatztemperaturen zwischen -40 und 110 [°C]

Die Einsatztemperaturen in einem Hydraulikzylinder bewegen sich in einem Bereich von -40 [°C] bis 110 [°C]. Die beiden Temperaturgrenzen werden als Grenzwerte in der Werkstoffwahl berücksichtigt.

$$T_{\min} = -40 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{\max} = 110 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

### 3.8.3.5) Führungselement darf beim Einbau nicht brechen

Um das Führungselement in einem einteiligen Gehäuse ohne Schädigung (Bruch) einbauen zu können ist eine Mindestverformung notwendig. Als Randbedingung wird hier eine minimale Bruchdehnung von 5 [%] definiert. Das heißt, der Werkstoff darf erst ab einer Verformung von 5 [%] brechen.

$$\text{Bruchdehnung} > 5 \text{ [%]}$$

### **3.8.3.6) Führungselement darf im Einsatz nicht brechen**

Die Druckfestigkeit  $\sigma_D$  ist jene Spannung bei der der Prüfkörper bei Druckbelastung bricht. Damit das Führungselement den Belastungen im Hydraulikzylinder standhält wurde hier als Minimalwert 50 [MPa] definiert.

$$\sigma_D > 50 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

### **3.8.3.7) Werkstoffkosten minimieren**

Da die Kosten in jeder Firma eine wichtige Rolle spielen werden die gewählten Werkstoffe nach ihrem Preis gereiht.

### **3.8.3.8) Hydraulikfluid muss das Führungselement passieren können**

Dabei handelt es sich um keine Werkstoffeigenschaft sondern um eine geometrische Funktion welche im Kapitel 1.5.3 genauer erläutert ist.

### **3.8.3.9) Führungselement soll die Gegenauflfläche nicht beschädigen**

Damit keine Beschädigungen an der Gegenauflfläche des Hydraulikzylinders (Kolbenstange, Zylinder) entstehen muss die Härte des Führungselementes in jedem Fall kleiner sein als die Härte der Gegenauflfläche. Bei der Gegenauflfläche handelt es sich meist um gehärteten Vergütungsstahl mit einer Härte von 600 [HV].

$$H < 600 [HV]$$

### **3.8.3.10) Gute Laufeigenschaften bei Mangelschmierung**

Dieses Ziel kann nicht in eine Randbedingung übergeführt werden, da die Schmiereigenschaften eine Funktion der Oberflächenstruktur und des Einbettungsvermögens (Einlagerung von Schmierstoff) der Führungselemente ist und damit keinen quantifizierbaren Werkstoffkennwert darstellen.

### **3.8.3.11) Quellung in Wasser und Öl soll gering sein**

Da die Wasser-/ Ölaufnahme einen großen Einfluss auf die Werkstoffeigenschaften hat und eine Volumenänderung der Führungselemente nach sich zieht wird bei der Werkstoffdokumentation das Thema Feuchtigkeitsaufnahme diskutiert.

### 3.9) Prüfverfahren zur Ermittlung des Verhaltens der Führungselemente

Um das Verhalten der Führungselemente besser verstehen zu können werden folgende Versuche mit dem Werkstoff ECOTAL (POM) durchgeführt:

- Zugversuch
- Druckversuch
- Dynamisch-mechanische Analyse (DMA)
- Versuche am statischen Führungsringprüfstand (Bauteilprüfstand)

Die Versuchsergebnisse werden anschließend für die Auslegung der Führungselemente (Dimensionierung) verwendet. Aus Zeitgründen werden die Versuche nur mit einem Werkstoff (ECOTAL) durchgeführt. Die Versuche können aber analog für andere Werkstoffe durchgeführt werden. Bei Faserverbunden muss allerdings auf die Belastungsrichtung geachtet werden, da diese Werkstoffe kein isotropes (Unabhängigkeit einer Eigenschaft von der Richtung) Materialverhalten zeigen.

#### 3.9.1) Zugversuch nach ISO 527-2

Die Zugversuche werden in der Firma SKF Sealing Solutions Judenburg an der Zwick/Roell Maschine durchgeführt. Aus dem Zugversuch können folgende Werkstoffeigenschaften ermittelt werden:

- Zug-Elastizitätsmodul
- Sekantenmodul (Zug)
- Streckspannung, Streckdehnung
- Bruchspannung, Bruchdehnung
- Einfluss der Temperatur auf Werkstoffeigenschaften
- Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit auf die Werkstoffeigenschaften

##### 3.9.1.1) Probekörper

Als Probekörper wird der im Spritzgussverfahren hergestellte Zugstab 1A nach ISO 527-2 verwendet. Die Abmessungen sind in Abb. 85 dargestellt. Die 50 [mm] sind dabei der Abstand zwischen den Messmarkierungen (Messlänge).

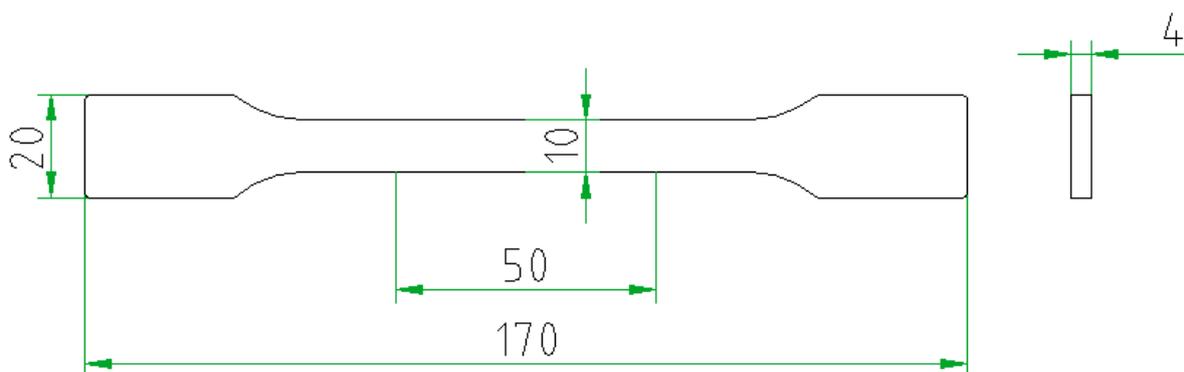


Abb. 85: Zugstab 1A nach ISO 527-2

### 3.9.1.2) Prüfparameter

Die Prüfparameter wurden von der ISO 527-1 übernommen. Die wichtigsten Parameter sind in Tab. 13 dargestellt.

Tab. 13: Prüfparameter beim Zugversuch

Prüfgeschwindigkeit	50 [mm/min]
Einspannlänge	125 [mm]
Messlänge	50 [mm]
Vorlast	2 [N]

### 3.9.2) Druckversuch nach EN ISO 604

Da Führungselemente in der Anwendung Hydraulikzylinder vorwiegend auf Druck beansprucht werden ist der Druckversuch wichtig um die Eigenschaften bezüglich Druckbelastung zu kennen. Der Druckversuch soll auch dazu dienen um einen Zusammenhang zwischen Zug- und Druckbelastung abzuleiten. Die Druckversuche werden ebenfalls in Judenburg an der Zwick/Roell Maschine durchgeführt.

#### 3.9.2.1) Probekörper

In der Norm (EN ISO 604) gibt es unterschiedliche Empfehlungen für den Probekörper. Bei den unten angeführten Druckversuchen wurde ein Zylinder mit Durchmesser 12,7 [mm] und Höhe 25,4 [mm] verwendet (Abb. 86).

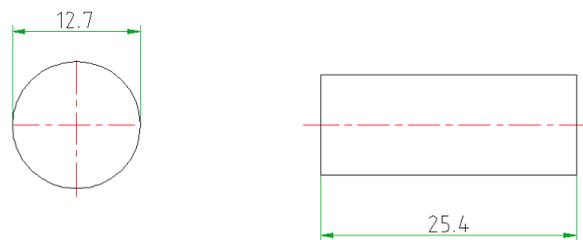


Abb. 86: Druckprüfkörper nach EN ISO 604

#### 3.9.2.2) Prüfparameter

Die Prüfparameter (Tab. 14) wurden so gewählt, dass die Ergebnisse mit jenen aus dem Zugversuch vergleichbar sind. Da Führungselemente bis maximal 5 [%] gestaucht werden dürfen (ansonsten droht metallischer Kontakt, siehe Kapitel 2.2.2.2) wurden die Druckversuche für diesen Bereich durchgeführt.

Tab. 14: Prüfparameter beim Druckversuch

Prüfgeschwindigkeit	50 [mm/min]
Vorlast	10 [N]
Wegmessung	Traverse
Stauchungsbereich	0-5 [%]

Aufgrund der Wegmessung mittels Traverse weicht die Stauchung am Prüfkörper von der Stauchung an der Traverse ab. Dies ist einerseits auf die Nachgiebigkeit und andererseits auf die Wärmeausdehnung der Bauteile der Maschine zurückzuführen. Das nächste Kapitel widmet sich dieser Problematik.

### 3.9.2.3) Einflüsse auf die Ergebnisse im Druckversuch

#### 3.9.2.3.1) Reibung

Um den Einfluss der Reibung zwischen Druckprüfkörper und Druckplatte aufzuzeigen wurde der Druckversuch in einer FEM Rechnung nachgestellt. Abb. 87 zeigt das Kraft-Stauchungsdiagramm mit den Werten aus der FEM Berechnung. Man erkennt, dass ein höherer Reibkoeffizient  $\mu$  (Reibzahl  $f$ ) eine höhere Kraft ergibt. Die höhere Kraft entsteht dadurch, weil die Fließbewegung des Druckprüfkörpers quer zur Belastungsrichtung behindert wird (Ausbauchung des Prüfkörpers).

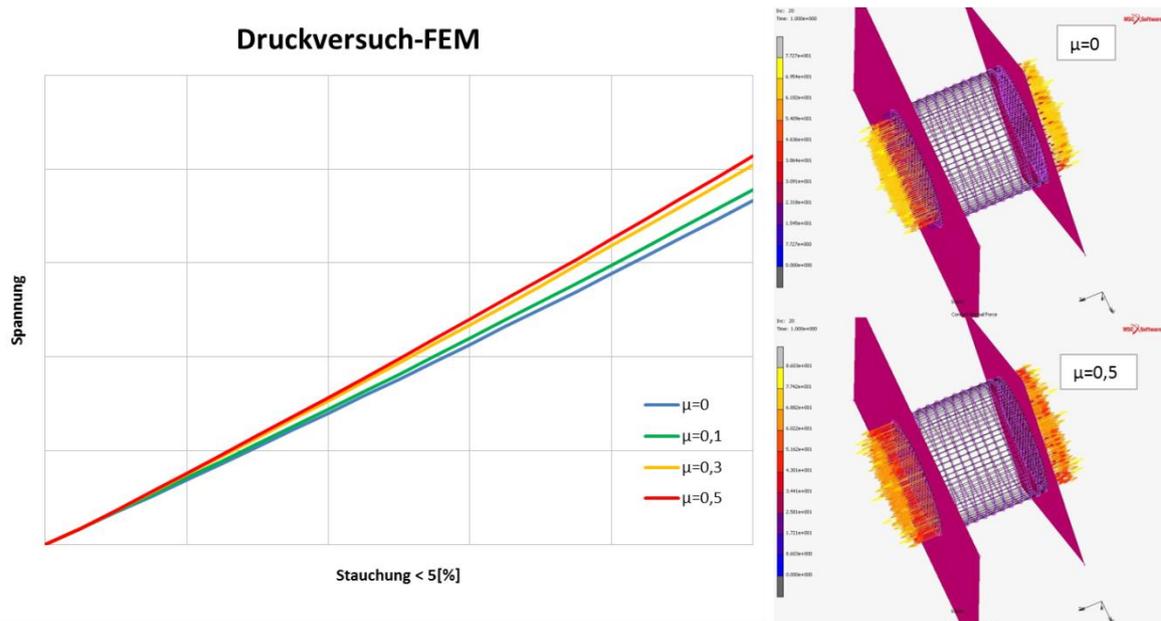


Abb. 87: Nachstellung des Druckversuchs im FEM

Daraus folgt, dass der Druckmodul (welcher aus dem Druckversuch ermittelt wird) allein aufgrund der Reibung um 10 [%] schwanken kann.

#### 3.9.2.3.2) Probekörper

Nachfolgender Versuch soll dazu dienen, um den Einfluss der Probekörperhöhe, bzw. das Verhältnis aus Durchmesser zu Höhe des Probekörpers, auf die mechanischen Eigenschaften zu bestimmen. Dazu werden Druckversuche mit unterschiedlichen Probekörperhöhen (2,5 ; 4 und 12 [mm]) für ECOTAL durchgeführt. Die Höhen 2,5 und 4 [mm] sind Standardführungselementhöhen. Die Höhe 12 [mm] wurde verwendet um eine etwaige Tendenz des Probekörpereinflusses festzustellen. Die Geometrie des Probekörpers war in allen Fällen ein Zylinder mit einem Durchmesser von 12 [mm]. Die Probekörper wurden bis zu einer Kraft von 10 [kN] gestaucht.

Das Kraft-Weg-Diagramm (Abb. 88) zeigt, dass stärkere Führungselemente bei konstanter Belastung weicher einfedern. Dies deckt sich mit der Berechnung aus Kapitel 3.6.

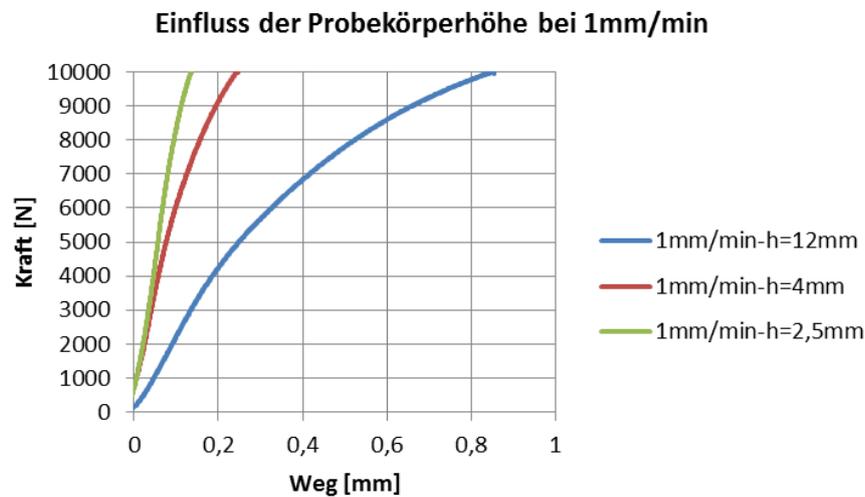


Abb. 88: Druckversuch mit unterschiedlichen Probekörperhöhen für ECOTAL

Bezieht man die Kraft auf die Querschnittsfläche und den Weg auf die Ausgangshöhe so erhält man das Spannungs-Stauchungs-Diagramm (Abb. 89).

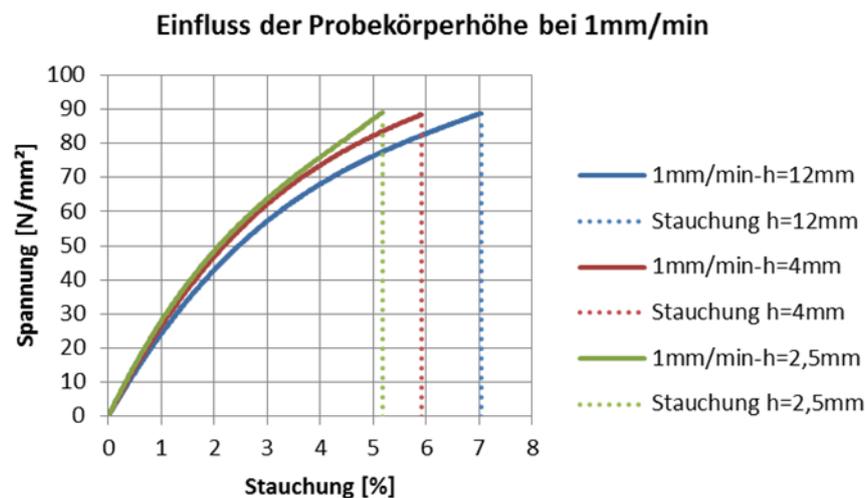


Abb. 89: Einfluss der Probekörperhöhe auf die Steifigkeit für ECOTAL

Wie aus Abb. 89 zu erkennen ist, wird die maximale Belastung  $\sigma$  bei Probekörpern mit einer geringeren Wandstärke bei einer geringeren Stauchung erreicht. Die Belastung  $\sigma$  (Druckkraft  $F$  bezogen auf den Anfangsquerschnitt  $A_0$ ) ist für alle Probekörperhöhen (Wandstärken) konstant ( $88 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ ). Die Stauchung bei der die Spannung (Belastung) von  $88 \text{ [N/mm}^2\text{]}$  erreicht wird ist in Tab. 15 zusammengefasst.

Tab. 15: Stauchung bei konstanter Belastung als Funktion der Probekörperhöhe

	<b>h=12 [mm]</b>	<b>h=4 [mm]</b>	<b>h=2,5 [mm]</b>
Stauchung bei 10kN [%]	7,05	5,92	5,18

Um den Einfluss der Probekörperhöhe auf die Steifigkeit des Werkstoffes ECOTAL besser darzustellen wird der Sekantenmodul (Steigung der  $\sigma$ - $\epsilon$ -Kurve zwischen dem Nullpunkt und einem gewählten Stauchungswert) berechnet. Wie man aus Abb. 90 erkennt, sinkt der Sekantenmodul mit größer werdender Probekörperhöhe.

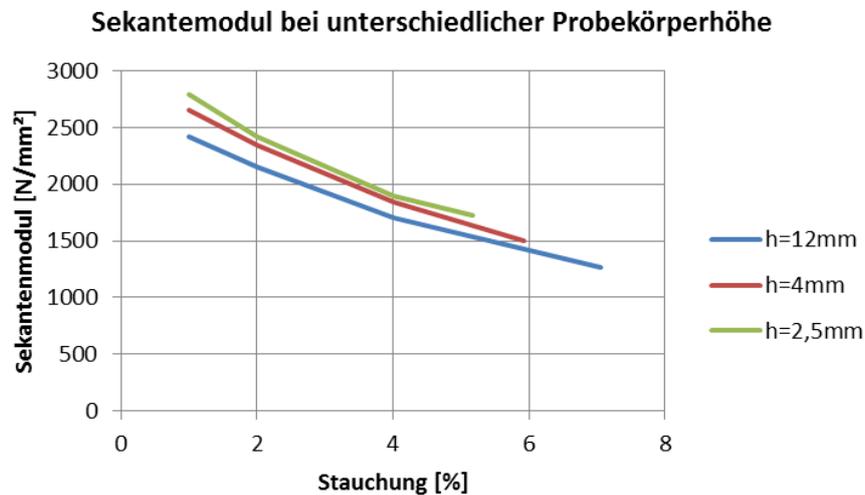


Abb. 90: Sekantenmodul bei unterschiedlichen Probekörperhöhen für ECOTAL

Es zeigt sich also, dass die Probekörperhöhe bzw. das Verhältnis aus der Höhe zum Durchmesser des Probekörpers einen Einfluss auf Steifigkeit hat. Im Bereich kleiner Stauchungen wirkt sich dieser Einfluss für Standardführungselementhöhen (2,5 bzw. 4 [mm]) jedoch nicht gravierend aus, sodass auf die Erstellung eines Korrekturfaktors verzichtet wird.

3.9.2.3.3) Nachgiebigkeit und Wärmeausdehnung an der Prüfmaschine

Abb. 91 zeigt schematisch den Aufbau der Druckprüfmaschine. Der Fehler in der Wegmessung resultiert aus der Nachgiebigkeit zwischen Druckplatte und Traverse und aus der Wärmeausdehnung der Bauteile.

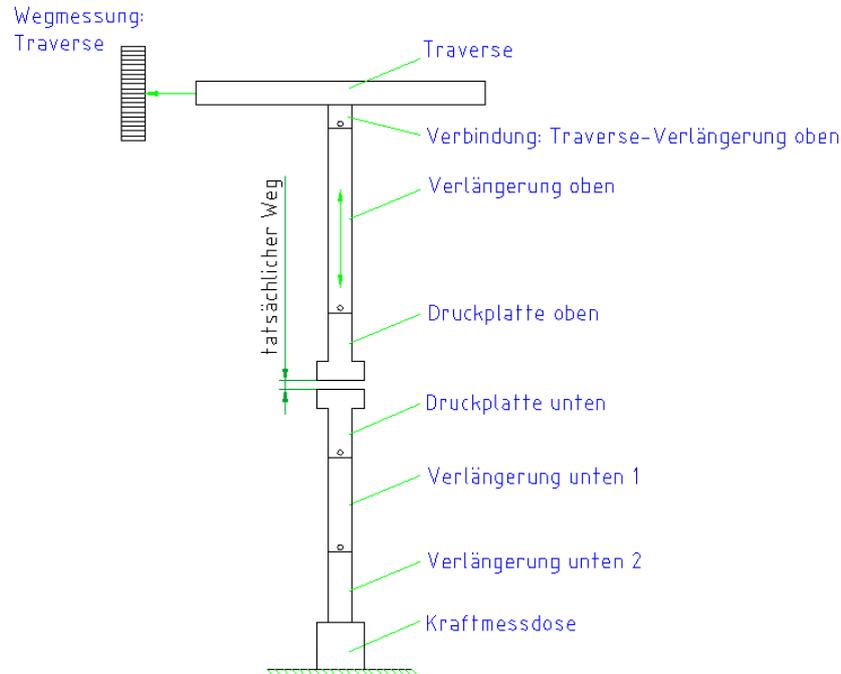


Abb. 91: Schematischer Aufbau der Druckprüfmaschine

Um die Nachgiebigkeit (Steifigkeit) der Maschine zu ermitteln wurden die Druckplatten ohne Probekörper bis zur maximal zulässigen Kraft der Kraftmessdose (20 [kN]) verpresst. Der aktuelle Werkzeugabstand wurde vorher an jener Position mit 0 [mm] definiert, wo die Druckplatten bei Kraft 0 [N] aneinander aufliegen. Danach wurde die Druckplatten verpresst um das Kraft-Weg-Diagramm zu erhalten (Abb. 92). Dieser Versuch wurde bei RT, 80 und 110 [°C] durchgeführt. Aus Abb. 92 ist zu erkennen, dass die Nachgiebigkeit im betrachteten Bereich nicht signifikant von der Temperatur abhängig ist. Was aber deutlich zu erkennen ist, ist die Nachgiebigkeit der Maschine. Bei einer Druckkraft von 20 [kN] beträgt diese 0,9 [mm].

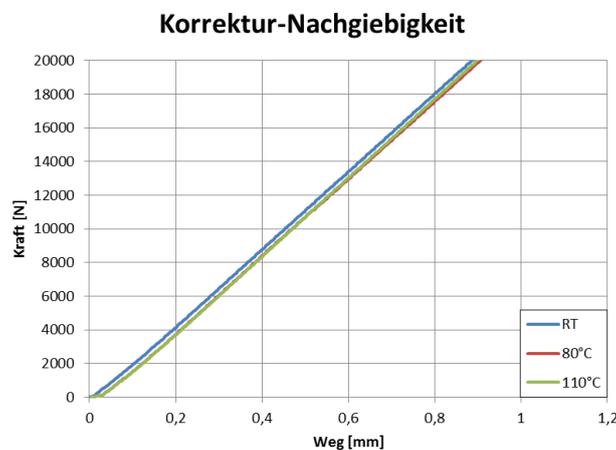


Abb. 92: Nachgiebigkeit der Druckprüfmaschine

Für die Ergebnisse des Druckversuchs heißt das, dass der gemessene Weg an der Traverse ( $x_{\text{Traverse}}$ ) um den durch die Nachgiebigkeit der Maschine resultierenden Weg ( $x_{\text{Nachgiebigkeit}}$ ) reduziert werden muss (44).

$$x_{\text{Nachgiebigkeit}} [\text{mm}] = \frac{\text{Druckkraft}}{22412} \quad (44)$$

Man erkennt, dass die Prüfmaschine abhängig von der Kraft unterschiedlich stark einfedert. Dieser Weg muss bei den Druckversuchen subtrahiert werden um den tatsächlichen Weg an den Druckplatten zu erhalten. Die Nachgiebigkeit wie sie in Abb. 92 dargestellt ist gilt nur für den Druckversuch wobei alle Verlängerungen zwischen Traverse und Druckplatte verwendet wurden.

Um die Wärmeausdehnung der Bauteile zu berücksichtigen wurden die Druckplatten wiederum auf jene Position eingestellt, wo der Weg und die Kraft den Wert 0 haben. Danach wurde auf 80 bzw. 110 [°C] aufgeheizt, wobei die Kraftwerte aufgezeichnet wurden. Der Einfluss der Wärmeausdehnung auf das Kraft-Weg Verhalten ist in Abb. 93 dargestellt.

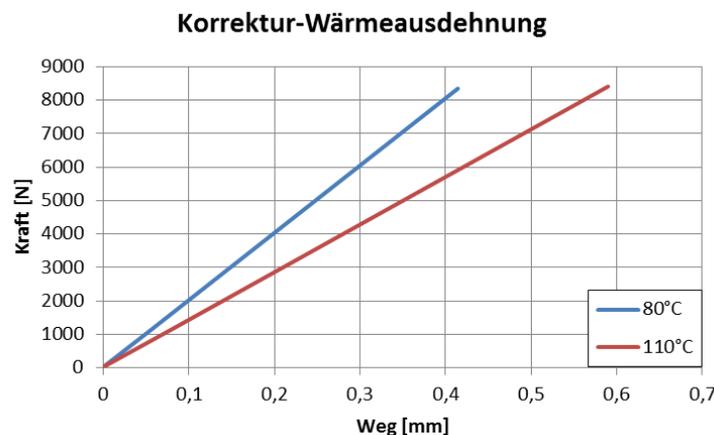


Abb. 93: Wärmeausdehnung der Druckprüfmaschine

Für die Ergebnisse des Druckversuchs heißt das, dass der gemessene Weg an der Traverse ( $x_{\text{Traverse}}$ ) um den durch die Wärmeausdehnung der Maschine resultierenden Weg ( $x_{\text{Wärmeausdehnung-T}}$ ) erweitert werden muss (45), (46).

$$x_{\text{Wärmeausdehnung-80}^\circ\text{C}} [\text{mm}] = \frac{\text{Druckkraft}}{20193} \quad (45)$$

$$x_{\text{Wärmeausdehnung-110}^\circ\text{C}} [\text{mm}] = \frac{\text{Druckkraft}}{14237} \quad (46)$$

Zusammenfassend ergeben sich folgende Formeln (47), (48), (49) für die Korrektur der Stauchung:

$$x_{\text{kor-RT}} = x_{\text{Traverse}} - x_{\text{Nachgiebigkeit}} \quad (47)$$

$$x_{\text{kor-80}^\circ\text{C}} = x_{\text{Traverse}} - x_{\text{Nachgiebigkeit}} + x_{\text{Wärmeausdehnung-80}^\circ\text{C}} \quad (48)$$

$$x_{\text{kor-110}^\circ\text{C}} = x_{\text{Traverse}} - x_{\text{Nachgiebigkeit}} + x_{\text{Wärmeausdehnung-110}^\circ\text{C}} \quad (49)$$

### 3.9.3) Statischer Führungsringsprüfstand (Bauteilprüfstand)

Um den Einfluss der radialen Belastung auf die Deformation der Führungselemente zu erhalten gibt es neben dem Druckversuch einen eigens dafür konstruierten Prüfstand bei dem die Belastungssituation einem Hydraulikzylinder angepasst ist. Es handelt sich also einem dem Hydraulikzylinder angepassten Bauteilprüfstand. Die Ergebnisse vom statischen Führungsringsprüfstand sind mit den Ergebnissen aus dem Druckversuch vergleichbar. Es müssen jedoch die Kontaktbedingungen beim Prüfstand mit geeigneten Korrekturfaktoren berücksichtigt werden.

#### 3.9.3.1) Prüfaufbau-Beschreibung des Prüfstandes

Abb. 94 zeigt schematisch die wichtigsten Komponenten des Prüfstandes. Über einen Hydraulikzylinder wird eine Kraft auf die Kolbenstange aufgebracht, welche eine Winkelfehlstellung (siehe Kapitel 2.7.2) zwischen Kolbenstange und Zylindergehäuse bewirkt. Aufgrund der geringen Steifigkeit des Führungsringsmaterials im Vergleich zur Kolbenstange kann eine Biegung der Kolbenstange vernachlässigt werden, da sich die Führungselemente in jedem Fall vor der Kolbenstange verformen. Des Weiteren liegt die Deformation der Kolbenstange bei den aufgebrachten Lasten unter der Messgenauigkeit der Messinstrumente. Die Deformation des linken Führungsrings wird über eine Messuhr aufgezeichnet. Da die Messuhr direkt auf die Kolbenstange misst und einen Abstand zum Führungselement aufweist muss die gemessene Deformation noch in die wirkliche Deformation der Führungselemente umgerechnet werden (siehe Kapitel 3.9.3.5).

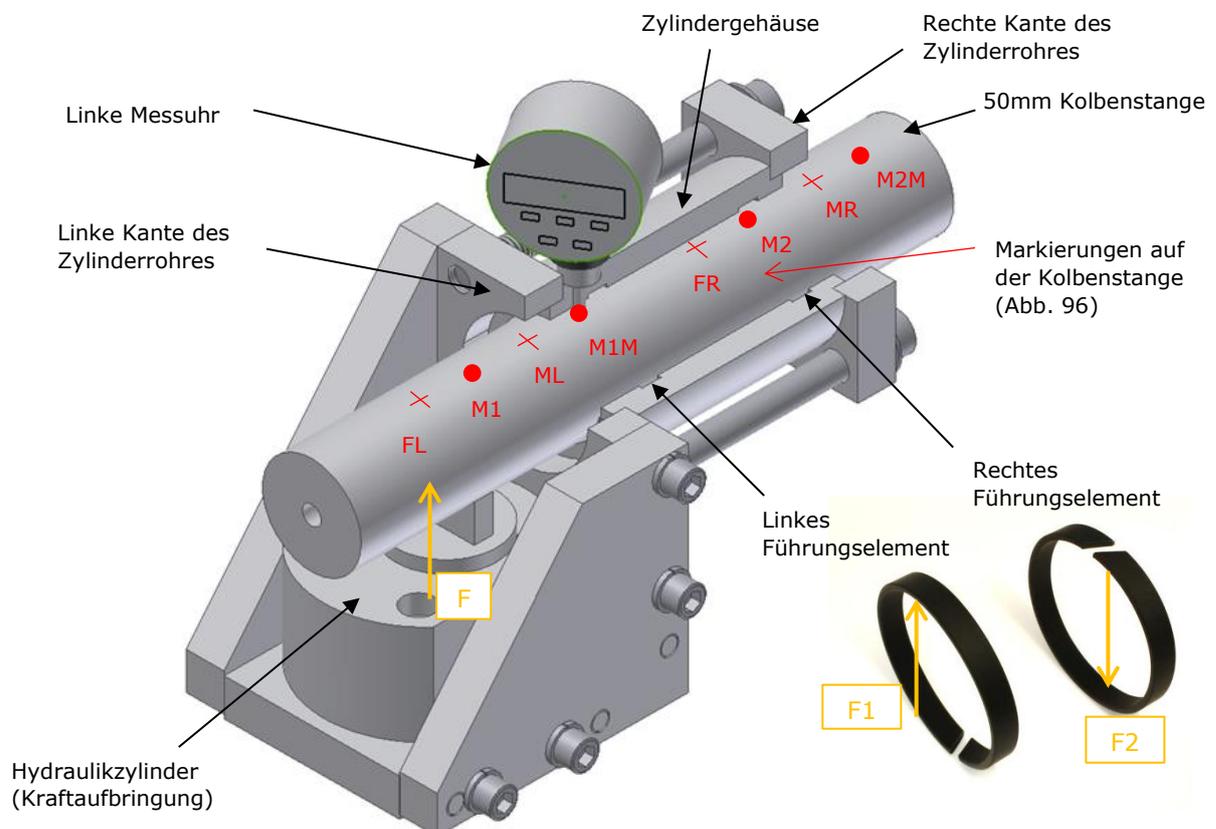


Abb. 94: Statischer Führungsringsprüfstand

Abb. 95 zeigt den gesamten Aufbau des statischen Führungsringprüfstandes. Die Druckbeaufschlagung des Hydraulikzylinders erfolgt mit einer hydraulischen Handpumpe. Mit der Handpumpe kann man die gewünschten Drücke auf 1 [bar] genau einstellen. Die Druckmessung erfolgt dabei über einen Drucksensor mit Dehnmessstreifen, welcher an einem Messumformer angeschlossen ist. Der Dehnmessstreifen formt Dehnungen, denen er ausgesetzt wird (Druckbeaufschlagung), in proportionale Widerstandsänderungen um. Die Widerstandsänderung wird in eine Spannung übergeführt (Wheatstone Brücke) die durch den Messumformer wieder in einen Druck umgerechnet wird. Der abgelesene Wert am Messgerät entspricht dabei dem Druck im Hydraulikzylinder.

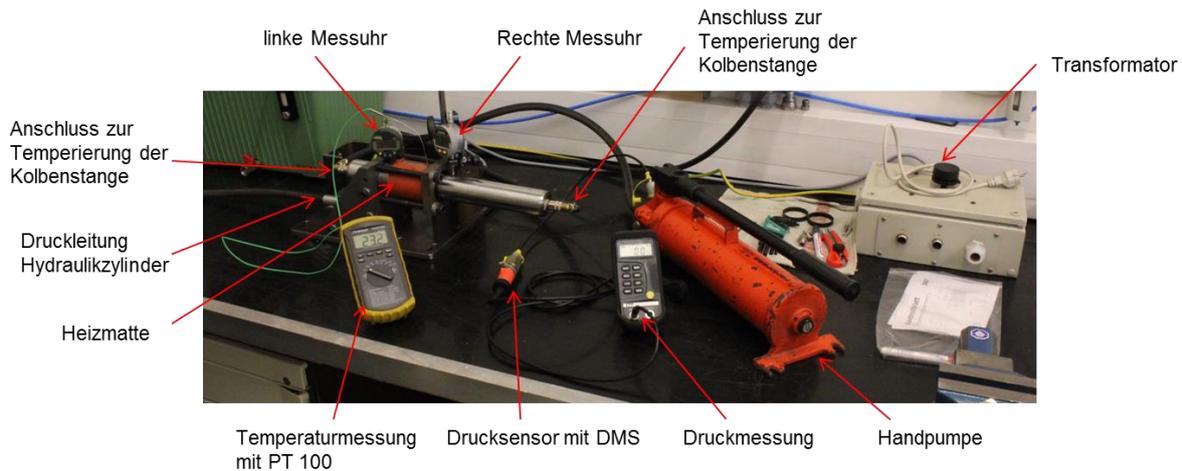


Abb. 95: Prüfaufbau des statischen Führungsringprüfstandes

Die Temperatur hat einen großen Einfluss auf die Deformation der Führungselemente. Daher wurde die Kolbenstange an beiden Seiten aufgebohrt um sie mit Wasser beheizen zu können. Um eine gleichmäßige Erwärmung der Führungselemente zu erzielen wird zusätzlich mit einer Heizmatte von außen Wärme zugeführt. Die Heizmatte befindet sich direkt am Zylinderrohr wobei die Temperatur über einen Transformator eingestellt wird. Die Temperaturmessung erfolgt dabei mit einem PT 100, welcher die Temperatur in der Kolbenstange und direkt am Führungselement misst. Die Zeit zum Temperieren wurde mit 15 [min] für alle Versuche festgelegt.

Um die Winkelfehlstellung bzw. den Drehpunkt der Kolbenstange zu ermitteln befindet sich auf der rechten Seite des Zylinderrohres eine zweite Messuhr. Aus den beiden Messwerten der Messuhren kann die Verdrehung der Kolbenstange berechnet werden (61).

Damit die Position der Kolbenstange im Verhältnis zum Zylinderrohr bei jeder Prüfung gleich ist wurde sie markiert (Abb. 94). Dies ist wichtig, da sich bei einer axialen Verschiebung der Kolbenstange die Belastungen auf die Führungselemente ändern. Auch die Positionen der Messuhren wurden markiert um immer an der gleichen Stelle zu messen. Abb. 96 zeigt die Kolbenstange mit den Markierungen.

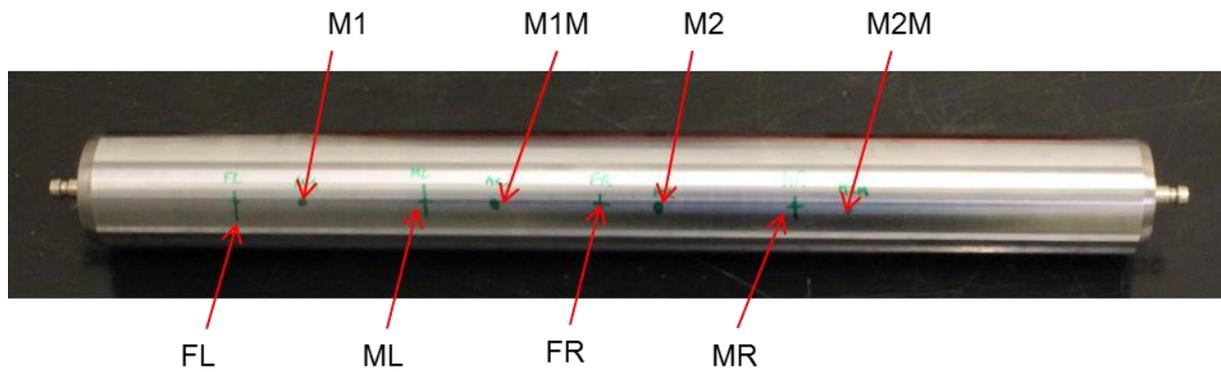


Abb. 96: Markierung der Kolbenstange

Die Bedeutung der Punkte (Markierungen) ist in Tab. 16 beschrieben.

Tab. 16: Bedeutung der Markierungen auf der Kolbenstange

Punkt	Bedeutung
FL	FL muss vor der Lastaufbringung mit der linken Kante des Zylinderrohres (Abb. 94) abschließen => außermittige Lage der Kolbenstange
FR	FR muss vor der Lastaufbringung mit der rechten Kante des Zylinderrohres (Abb. 94) abschließen => außermittige Lage der Kolbenstange
ML	Wenn ML mit der linken Kante des Zylinderrohres (Abb. 94) abschließt befindet sich die Kolbenstange in der Mitte der beiden Führungselemente
MR	Wenn MR mit der rechten Kante des Zylinderrohres (Abb. 94) abschließt befindet sich die Kolbenstange in der Mitte der beiden Führungselemente
M1	Position der linken Messuhr wenn die Kolbenstange außermittig liegt
M2	Position der rechten Messuhr wenn die Kolbenstange außermittig liegt
M1M	Position der linken Messuhr wenn die Kolbenstange mittig liegt
M2M	Position der rechten Messuhr wenn die Kolbenstange mittig liegt

Die Bedeutung der Lage der Kolbenstange kann anhand der Kontaktbedingungen zwischen Führungselement und Kolbenstange gezeigt werden. Befindet sich die Kolbenstange in der Mitte der beiden Führungselemente so wirken folgende Kräfte (Abb. 97). Die Gewichtskraft  $F_g$  wird dabei aus der Masse der Kolbenstange ( $m=6,5$  [kg]) berechnet (50).

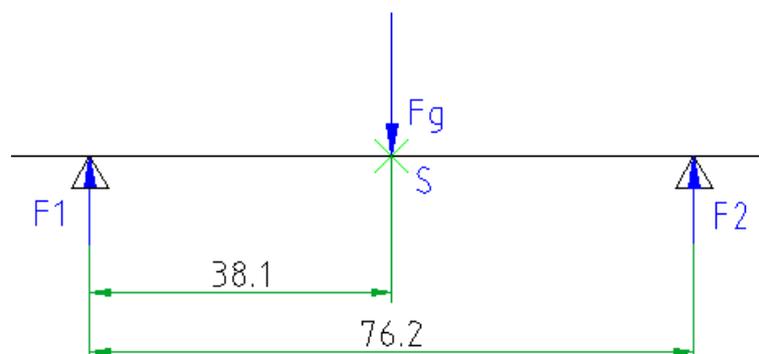


Abb. 97: Kraftsituation bei mittiger Lage der Kolbenstange

$$F1 = F2 = \frac{F_g}{2} = \frac{m \cdot g}{2} = 32,5 \text{ [N]} \quad (50)$$

Die Kräfte auf die Führungselemente ( $F_1$ ,  $F_2$ ) sind dabei halb so groß wie die Gewichtskraft der Kolbenstange. Das heißt, bei mittiger Lage der Kolbenstange liegt diese aufgrund der Gewichtskraft und des Führungsspiels an beiden Führungselemente unten auf (Abb. 98). Das heißt, dass das Führungsspiel  $x_f$  oben auftritt.

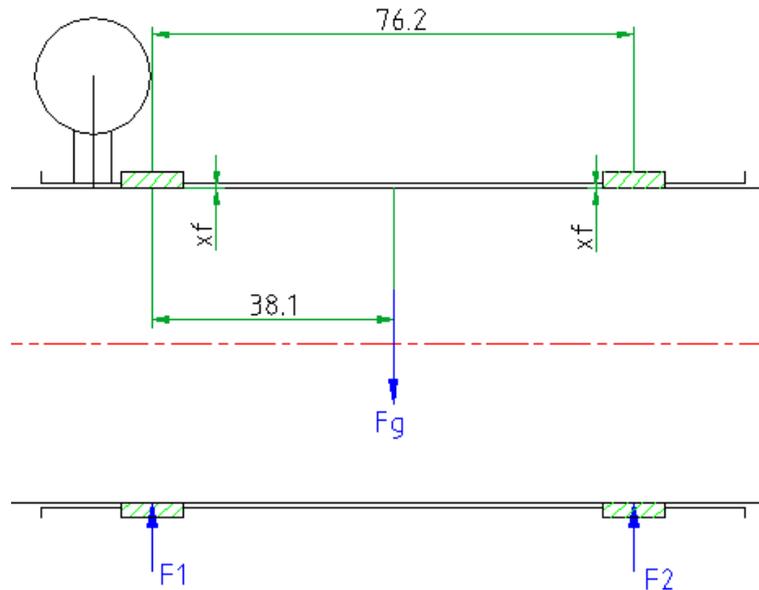


Abb. 98: Position der Kolbenstange bei mittiger Lage (ML-MR)

Wird über den Hydraulikzylinder eine Kraft auf die Kolbenstange aufgebracht so wird die Kolbenstange beim linken Führungselement oben und beim rechten Führungselement unten aufliegen. Der Weg, den die Kolbenstange dabei zurücklegt wird mit der Messuhr gemessen. Um die Deformation des linken Führungselementes als Funktion der Belastung durch den Hydraulikzylinder zu erhalten muss die Kolbenstange zu Beginn (vor der Lastaufbringung) bereits am linken Führungselement oben aufliegen da ansonsten der Weg bis zum Kontakt (Führungselement/Kolbenstange) mitgemessen wird. Deswegen wird die Kolbenstange nach rechts verschoben (FL-FR) um durch die außermittige Lage ein Moment zu erzeugen (Abb. 99).

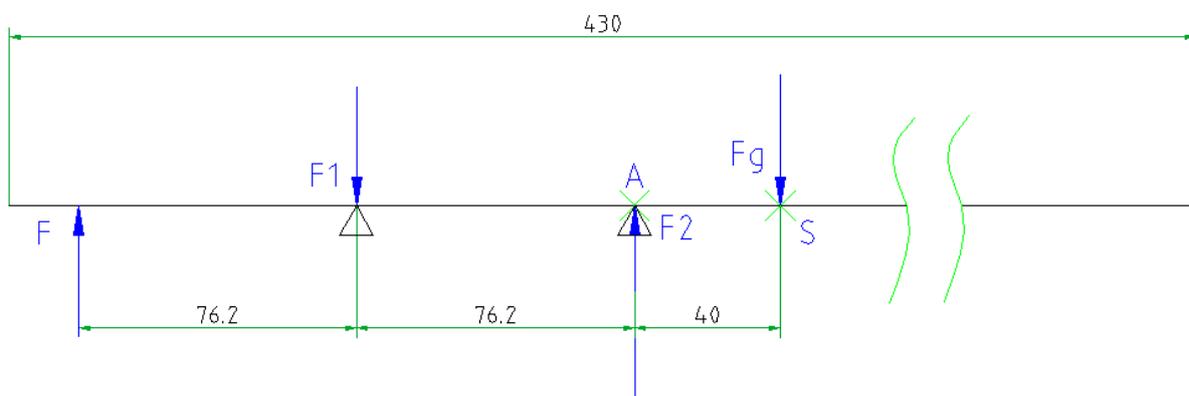


Abb. 99: Außermittige axiale Lage der Kolbenstange (FL-FR)

Die Gewichtskraft  $F_g$  erzeugt mit dem Hebel von 40 [mm] ein Moment auf die Kolbenstange, wobei sich die Kolbenstange um den Punkt A dreht.

Um sicher zu sein, dass die Kolbenstange bei außermittiger Lage (FL-FR) und Belastung durch die Gewichtskraft  $F_g$  am linken Führungselement oben aufliegt wurde folgender Versuch durchgeführt.

### 3.9.3.2) Evaluierungsprüflauf – Belastung durch die Gewichtskraft

Das Ziel dieses Prüflaufs ist, herauszufinden ob das Moment aus der Gewichtskraft ausreicht um die Kolbenstange so weit zu verdrehen, dass die Kolbenstange beim linken Führungsring oben aufliegt.

Aus dem Durchmesser der Kolbenstange (49,96 [mm]) und dem Durchmesser der Zylindernut (55 [mm]) des Prüfstandes sowie der Wandstärke der verwendeten Führungselemente (2,457 [mm]) ergibt sich ein Führungsspiel  $x_f$  von 0,126 [mm]. Abb. 100 zeigt die Abmessungen des Prüfstandes sowie das Führungsspiel bei exzentrischer Lage der Kolbenstange (Kolbenstange wurde um das halbe Führungsspiel nach unten verschoben). Um bei beiden Führungselementen das gleiche Führungsspiel zu erhalten müssen die Wandstärken der Führungselemente gleich sein.

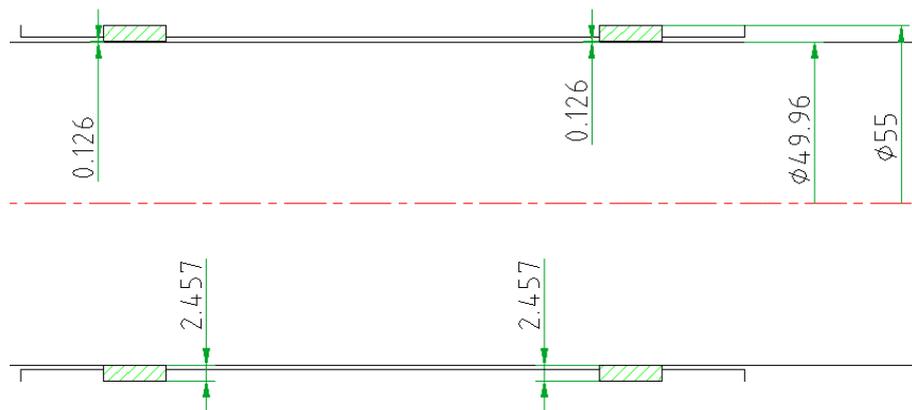


Abb. 100: Abmessungen des Führungsringprüfstandes (exzentrische Lage der Kolbenstange)

Obige Abbildung stellt dabei die Situation dar, bei der die Kolbenstange axial in der Mitte der beiden Führungen liegt (Position ML-MR). Das heißt, die Kolbenstange liegt an beiden Führungselementen unten auf.

Um eine Winkelfehlstellung zu erzeugen wird die Kolbenstange in axialer Richtung um 78 [mm] nach rechts verschoben (Position FL-FR). Damit wird die in Abb. 99 gezeigte Position der Kolbenstange erreicht.

Die Kräfte F1 und F2 ergeben sich aus einer einfachen Statik Betrachtung ( $\Sigma F=0$ ,  $\Sigma M=0$ ) und sind in Tab. 17 aufgelistet.

Tab. 17: Kräfte auf die Führungselemente bei Belastung durch die Gewichtskraft bei außermittiger Lage der Kolbenstange

	Kraft [N]
F1 (Führungselement links)	34,13
F2 (Führungselement rechts)	99,13

In dieser Lage sollte nun die Kolbenstange beim linken Führungselement oben und beim rechten Führungselement unten aufliegen. Um dies zu überprüfen werden die Messwerte von den Messuhren (Tab. 18) abgelesen und ins AutoCAD übernommen. Daraus ergibt sich eine Winkelfehlstellung von  $0,097$  [°] (Abb. 101).

Tab. 18: Radiale Positionsänderung der Kolbenstange bei Belastung durch die Gewichtskraft bei außermittiger Lage der Kolbenstange

Messuhr	Verschiebung [mm]
links	$e_1=0,146$ mm
rechts	$e_2=-0,09$ mm

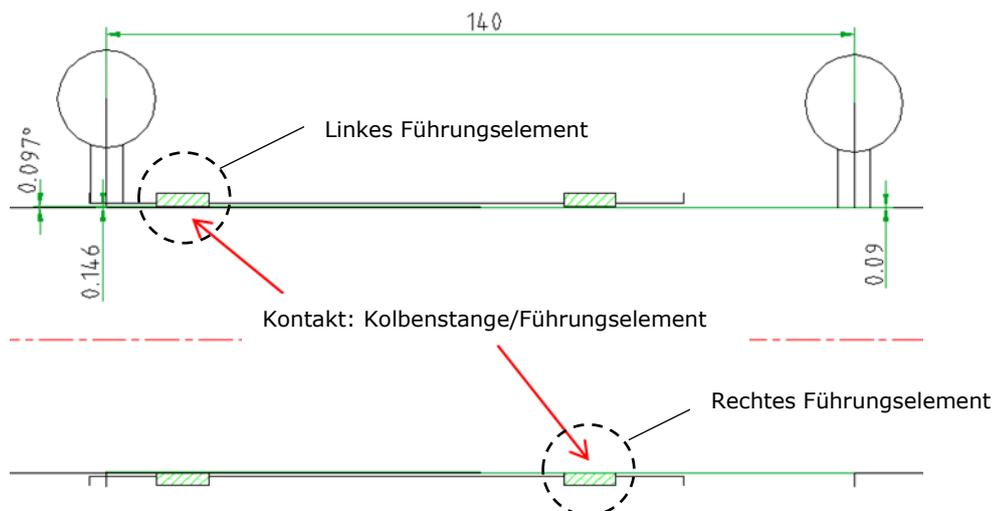


Abb. 101: Statischer Führungsringprüfstand – Winkelfehlstellung bei Belastung durch die Gewichtskraft und außermittiger Lage der Kolbenstange

Abb. 102 zeigt den Kontakt der Kolbenstange mit den Führungselementen, wobei das linke Führungselement oben und das rechte Führungselement unten in Kontakt mit der Kolbenstange steht (Abb. 101).

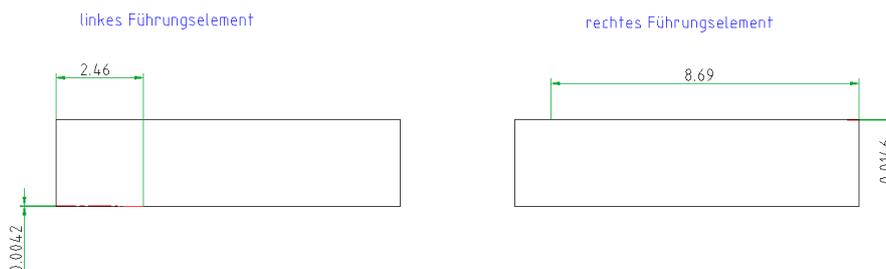


Abb. 102: Kontakt Kolbenstange/Führungselement bei Belastung durch die Gewichtskraft und außermittiger Lage der Kolbenstange

Man erkennt, dass das linke Führungselement in axialer Richtung 2,46 [mm] und das rechte Führungselement 8,69 [mm] an der Kolbenstange anliegt. Die maximale Einfederung  $\varepsilon_{\max}$  der Führungselemente ergibt sich aus der radialen Einfederung bezogen auf die Wandstärke der Führungselemente und ist in Tab. 19 dargestellt. Man erkennt, dass die Einfederung am rechten Führungselement größer ist als am linken. Die liegt daran, dass die Kolbenstange unten an den Führungselementen aufliegt.

Tab. 19: Maximale Einfederung bei Belastung durch die Gewichtskraft und außermittiger Lage der Kolbenstange

	Linkes Führungselement	Rechtes Führungselement
Einfederung [mm]	0,0042	0,0146
Einfederung $\varepsilon_{FE-\max}$ [%]	0,171	0,594

Um die Kontaktsituation besser darzustellen wurde eine FEM Berechnung durchgeführt. Abb. 103 zeigt die Kontaktfläche bzw. die Kontaktkräfte an den Führungselementen.

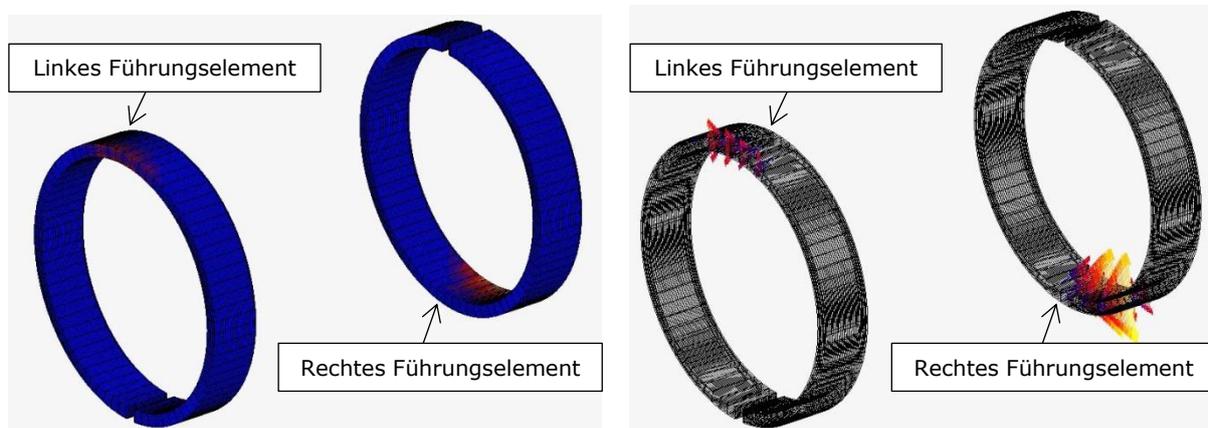


Abb. 103: Kontaktfläche (links) und Kontaktkräfte (rechts) bei Belastung durch die Gewichtskraft und außermittiger Lage der Kolbenstange

Die Ergebnisse der FEM Berechnung zeigen ein ähnliches Bild wie die Statik Betrachtungen. Die Kräfte am rechten Führungselement sind in etwa 2,3mal so groß wie beim linken Führungselement. Auch der axiale Abstand (Kontakt zwischen Kolbenstange und Führungselement) stimmt mit den Überlegungen aus der geometrischen Betrachtung im AutoCAD überein.

Damit wurde bewiesen, dass die Kolbenstange beim linken Führungselement oben aufliegt, wenn sich die Kolbenstange in der außermittigen axialen Lage (FL-FR) befindet.

Im Weiteren werden unterschiedliche radiale Lasten auf die Kolbenstange aufgebracht um die Deformation der Führungselemente als Funktion der Belastung zu erhalten.

Zuerst muss allerdings die Last ermittelt werden, welche durch den Hydraulikzylinder aufgebracht werden muss, um an die elastische Grenze des Führungsringwerkstoffes (ECOTAL) zu kommen.

Des Weiteren zeigt Kapitel 3.9.3.3 wie man ausgehend vom Druck  $p$  im Hydraulikzylinder die Führungsringbelastung berechnen kann.

**3.9.3.3) Ermittlung der Flächenpressung der Führungselemente in Abhängigkeit des Hydraulikzylinderdruckes**

Abb. 104 zeigt nochmals die Kraftsituation beim statischen Führungsringprüfstand.

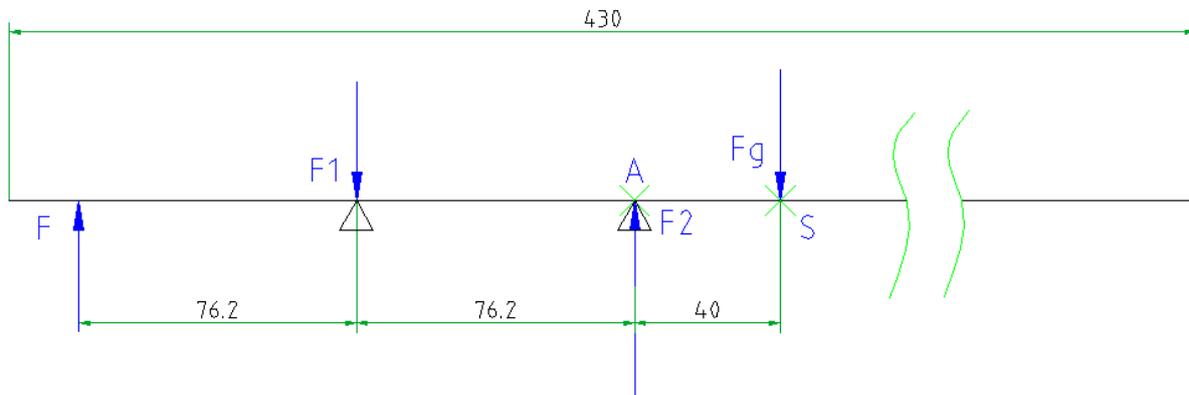


Abb. 104: Kraftsituation beim statischen Führungsringprüfstand

Die Kraft F ist dabei jene Kraft die durch den Hydraulikzylinder (Abb. 105) erzeugt wird. Sie berechnet sich aus den Formeln (51) bzw. (52). Der Druck kann über die Handpumpe eingestellt werden.

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{50^2 \cdot \pi}{4} = 1963,5 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (51)$$

$$F = p \cdot A \quad (52)$$

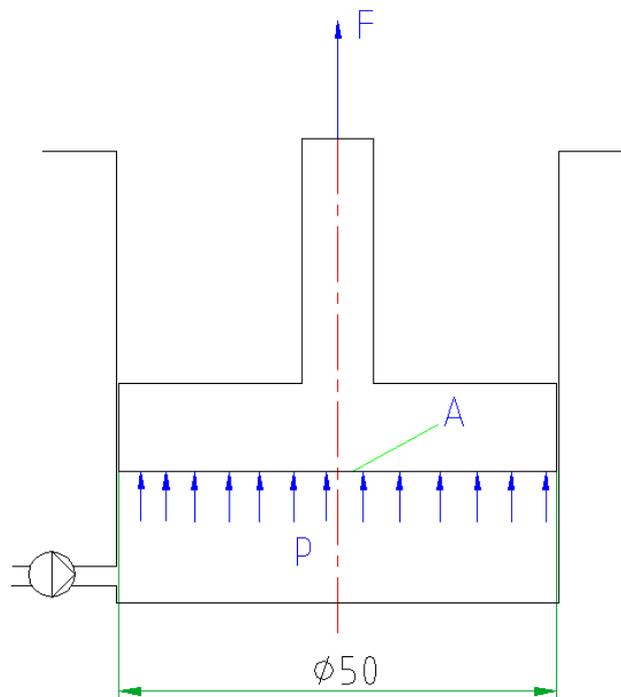


Abb. 105: Hydraulikzylinder zur Kraftaufbringung

Mit dem Druck p verändert sich auch die Belastung der Führungselemente. Aus der Statik Betrachtung ( $\Sigma F=0$ ,  $\Sigma M=0$ ) ergeben sich folgende Formeln zur Ermittlung der Führungselementkräfte (53), (54).

$$F1 [N] = \frac{F \cdot 152,4 + Fg \cdot 40}{76,2} = 2F + 34,13 = p \left[ \frac{N}{mm^2} \right] * 3927 + 34,13 \quad (53)$$

$$F2 [N] = F1 + Fg - F = F + 99,13 = p \left[ \frac{N}{mm^2} \right] * 1963,5 + 99,13 \quad (54)$$

Um auf die Flächenpressung  $p_{FE}$  der Führungselemente zu kommen, müssen die Kräfte  $F1$  und  $F2$  auf die Kontaktfläche  $A_{proj}$  zwischen Kolbenstange und Führungselement bezogen werden (55), (56), (57).

$$A_{proj} = d * B = 50 * 9,5 = 475 [mm^2] \quad (55)$$

$$p_{FE-links} \left[ \frac{N}{mm^2} \right] = \frac{F1}{A_{proj}} = p \left[ \frac{N}{mm^2} \right] * 8,27 + 0,072 \quad (56)$$

$$p_{FE-rechts} \left[ \frac{N}{mm^2} \right] = \frac{F2}{A_{proj}} = p \left[ \frac{N}{mm^2} \right] * 4,135 + 0,209 \quad (57)$$

Wie obige Formeln zeigen ist die Flächenpressung  $p_{FE}$  der Führungselemente eine Funktion des Druckes  $p$  im Hydraulikzylinder.

### 3.9.3.4) Ermittlung des notwendigen Druckes im Hydraulikzylinder – Erstellung eines Prüfprogrammes

Mit der maximal zulässigen statischen Flächenpressung  $p_{FE-max}$  des Führungselements kann nun der notwendige Druck  $p_{max}$  im Hydraulikzylinder berechnet werden um die Einsatzgrenze der Führungsringe zu erreichen.

Die maximal zulässige statische Flächenpressung  $p_{FE-max}$  des ECOTAL Führungselements wird aus den Druckversuchsdaten (Abb. 106) abgelesen. Es wird dabei jene Spannung verwendet, bei der der Übergang von linearen auf degressiven Materialverhalten stattfindet. Wird das Führungselement oberhalb dieser Spannung belastet so ist von plastischer Deformation auszugehen.

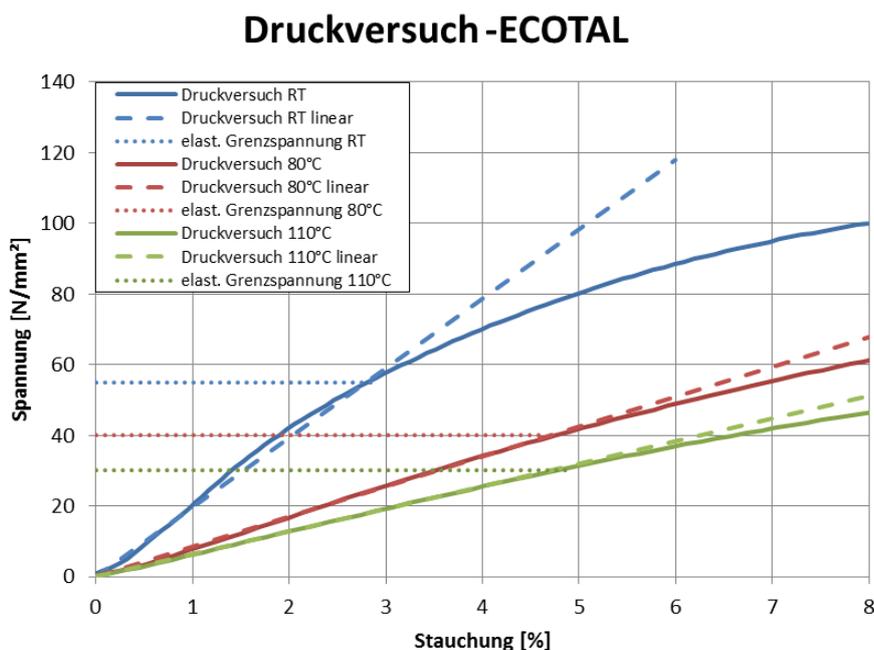


Abb. 106: Maximal zulässige statische Flächenpressung  $p_{FE-max}$  in Abhängigkeit der Temperatur

Die maximale zulässige statische Flächenpressung für ECOTAL bei Raumtemperatur, 80 und 110 [°C] ist in Tab. 20 dargestellt.

Tab. 20: maximal zulässige statische Flächenpressung für ECOTAL

Temperatur [°C]	Maximal zulässige statische Flächenpressung $p_{FE-max}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
RT	55
80	40
110	30

Wenn man die Formeln (56) und (57) nach p umformt so ergeben sich daraus folgende maximale Drücke für den Hydraulikzylinder (58), (59), (60):

$$p_{max-RT} = \frac{p_{FE-max-RT} - 0,072}{8,27} = \frac{55 - 0,072}{8,27} = 6,65 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] = 66,5 [bar] \quad (58)$$

$$p_{max-80^\circ C} = \frac{p_{FE-max-80^\circ C} - 0,072}{8,27} = \frac{40 - 0,072}{8,27} = 4,83 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] = 48,3 [bar] \quad (59)$$

$$p_{max-110^\circ C} = \frac{p_{FE-max-110^\circ C} - 0,072}{8,27} = \frac{30 - 0,072}{8,27} = 3,62 \left[ \frac{N}{mm^2} \right] = 36,2 [bar] \quad (60)$$

Es werden daher für ECOTAL folgende Drücke und Temperaturen verwendet (Tab. 21 bis Tab. 23), wobei die dazugehörige Belastung der Führungselemente ( $p_{FE-links}$ ,  $p_{FE-rechts}$ ) ebenfalls dargestellt ist.

Tab. 21: Prüfprogramm für ECOTAL Führungselemente bei RT

p [bar]	T [°C]	$p_{FE-links}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$p_{FE-rechts}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
0 (Fg)	23 (RT)	0,07	0,21
2,5		2,15	1,25
5		4,22	2,29
10		8,38	4,36
15		12,53	6,44
20		16,68	8,51
25		20,83	10,59
30		24,98	12,67
35		29,14	14,74
40		33,29	16,82
45		37,44	18,89
50		41,59	20,97
55		45,74	23,04
60		49,89	25,12
65		54,05	27,20
70		58,20	29,27

Tab. 22: Prüfprogramm für ECOTAL Führungselemente bei 80 [°C]

<b>p [bar]</b>	<b>T [°C]</b>	<b>p<sub>FE-links</sub> [N/mm<sup>2</sup>]</b>	<b>p<sub>FE-rechts</sub> [N/mm<sup>2</sup>]</b>
0 (Fg)	80	0,07	0,21
2,5		2,15	1,25
5		4,22	2,29
10		8,38	4,36
15		12,53	6,44
20		16,68	8,51
25		20,83	10,59
30		24,98	12,67
35		29,14	14,74
40		33,29	16,82
45		37,44	18,89
50		41,59	20,97

Tab. 23: Prüfprogramm für ECOTAL Führungselemente bei 110 [°C]

<b>p [bar]</b>	<b>T [°C]</b>	<b>p<sub>FE-links</sub> [N/mm<sup>2</sup>]</b>	<b>p<sub>FE-rechts</sub> [N/mm<sup>2</sup>]</b>
0 (Fg)	110	0,07	0,21
2,5		2,15	1,25
5		4,22	2,29
10		8,38	4,36
15		12,53	6,44
20		16,68	8,51
25		20,83	10,59
30		24,98	12,67
35		29,14	14,74
40		33,29	16,82

Für jede der drei Temperaturen werden dabei drei Prüfläufe durchgeführt um eine Mittelwertbildung durchzuführen. Die Prüfläufe sind in Tab. 24 zusammengefasst.

Tab. 24: Zuordnung der Prüfläufe

<b>Prüflauf</b>	<b>T [°C]</b>
010	23
011	
012	
013	80
014	
015	
016	110
017	
018	

Aus dem Prüfprogramm erkennt man, dass das linke Führungselement ungefähr doppelt so hoch belastet wird wie das rechte. Auch die Auslegung des Druckes im Hydraulikzylinder bezieht sich auf das linke Führungselement. Daher wird im weiteren Verlauf nur mehr das linke Führungselement betrachtet. Es ist darauf zu achten, dass sich das linke und das rechte Führungselement in ihren Abmessungen nicht unterscheiden und dass sie aus dem gleichen Werkstoff gefertigt sind um reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten.

### 3.9.3.5) Ermittlung der tatsächlichen Einfederung der Führungselemente am Führungsringsprüfstand

Wie schon im Kapitel 3.9.3.1 erwähnt, muss der gemessene Wert an der linken Messuhr ( $e_1$ ) in die tatsächliche Deformation am linken Führungselement umgerechnet werden (Abstand zwischen Messuhr und Führungselement).

Abb. 107 zeigt die Änderung der radialen Position der Kolbenstange ( $e_1$ ) über die Belastung des linken Führungselementes  $p_{FE-links}$  bei RT, 80 und 110 [°C].

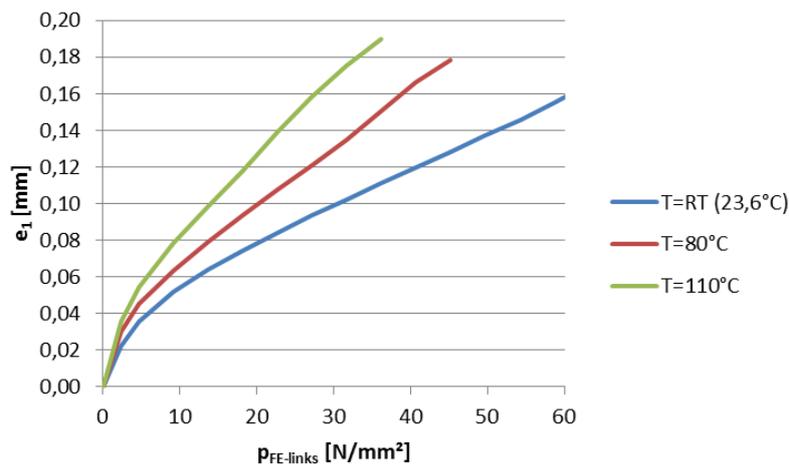


Abb. 107: radiale Positionsänderung der Kolbenstange über die Belastung des linken Führungselementes bei RT, 80 und 110 [°C]

Der Wert  $e_1$  [mm] ist dabei der Messwert, der von der linken Messuhr abgelesen wird. Um auf die tatsächliche Deformation (Einfederung) des Führungselementes zu kommen muss der Abstand zwischen Messuhr und Führungselement berücksichtigt werden. Dazu muss zuerst die Winkelfehlstellung  $\alpha$  mit der Formel (61) berechnet werden (siehe Abb. 108).

$$\alpha [^\circ] = \arctan\left(\frac{(e_1 + |e_2|)}{140}\right) \quad (61)$$

$\alpha$  ist dabei die Winkelfehlstellung in Abhängigkeit der radialen Belastung.  $e_1$  und  $e_2$  sind die Messwerte der beiden Messuhren und 140 ist der Abstand zwischen den beiden Messuhren.

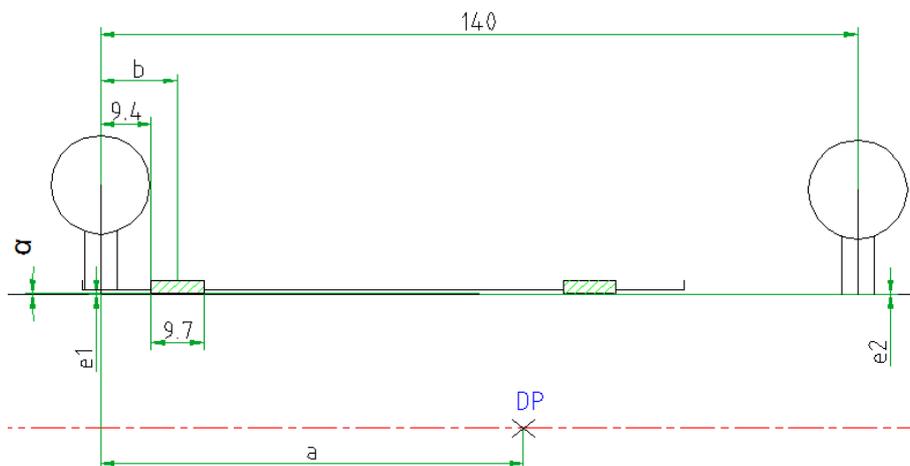


Abb. 108: Berechnung der Winkelfehlstellung  $\alpha$  am statischen Führungsringsprüfstand

Um die tatsächliche Einfederung zu berechnen sind folgende Formeln notwendig (62), (63), (64), (65). Dabei wird angenommen, dass sich die Führungselemente axial in der Mitte der Führungsnut befinden. Es werden dabei drei Belastungspunkte am Führungselement (linke Kante, Mitte, rechte Kante) betrachtet. Als erstes müssen die axialen (horizontalen) Abstände von der linken Messuhr zu den jeweiligen Betrachtungspositionen ( $\epsilon_{\max}$ ,  $\epsilon_{\text{mit}}$ ,  $\epsilon_{\min}$ ) sowie zum Drehpunkt berechnet werden (Abb. 109).

$$a \text{ [mm]} = \frac{e_1}{\tan(\alpha)} \quad (62)$$

$$b \text{ [mm]} = 9,4 + \frac{9,7}{2} = 14,25 \text{ [mm]} \quad (63)$$

$$c \text{ [mm]} = b - \frac{B_{0h}}{2} + c_{FE} \quad (64)$$

$$d \text{ [mm]} = b + \frac{B_{0h}}{2} - c_{FE} \quad (65)$$

a [mm]	Abstand von linker Messuhr zum Drehpunkt (DP)
b [mm]	Abstand von linker Messuhr zur Führungselementmitte
c [mm]	Abstand von linker Messuhr zur linken Kante des Führungselementes
d [mm]	Abstand von linker Messuhr zur rechten Kante des Führungselementes
$e_1$ [mm]	Messwert an der linken Messuhr
$B_{0h}$ [mm]	Führungselementbreite gegenüber des Schnittspaltes
$c_{FE}$ [mm]	Fase des Führungselementes

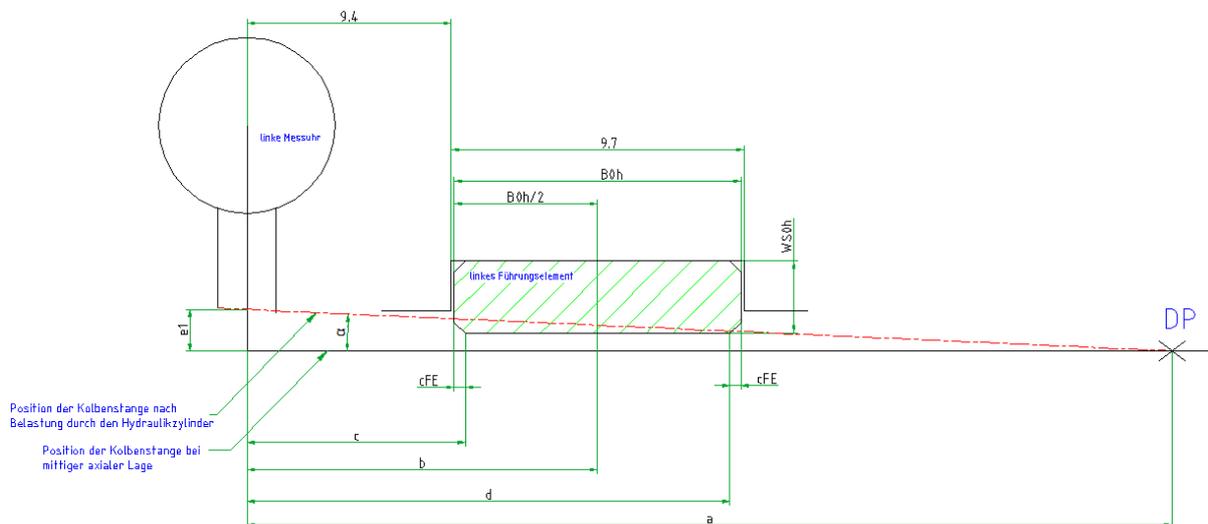


Abb. 109: Abmessungen am statischen Führungsringprüfstand (1)

Als nächstes werden mit den Formeln (66), (67), (68) die Abstände vom Drehpunkt zu den jeweiligen Betrachtungspositionen ( $\epsilon_{\max}$ ,  $\epsilon_{\text{mit}}$ ,  $\epsilon_{\min}$ ) berechnet (Abb. 110).

$$\epsilon_{\max DP} \text{ [mm]} = a - c \quad (66)$$

$$\epsilon_{\text{mit} DP} \text{ [mm]} = a - b \quad (67)$$

$$\epsilon_{\min DP} \text{ [mm]} = a - d \quad (68)$$

$\epsilon_{\max DP}$ [mm]	Abstand vom Drehpunkt (DP) zur linken Kante des Führungselementes
$\epsilon_{\text{mit} DP}$ [mm]	Abstand vom Drehpunkt (DP) zur Führungselementmitte
$\epsilon_{\min DP}$ [mm]	Abstand vom Drehpunkt (DP) zur rechten Kante des Führungselementes

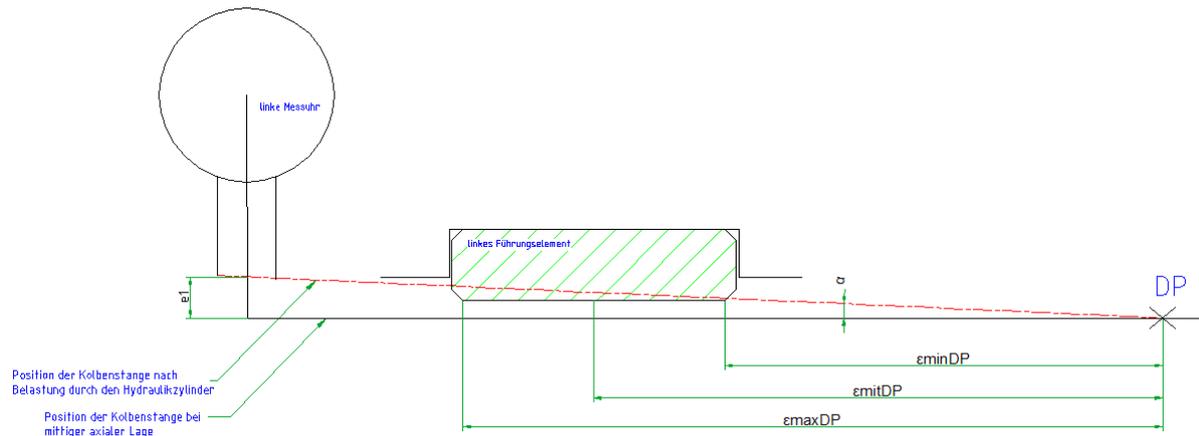


Abb. 110: Abmessungen am statischen Führungsringprüfstand (2)

Mit den axialen Abständen und dem Winkel  $\alpha$  können nun die radialen (vertikalen) Abstände zu den jeweiligen Betrachtungspositionen ( $\epsilon_{max}$ ,  $\epsilon_{mit}$ ,  $\epsilon_{min}$ ) mit den Formeln (69), (70), (71) berechnet werden (Abb. 111).

$$f_{max} [mm] = \epsilon_{max}DP * \tan(\alpha) \quad (69)$$

$$f_{mit} [mm] = \epsilon_{mit}DP * \tan(\alpha) \quad (70)$$

$$f_{min} [mm] = \epsilon_{min}DP * \tan(\alpha) \quad (71)$$

- $f_{max}$  [mm] Abstand von der Kolbenstange zur linken Kante des Führungselementes als Funktion des Winkels  $\alpha$
- $f_{mit}$  [mm] Abstand von der Kolbenstange zur Führungselementmitte als Funktion des Winkels  $\alpha$
- $f_{min}$  [mm] Abstand von der Kolbenstange zur rechten Kante des Führungselementes als Funktion des Winkels  $\alpha$

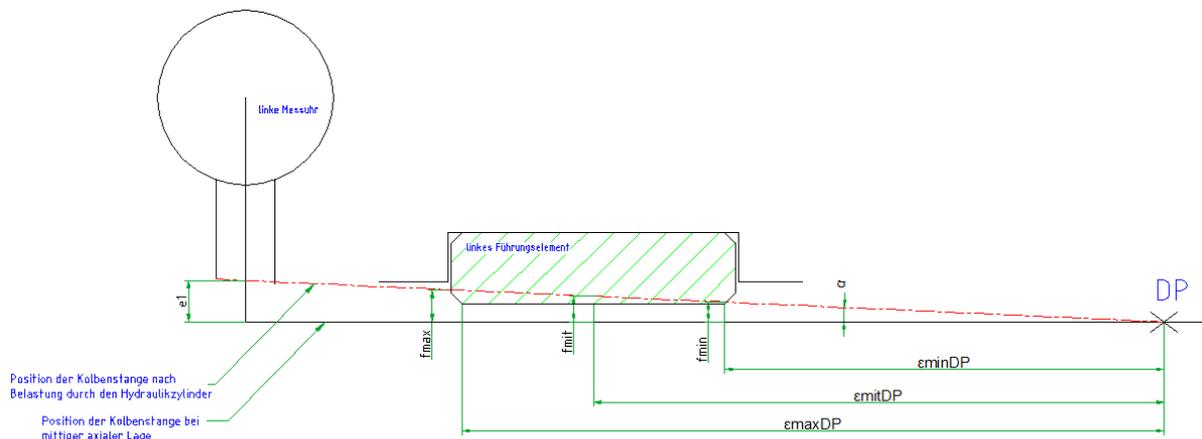


Abb. 111: Abmessungen am statischen Führungsringprüfstand (3)

Mit dem Führungsspiel  $x_f$  (Kapitel 2.2.2) kann die Einfederung bei der jeweiligen Betrachtungspositionen ( $\varepsilon_{max}$ ,  $\varepsilon_{mit}$ ,  $\varepsilon_{min}$ ) mit den Formeln (72), (73), (74), (75), (76), (77), (78) berechnet werden (Abb. 112). Ist die Belastungstemperatur höher als die Raumtemperatur, so muss das Führungsspiel um den Betrag der Wärmeausdehnung des Führungselementes reduziert werden.

$$x_f [mm] = D - d - 2 * WS_{oh} - 2 * WS_{oh} * \alpha_T * (T - T_0) \quad (72)$$

$$\varepsilon_{max} [mm] = f_{max} - x_f \quad (73)$$

$$\varepsilon_{mit} [mm] = f_{mit} - x_f \quad (74)$$

$$\varepsilon_{min} [mm] = f_{min} - x_f \quad (75)$$

$$\varepsilon_{max} [\%] = \frac{\varepsilon_{max} [mm]}{WS_{oh}} * 100 \quad (76)$$

$$\varepsilon_{mit} [\%] = \frac{\varepsilon_{mit} [mm]}{WS_{oh}} * 100 \quad (77)$$

$$\varepsilon_{min} [\%] = \frac{\varepsilon_{min} [mm]}{WS_{oh}} * 100 \quad (78)$$

$x_f$ [mm]	Führungsspiel (Berücksichtigung der Wärmeausdehnung)
$WS_{oh}$ [mm]	Wandstärke des Führungselementes gegenüber des Schnittspaltes
$\alpha_T$ [1/C]	Wärmeausdehnungskoeffizient des Führungsringmaterials ( $\alpha_{T-ECOTAL} = 130 * 10^{-6}$ )
$T$ [°C]	Belastungstemperatur
$T_0$ [°C]	Raumtemperatur
$\varepsilon_{max}$ [mm]	Einfederung/Stauchung des Führungselementes an der linken Kante
$\varepsilon_{mit}$ [mm]	Einfederung/Stauchung des Führungselementes in der Mitte
$\varepsilon_{min}$ [mm]	Einfederung/Stauchung des Führungselementes an der rechten Kante
$\varepsilon_{max}$ [%]	Einfederung/Stauchung des Führungselementes an der linken Kante bezogen auf die Wandstärke gegenüber des Schnittspaltes
$\varepsilon_{mit}$ [%]	Einfederung/Stauchung des Führungselementes in der Mitte bezogen auf die Wandstärke gegenüber des Schnittspaltes
$\varepsilon_{min}$ [%]	Einfederung/Stauchung des Führungselementes an der rechten Kante bezogen auf die Wandstärke gegenüber des Schnittspaltes

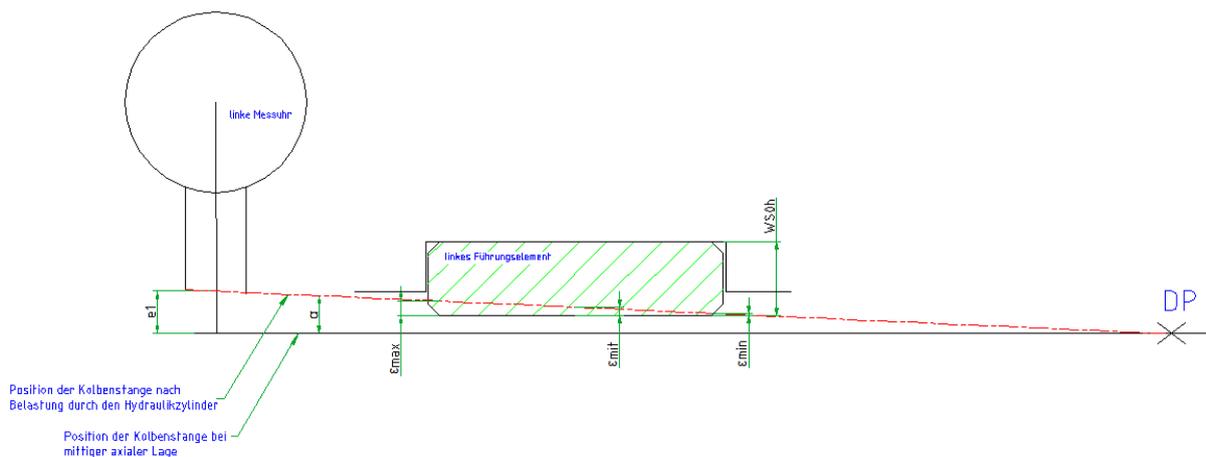


Abb. 112: Abmessungen am statischen Führungsringprüfstand (4)

Sollte die berechnete Einfederung  $\varepsilon$  negativ werden, so liegt die Kolbenstange noch nicht an der jeweiligen Position (linke Kante, Mitte, rechte Kante) des Führungselementes auf weil die radiale Belastung durch den Hydraulikzylinder zu gering ist. Abb. 113 zeigt eine solche Situation wobei  $\varepsilon_{\text{mit}}$  und  $\varepsilon_{\text{min}}$  negativ sind.

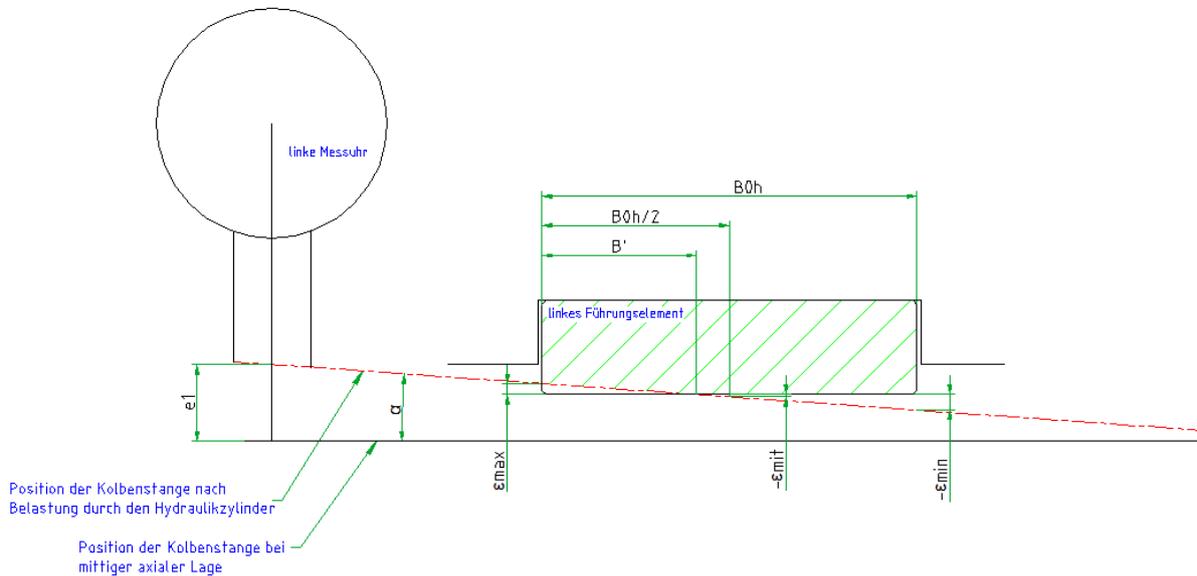


Abb. 113: negative Einfederung (Kolbenstange liegt nicht über die gesamte Breite des Führungselementes auf)

Abb. 114 zeigt den Einfluss der Wärmedehnung auf die Größe der Kontaktfläche. Wie schon in der Berechnung gezeigt, verkleinert sich das Führungsspiel aufgrund der Wärmeausdehnung des Führungsrings. Dadurch steigen die Einfederung und damit auch die Kontaktfläche. Man erkennt auch schön, dass sich der Schnittspalt durch die Temperatureausdehnung verkleinert (Abb. 114 rechts).

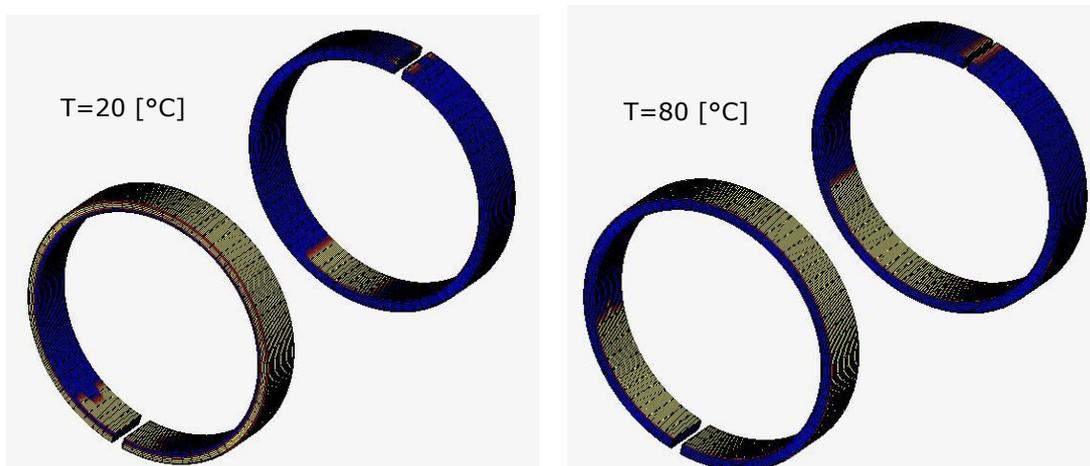


Abb. 114: Einfluss der Wärmeausdehnung des Führungselementes auf das Führungsspiel und auf die Größe der Kontaktfläche (links: 20 [°C], rechts: 80 [°C])

### 3.9.3.6) Korrektur der Belastung am Führungselement aufgrund des mehrachsigen Spannungszustandes und der sich ändernden Kontaktfläche

Die Flächenpressung am Führungselement ( $p_{FE}$ ) wurde wie im Kapitel 3.9.3.3 gezeigt durch eine Statik Betrachtung ermittelt. Dabei wurden die Kräfte, welche am Führungsringsprüfstand wirken ins Gleichgewicht gesetzt und auf die projizierte Fläche ( $A_{proj}$ ) der Führungselemente bezogen um die Flächenpressung zu ermitteln.

Um einen Vergleich der Spannungs-Stauchungs-Kurven zwischen Druckversuch und Führungsringsprüfstand herzustellen, bedarf es einer Korrektur der Flächenpressung (Spannung) der Führungselemente aufgrund der Belastungssituation.

Dazu werden im Folgenden FEM Berechnungen durchgeführt, die den Einfluss dieser Parameter aufzeigen. Abb. 115 zeigt einen Vergleich des Spannungszustandes zwischen Druckversuch und Führungsringsprüfstand.

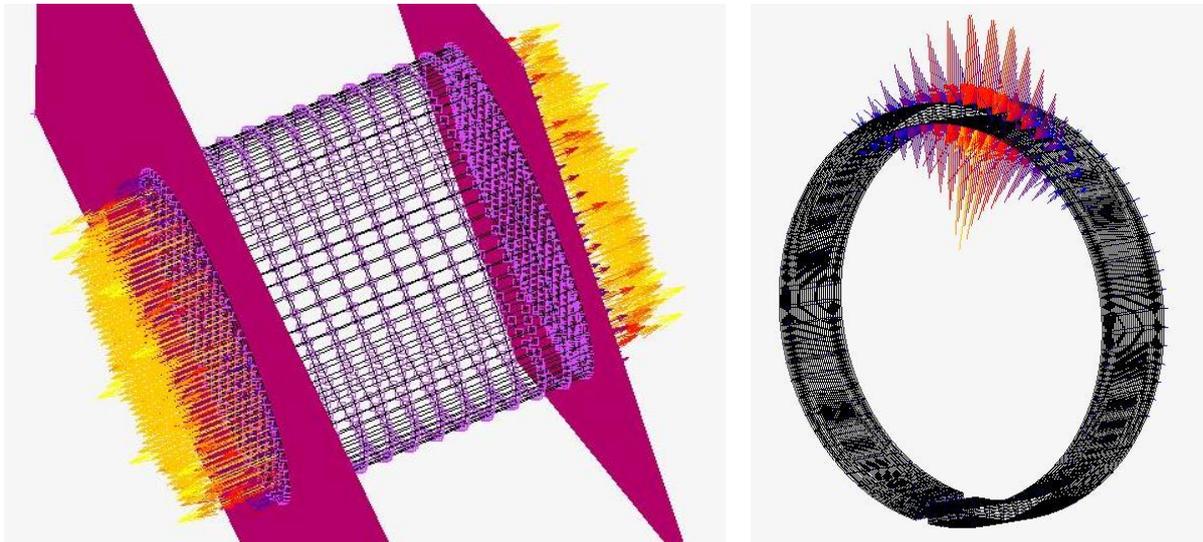


Abb. 115: Vergleich des Spannungszustandes zwischen Druckversuch und Führungsringsprüfstand

Man erkennt, dass sich beim Druckversuch ein einachsiger- und beim Führungsringsprüfstand ein mehrachsiger Spannungszustand ergibt. Das heißt, dass die Spannung beim Druckversuch aus Kraft pro projizierte Fläche des Druckprüfkörpers ( $A_{proj-PK}$ ) berechnet werden kann, da die Spannungen in jedem Punkt des Querschnittes annähernd gleich sind.

Beim Führungsringsprüfstand liegt hingegen ein mehrachsiger Spannungszustand vor. Wie Abb. 116 zeigt, sind die Spannungen am Führungselement über den Umfang sowie über die Breite des Führungselementes nicht konstant (3-dimensionaler Spannungszustand). Das bedeutet, dass die aus der Statik Betrachtung ermittelten Spannungen in jedem Fall zu niedrig sind, da die maximal erreichbare projizierte Fläche ( $A_{proj}=d*B$ , siehe Abb. 50) nur bei sehr großen Einfederungen erreicht wird.

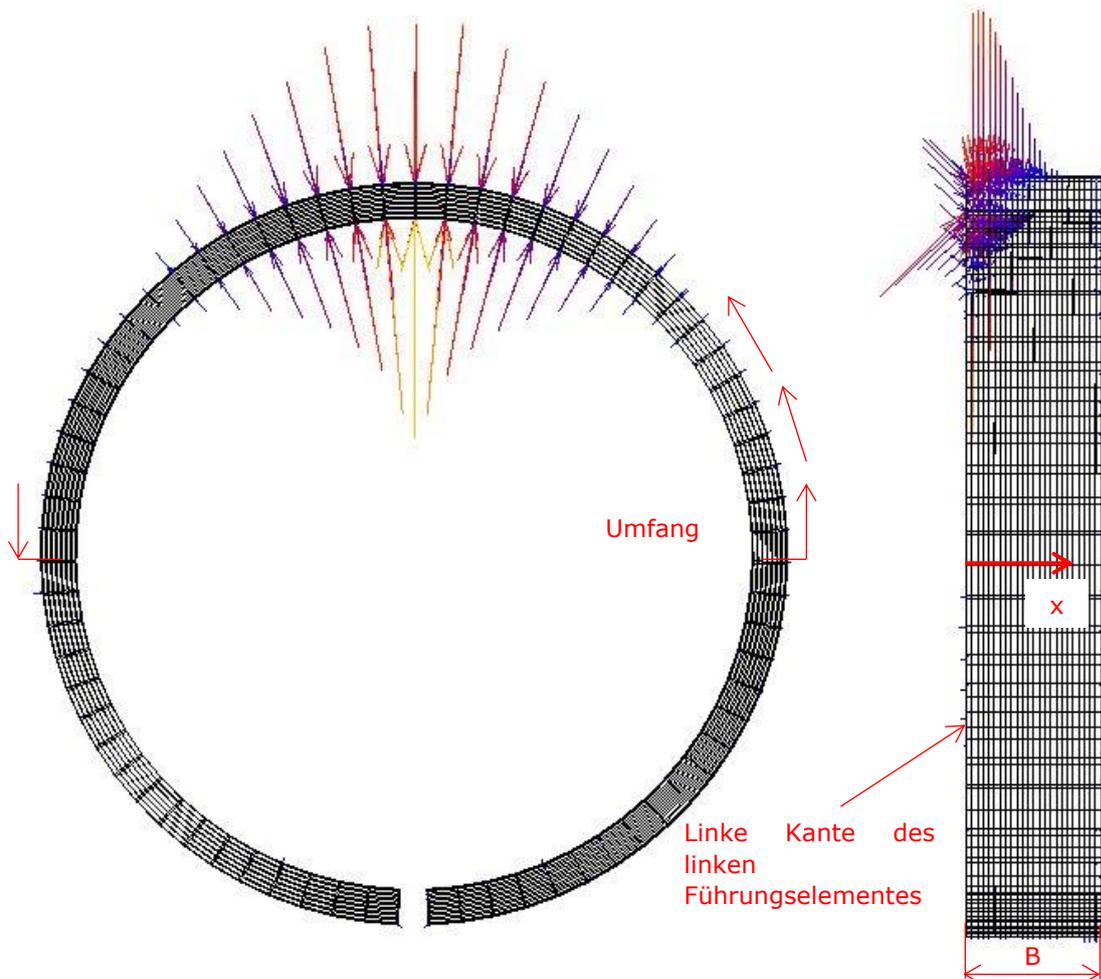


Abb. 116: 3-dimensionaler Spannungszustand am Führungselement beim Führungsringsprüfstand

Die Spannungssituation am Führungselement ändert sich dabei mit der Winkelfehlstellung  $\alpha$ , der Einfederung  $\varepsilon$ , dem Führungsspiel  $x_f$ , der Geometrie des Führungselementes, der Belastungstemperatur und ist abhängig vom Führungselementwerkstoff.

Um die Spannungen aus der Statik Betrachtung zu korrigieren, werden alle Belastungspunkte des Prüfprogramms (Kapitel 3.9.3.4) im FEM durchgerechnet um die tatsächliche Spannung zu ermitteln. Dabei werden die aus den Messwerten der beiden Messuhren errechneten Winkelfehlstellungen ( $\alpha$ ) sowie der daraus resultierende Abstand zum Drehpunkt ( $a$ ) in die FEM Software importiert (siehe Tab. 25 bzw. Kapitel 3.9.3.5 sowie Tab. 48).

Tab. 25: Eingabeparameter für die FEM Berechnung

p [bar]	RT		80 [°C]		110 [°C]	
	$\alpha$ [°]	a [mm]	$\alpha$ [°]	a [mm]	$\alpha$ [°]	a [mm]
0	0,069	84,990	0,050	75,501	0,017	63,440
5	0,104	76,031	0,095	67,482	0,072	58,113
10	0,122	72,737	0,119	62,670	0,103	54,475
20	0,152	66,978	0,153	59,930	0,149	52,821
40	0,197	62,330	0,214	57,962	0,229	52,396
50	0,217	60,954	0,243	57,555	---	---
60	0,234	60,862	---	---	---	---

Das Ergebnis der FEM Betrachtungen sind die Spannungen entlang des Umfanges für verschiedene Punkte ( $x_i$ ) entlang der Breite des Führungselementes (Abb. 116). Abb. 117 zeigt den Verlauf dieser Spannungen. Man erkennt, dass die Spannungen in Richtung der angreifenden Kraft durch den Hydraulikzylinder am größten sind und über den Umfang sowie mit zunehmendem  $x$  (von der linken zu der rechten Kante des Führungselementes) abnehmen. Des Weiteren zeigt Abb. 117, dass die Fläche an der die Spannungen angreifen mit größer werdendem Abstand von der linken Kante des Führungselementes ( $x$ ) abnimmt ( $A = \text{Umfang} / \pi * B = d(x_i) * B$ ). Der Wert  $m$  gibt an, wie oft die Spannungsverteilung über den Umfang berechnet wurde. Der Umfang bezieht sich, wie in Abb. 116 gezeigt, auf maximal 180 [°], da dies die Grenze für die maximal erreichbare Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenauflfläche ist. (siehe Kap. 2.5)

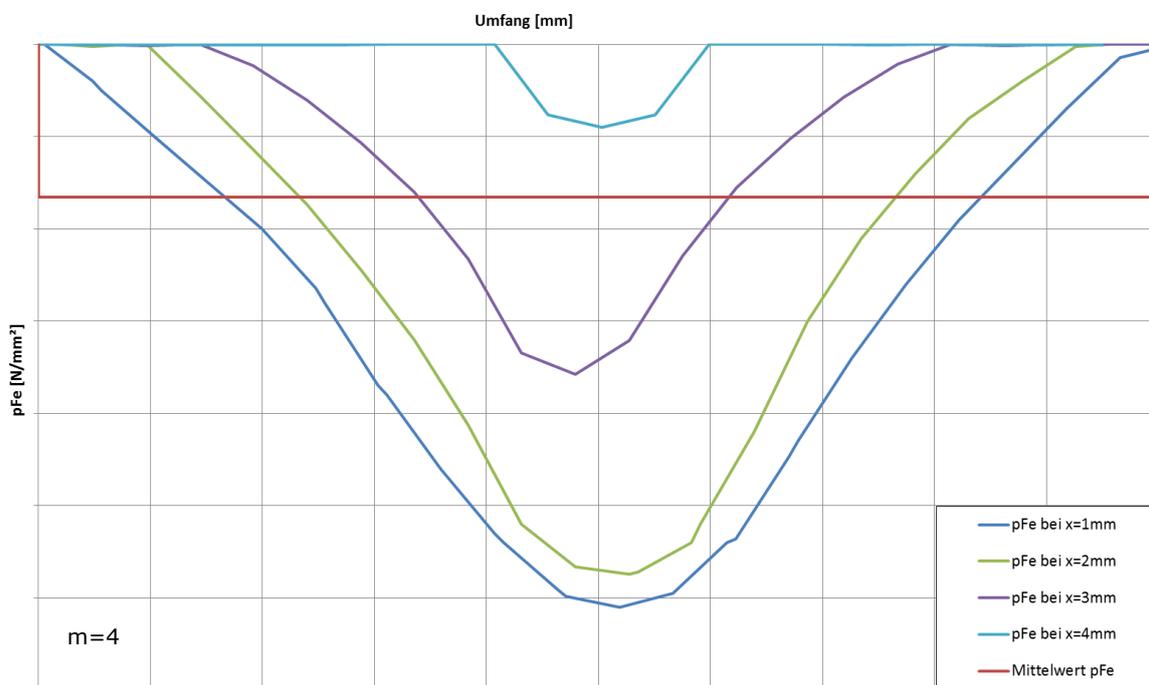


Abb. 117: Verlauf der Spannungen über den Umfang des Führungselementes für verschiedene Breiten des Führungselementes

Die Gesamtspannung am Führungselement (Flächenpressung) ergibt sich aus einer Mittelwertbildung (rote Kurve in Abb. 117) der einzelnen Spannungsverläufe ( $x=1$ [mm],  $x=2$  [mm], ...).

Dabei muss zuerst der Mittelwert der Spannungsverteilung über den Umfang berechnet werden (79).

$$\overline{p_{FE-x_i}} = \frac{\sum_{j=1}^n p_{FEj}}{n} \quad (79)$$

$\overline{p_{FE-x_i}}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Mittelwert der Spannung (Flächenpressung) bei $x_i$
$\sum_{j=1}^n p_{FEj}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Summe der Einzelspannungen $p_{FEj}$
$j$ [-]	Laufvariable für einzelne Spannungswerte über den Umfang
$n$ [-]	Gesamtanzahl der Spannungswerte über den Umfang

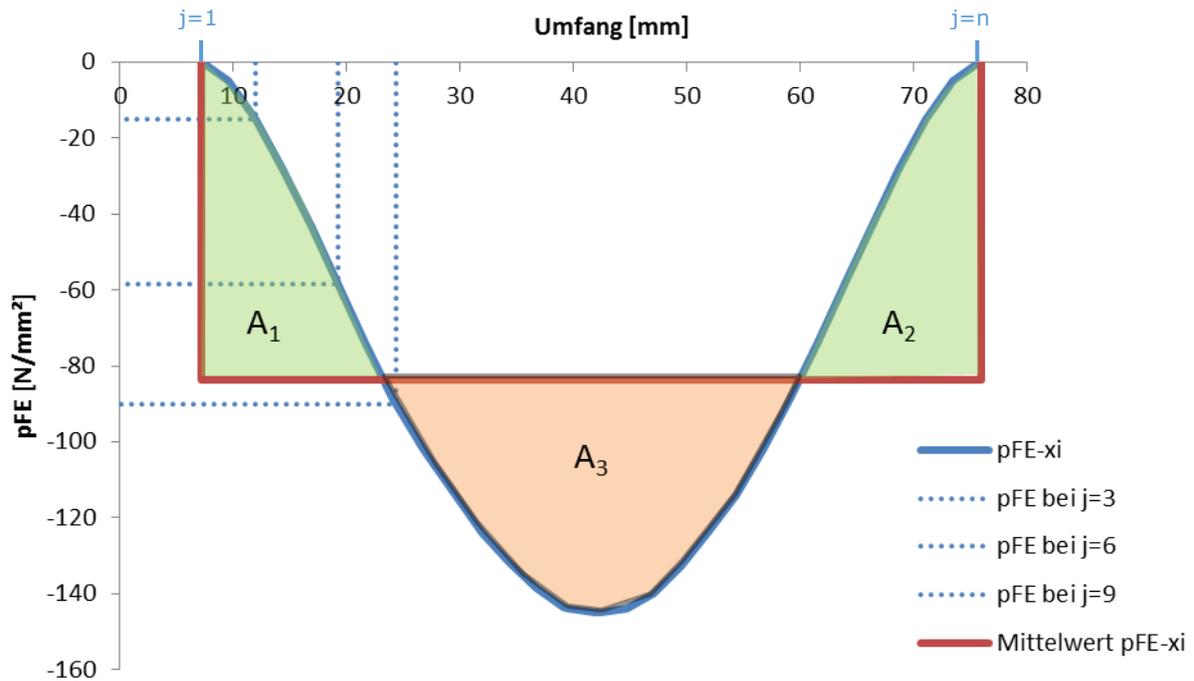


Abb. 118: Berechnung des Mittelwertes der Spannungsverteilung

Abb. 118 zeigt, wie der Mittelwert aus der realen Spannungsverteilung ermittelt werden kann. Man erkennt, dass die Summe der Flächen  $A_1$  und  $A_2$  die Fläche  $A_3$  ergeben. Das heißt, dass die Fläche unter der realen Spannungsverteilung (blau) dieselbe Fläche ist wie jene unter dem Rechteck (rot). Des Weiteren zeigt Abb. 118 einzelne Spannungswerte in Abhängigkeit der Laufvariablen  $j$  ( $p_{FE,j=3}$ ,  $p_{FE,j=6}$ ,  $p_{FE,j=9}$ ), welche über den Umfang aufaddiert und auf die Gesamtanzahl der Spannungswerte über den Umfang ( $n$ ) bezogen werden müssen.

Dieser Vorgang muss für alle Positionen ( $x_i$ ) entlang der Breite  $B$  des Führungselementes gemacht werden um den Mittelwert der Gesamtspannung zu erhalten. Dabei muss die Summe der Mittelwerte der Einzelspannungen  $\overline{p_{FE-xi}}$  gebildet und auf die Anzahl der Positionen entlang der Breite des Führungselementes ( $m$ ) bezogen werden (80).

$$\sigma_{ges} = \overline{p_{FE}} = \frac{\sum_{i=1}^m \overline{p_{FE-xi}}}{m} \quad (80)$$

$\sigma_{ges} = \overline{p_{FE}}$  [N/mm<sup>2</sup>] Mittelwert der Gesamtspannung (Flächenpressung) für alle  $x_i$   
 $\sum_{i=1}^n \overline{p_{FE-xi}}$  [N/mm<sup>2</sup>] Summe der Mittelwerte der Einzelspannungen  $p_{FE-xi}$   
 $i$  [-] Laufvariable für die Anzahl der Positionen entlang der Breite  
 $m$  [-] Gesamtanzahl der Positionen entlang der Breite

Abb. 119 zeigt die Differenz ( $\Delta p$ ) der Spannungen aus der Statik Betrachtung  $p_{FE-links}$  (56) zu den Spannungen aus der FEM Berechnung  $\overline{p_{FE}}$  (80) über die Einfederung des Führungselementes. In der FEM Berechnung wurde dabei die Abnahme der Steifigkeit mit der Dehnung/Stauchung (Sekantenmodul-siehe Kapitel 4.5), die Wärmeausdehnung ( $\alpha_{T-ECOTAL}=130 \cdot 10^{-6}$  [1/°C]) sowie die Abnahme der Steifigkeit mit der Temperatur (siehe Kapitel 4.5) berücksichtigt.

Man erkennt, den degressiven Verlauf von  $\Delta p$  mit der Einfederung (Quotient aus  $\Delta p$  zu  $\varepsilon$  wird mit zunehmender Einfederung kleiner). Das heißt, dass die Spannungskorrektur ( $\Delta p/p_{FE-links}$ ) mit zunehmender Einfederung kleiner wird. Dies ist leicht erklärt, wenn man bedenkt, dass die Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenauflfläche mit größer werdender Einfederung steigt und sich der projizierten Fläche annähert (siehe Kapitel 3.7.4).

Des Weiteren zeigt Abb. 119, dass die Spannungen mit steigender Temperatur nicht mehr so stark korrigiert werden müssen. Dies liegt einerseits daran, dass sich das Führungselement mit steigender Temperatur ausdehnt und somit an die Gegenauflfläche anschmiegt und andererseits an der Reduktion der Steifigkeit mit der Temperatur. In beiden Fällen resultiert eine größere Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenauflfläche und damit stimmen die berechneten Spannungen aus der Statik Betrachtung bei höheren Temperaturen eher als bei Raumtemperatur.

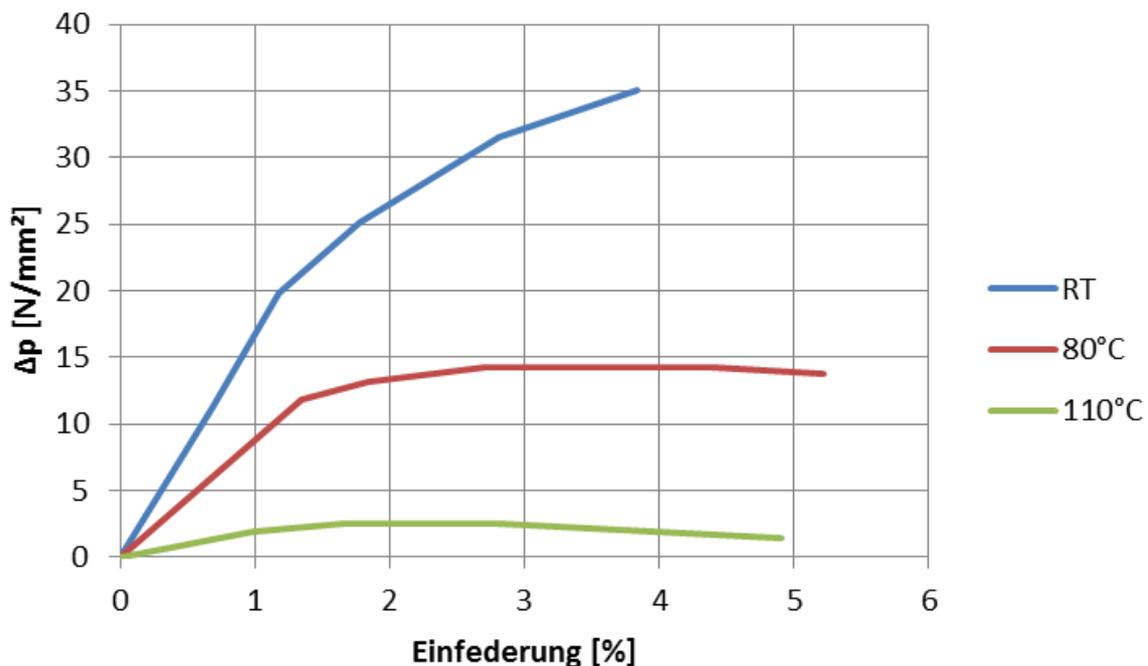


Abb. 119: Unterschied in der Flächenpressung am Führungselement zwischen Statik Betrachtung und FEM Betrachtung

Der Wert  $\Delta p$  muss dabei zu der Flächenpressung aus der Statik Betrachtung addiert werden um die reale Spannung zu erhalten (81). Dabei berücksichtigt  $\Delta p$  den mehrachsigen Spannungszustand, die reale Kontaktfläche, die reale Steifigkeit ( $E=f(T, \varepsilon)$ ) sowie die Wärmeausdehnung des Führungselementes.

$$p_{FE-real} = p_{FE-links} + \Delta p = \overline{p_{FE}} \quad (81)$$

Der Korrekturterm  $\Delta p$  gilt dabei nur für den Werkstoff ECOTAL und für die Belastungssituation am linken Führungselement beim statischen Führungsringprüfstand.

## 4.) Ergebnisse und Diskussion

Nachfolgende Kapitel zeigen die im Rahmen dieser Masterarbeit ermittelten Ergebnisse sowie Diskussionen zu den Ergebnissen.

### 4.1) Kräfte im Hydraulikzylinder

Untenstehende Berechnung zeigt die unterschiedlichen Ein- und Ausfahrkräfte bzw. Geschwindigkeiten für einen Standardhydraulikzylinder (Abb. 51).

Eingangsgrößen:

$$p_1=p_2=100 \text{ [bar]}$$

$$p_0=1 \text{ [bar]}$$

$$d_k=70 \text{ [mm]} \text{ (Kolbendurchmesser)}$$

$$d_s=50 \text{ [mm]} \text{ (Stangendurchmesser)}$$

$$\dot{V}= 800 \text{ [m}^3\text{/s]} \text{ (Volumenstrom)}$$

Berechnung der Kräfte und Geschwindigkeiten (11), (12), (15), (16):

$$F_1 = \frac{100}{10} * \frac{70^2 * \pi}{4} - \frac{1}{10} * \left( \frac{70^2 * \pi}{4} - \frac{50^2 * \pi}{4} \right) = \mathbf{38,4 \text{ [kN]}}$$

$$F_2 = \frac{100}{10} * \left( \frac{70^2 * \pi}{4} - \frac{50^2 * \pi}{4} \right) - \frac{1}{10} * \frac{70^2 * \pi}{4} = \mathbf{18,5 \text{ [kN]}}$$

$$v_e = \frac{800}{\frac{70^2 * \pi}{4} - \frac{50^2 * \pi}{4}} = \mathbf{0,42 \left[ \frac{m}{s} \right]}$$

$$v_a = \frac{800}{\frac{70^2 * \pi}{4}} = \mathbf{0,21 \left[ \frac{m}{s} \right]}$$

Obige Berechnung zeigt, dass die Druckkraft  $F_1$  in etwa doppelt so groß ist wie die Zugkraft  $F_2$ . Gleiches Verhalten zeigen die Ein- und Ausfahr Geschwindigkeiten ( $v_e=2*v_a$ ).

### 4.2) Berechnung des Führungsspiels am Beispiel LP3 (Linear Prüfstand)

Um die Auswirkungen der Fertigungstoleranzen auf das Führungsspiel besser darzustellen wird im Folgenden das minimale und maximale Führungsspiel für den LP3 der Firma SKF Sealing Solutions Austria GmbH berechnet. Für den Führungselementwerkstoff wird ECOTAL (POM-Polyoxymethylen) verwendet.

Berechnung des Führungsspiels für den LP3 (Linear Prüfstand):

Mit den unter Kapitel 3.2 beschriebenen Formeln (17) bzw. (18) wird nun das minimale und maximale Führungsspiel für den LP3 berechnet. Es ergeben sich folgende Werte: (Tab. 26)

Tab. 26: minimales und maximaler Führungsspiel für den LP3

	Nominalmaß [mm]	Toleranz	Minimalmaß [mm]	Maximalmaß [mm]
Stangendurchmesser d	50	f8	49,936	49,975
Führungsnutdurchmesser D	55	H9	55,0	55,074
Führungselementbreite WS	2,5	-0,05	2,45	2,5
Führungsspiel xf			<b>0,025</b>	<b>0,238</b>

Abb. 120 zeigt die Abmessungen des Führungsringesinsatzes des LP3.

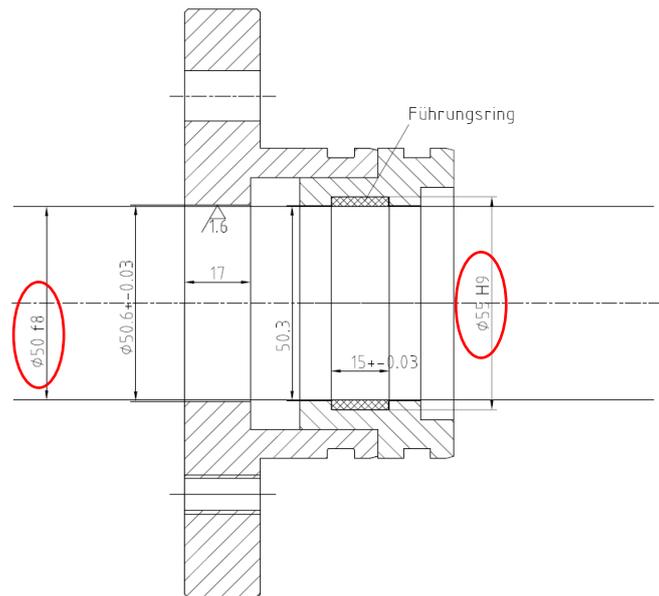


Abb. 120: Führungsringesinsatz am LP3

In Abb. 121 ist das minimale und maximale Führungsspiel für den LP3 dargestellt, wobei sich die Berechnung des Führungsspiels auf den Durchmesser bezieht. Das heißt, dass der Spalt zwischen Führungselement und Gegenauflfläche auf der gegenüberliegenden Seite gleich null ist (Stange liegt aufgrund der Schwerkraft unten am Führungselement auf).

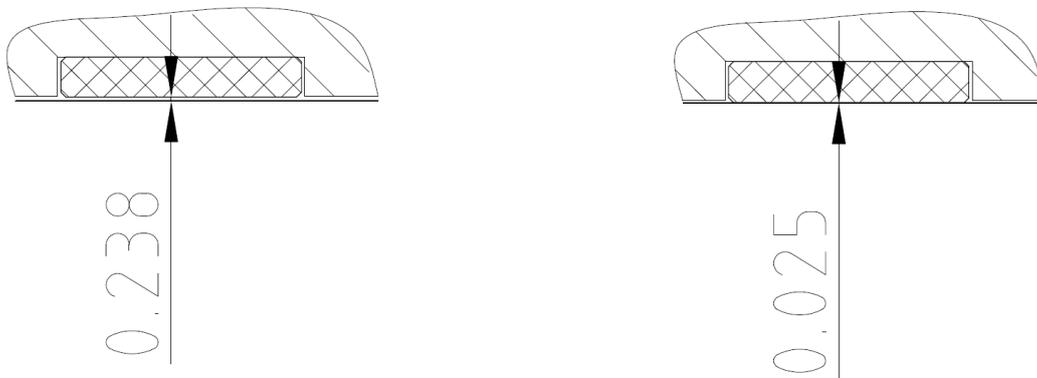


Abb. 121: maximales (links) und minimales (rechts) Führungsspiel am LP3

Obige Berechnung zeigt, dass das Führungsspiel alleine aufgrund der Fertigungstoleranzen doch beträchtlich schwanken kann. Deshalb müssen die Fertigungstoleranzen und das daraus resultierende Führungsspiel bereits bei der Auslegung bzw. Werkstoffwahl berücksichtigt werden.

### 4.3) Berechnung des minimalen und maximalen Dichtspaltes am Beispiel LP3 (Linear Prüfstand)

Um den Einfluss der Fertigungstoleranzen und der Größe des Extrusionsspalt auf die Spaltmaße aufzuzeigen wird der minimale und maximale Dichtspalt am Beispiel LP3 berechnet. Die Werte für die Durchmesser der Kolbenstange bzw. der Führungsnut sowie die Führungselementbreite werden von Tab. 26 übernommen. Der Extrusionsspalt ist der Spalt hinter der Primärdichtung und kann aus Abb. 120 abgelesen werden. Im Falle des Linear Prüfstandes beträgt er radial 0,3 [mm]. Mit den Formeln (19) bzw. (20) werden nun die Werte für den minimalen und maximalen Dichtspalt berechnet. Es ergeben sich folgende Werte: (Tab. 27)

Tab. 27: minimaler und maximaler Dichtspalt am LP3

	Nominalmaß [mm]	Toleranz	Minimalmaß [mm]	Maximalmaß [mm]
Stangendurchmesser d	50	f8	49,936	49,975
Führungsnutdurchmesser D	55	H9	55,0	55,074
Führungselementbreite WS	2,5	-0,05	2,45	2,5
Führungsspiel $x_f$			0,025	0,238
Ø Extrusionsspalt De	50,6	H9	50,6	50,674
Dichtspalt x			<b>0,213</b>	<b>0,488</b>

Der minimale und maximale Dichtspalt unterscheiden sich doch signifikant. Das Führungsspiel fließt direkt in die Berechnung des maximalen Dichtspaltes ein. Dabei wurde die elastische Deformation des Führungselementes, die Durchbiegung der Kolbenstange sowie die Rohraufweitung bzw. Rohrstauchung noch nicht betrachtet. Das Ziel sollte immer ein möglichst kleiner maximaler Dichtspalt ( $x_{max}$ , Spaltextrusion) und ein möglichst großer minimaler Dichtspalt ( $x_{min}$ , metallischer Kontakt) sein. Da zwischen dem sich minimal einstellenden metallischen Spalt ( $x_{min}$ ) und dem maximal zulässigen Extrusionsspalt ( $x_{max}$ ) eine direkte geometrische Abhängigkeit besteht, können die Spaltmaße nicht unabhängig voneinander eingestellt werden.

Das heißt, es muss ein Kompromiss aus minimalen (metallischer Kontakt) und maximalen Dichtspalt (Spaltextrusion) gefunden werden. Da aber der Extrusionsspalt und damit der maximale Dichtspalt ( $x_{max}$ ) ohnehin von den Eigenschaften der Primärdichtung (Werkstoff, Geometrie) und den Umgebungsbedingungen (Druck, Temperatur, Dynamik) vorgegeben wird, ergibt sich der minimale Dichtspalt wiederum aus den Toleranzen der Komponenten.

## 4.4) Ergebnisse aus der Werkstoffwahl

### 4.4.1) Screening

Für die Werkstoffwahl wird die Datenbank „Level 3 –All bulk materials“ verwendet.

Im Folgenden werden die Randbedingungen aus Kapitel 3.8.3 in die CES Selector Software implementiert um Werkstoffe, welche die Anforderung nicht erfüllen auszuschließen (Screening).

Als erstes wird die Randbedingung hinzugefügt, welche sich aus dem Ziel der Maximierung der Lebensdauer ergibt. Sie lautet:

$$\varepsilon = \frac{R_e}{E} \text{ wobei } 2 [\%] < \varepsilon < 5 [\%]$$

In Abb. 122 sind alle Werkstoffe in Bezug auf das Verhältnis  $R_e/E$  dargestellt. Die grau dargestellten Werkstoffe sind jene, wo das Verhältnis  $R_e/E$  nicht zwischen 2 und 5 [%] liegt. Sie werden in weitere Folge nicht mehr betrachtet, da sie die Randbedingung nicht erfüllen.

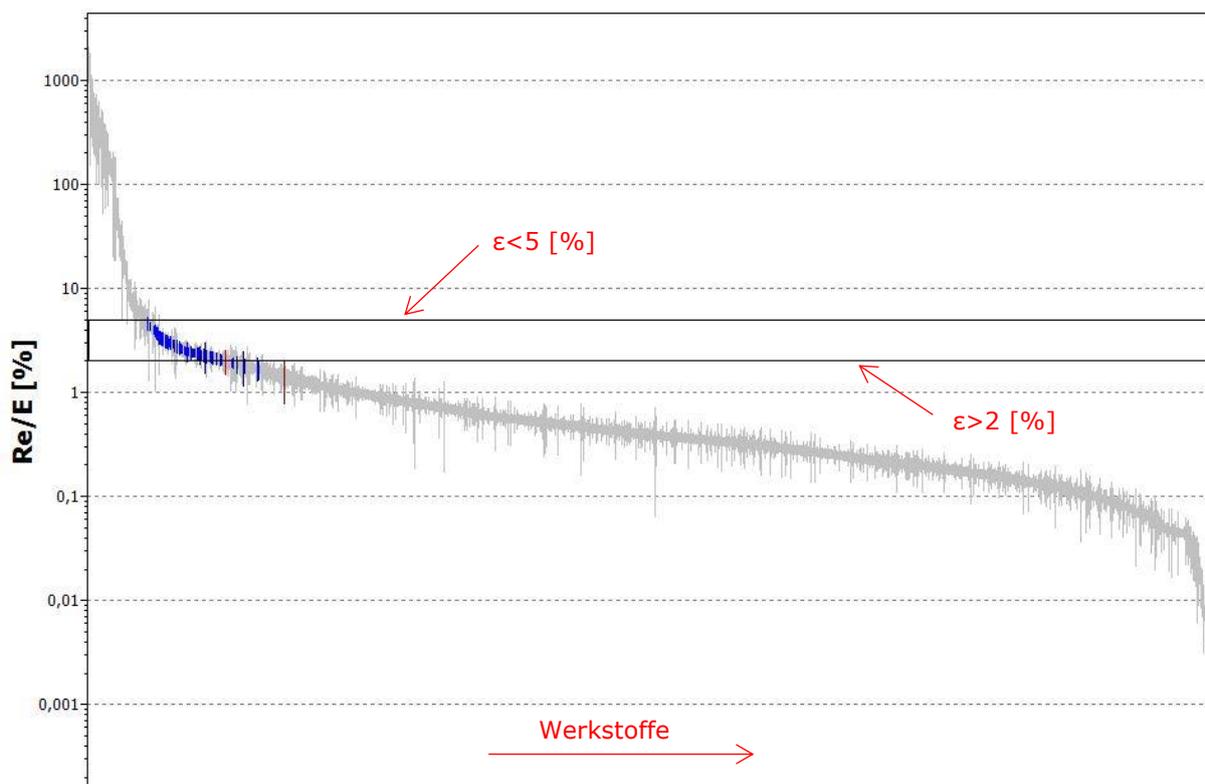


Abb. 122: Werkstoffe welche die Randbedingung  $2 [\%] < R_e/E < 5 [\%]$  erfüllen

Durch diese Randbedingung fallen unter anderem die Standardführungselementwerkstoffe (siehe Kapitel 1.5) Bronze, glasfaserverstärktes PEEK, glasfaserverstärktes POM sowie alle gewebeverstärkten Harze weg, da das Verhältnis  $R_e/E$  kleiner als 2 [%] ist.

Als zweites werden die Temperaturgrenzen in die Software implementiert. Die maximale Einsatztemperatur wurde wie folgt definiert:

$$T_{max} = 110 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Dadurch werden Werkstoffe ausgeschlossen deren maximale Einsatztemperatur unterhalb von 110 [°C] liegt. Abb. 123 zeigt Werkstoffe, welche für diese Randbedingung geeignet sind.

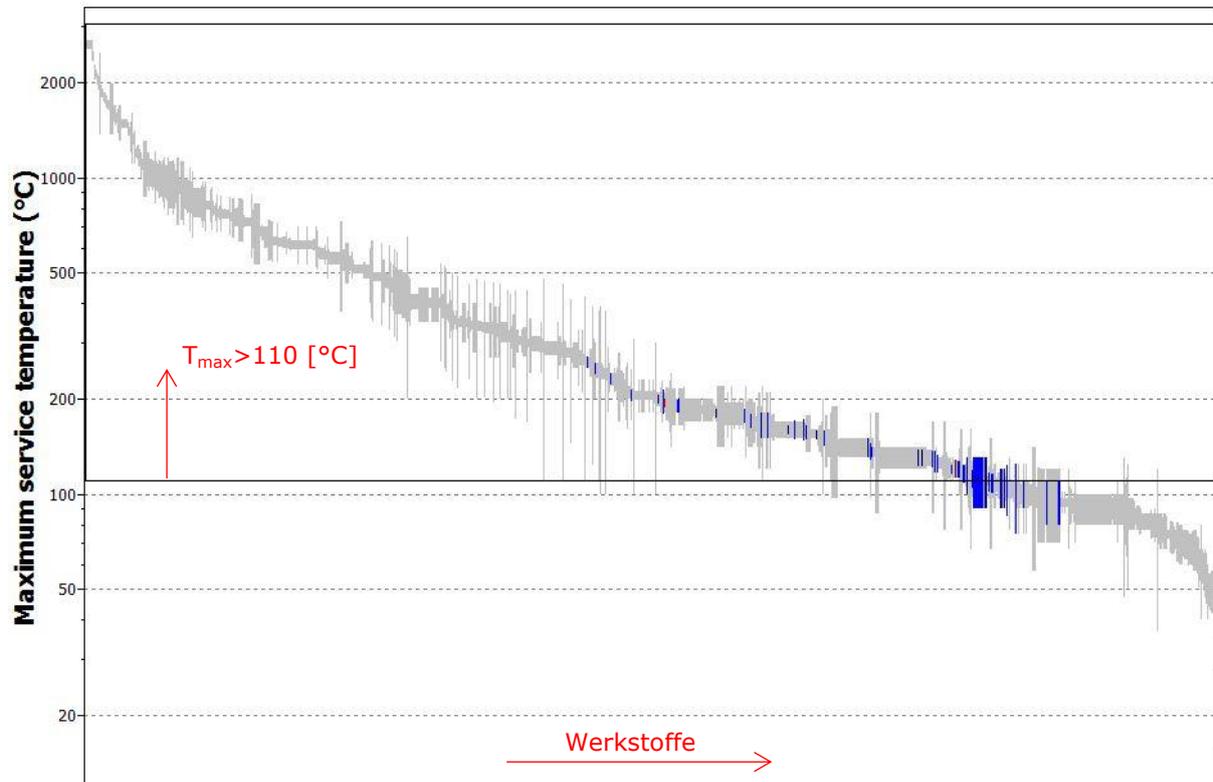


Abb. 123: Werkstoffe welche die Randbedingung  $T > 110 \text{ [}^\circ\text{C]}$  erfüllen

Durch die gewählte Obergrenze der maximalen Einsatztemperatur von 110 [°C] fällt der Standardführungselementwerkstoff POM raus, da dieser Werkstoff bis maximal 95 [°C] einsetzbar ist.

Die minimale Einsatztemperatur wurde wie folgt definiert:

$$T_{min} = -40 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Dadurch werden Werkstoffe ausgeschlossen deren minimale Einsatztemperatur oberhalb von -40 [°C] liegt. Abb. 124 zeigt Werkstoffe, welche für diese Randbedingung geeignet sind.

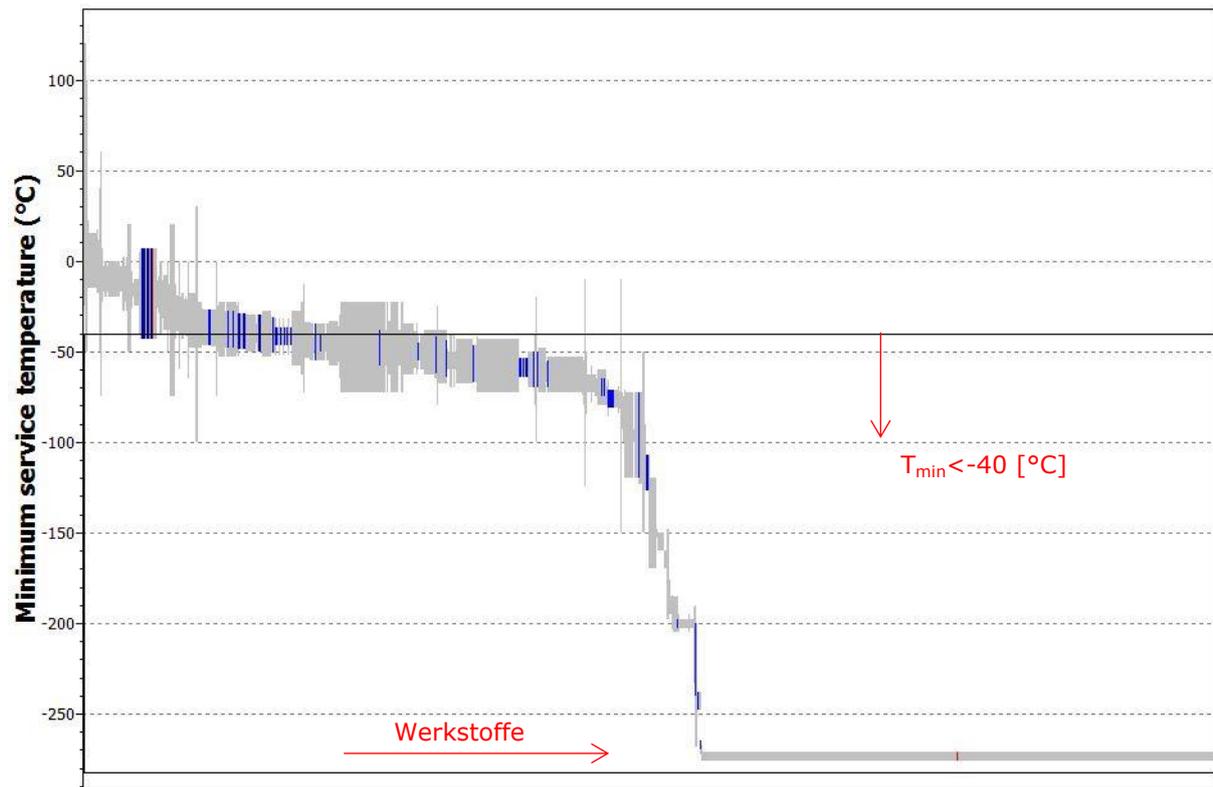


Abb. 124: Werkstoffe welche die Randbedingung  $T < -40$  [°C] erfüllen

Als drittes wird die minimale Bruchdehnung berücksichtigt. Sie wurde wie folgt definiert:

$$\text{Bruchdehnung} > 5 \text{ [\%]}$$

Dadurch werden Werkstoffe ausgeschlossen die bei einer Bruchdehnung kleiner 5 [%] brechen. Dadurch fallen alle faserverstärkten Harze weg, da sie eine Bruchdehnung kleiner als 5 [%] aufweisen. Abb. 125 zeigt die Werkstoffe welche diese Randbedingung erfüllen.

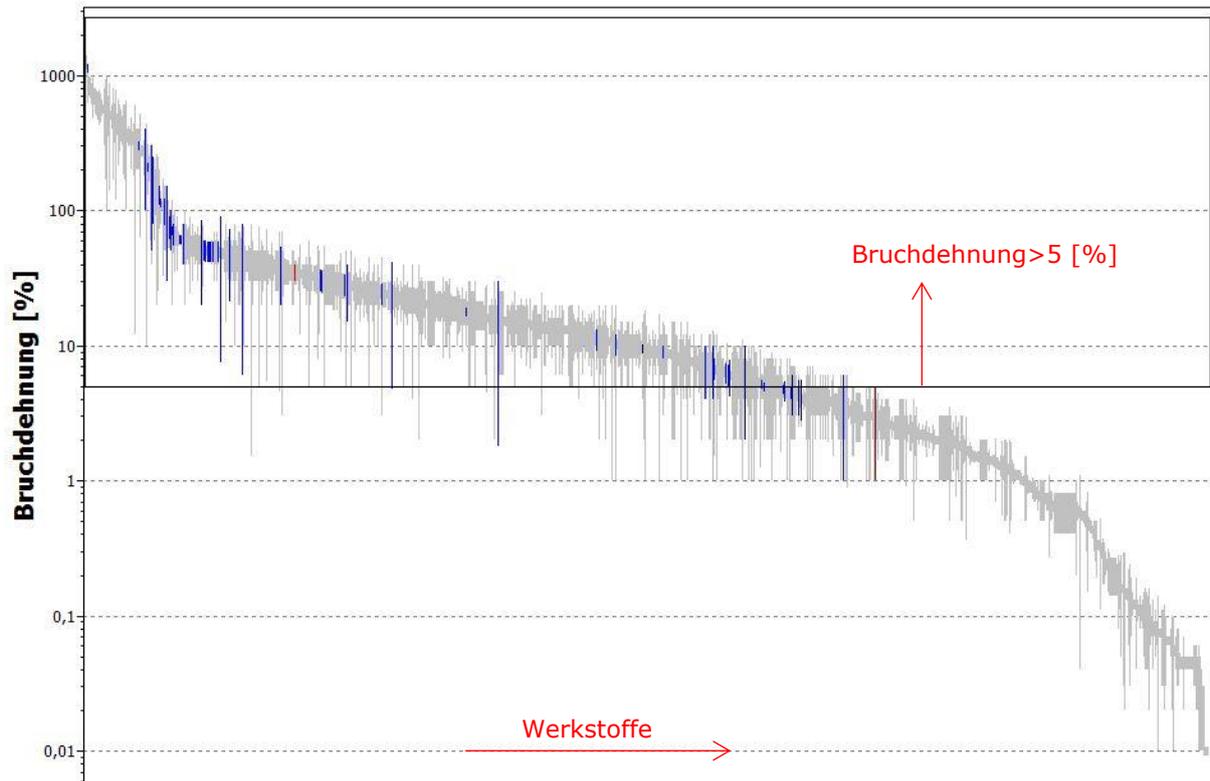


Abb. 125: Werkstoffe welche die Randbedingung Bruchdehnung >5 [%] erfüllen

Als viertes wird eine minimale Druckfestigkeit von 50 [MPa] definiert. Abb. 126 zeigt die Werkstoffe welche eine Druckfestigkeit größer als 50 [MPa] aufweisen.

$$\sigma_D > 50 \text{ [MPa]}$$

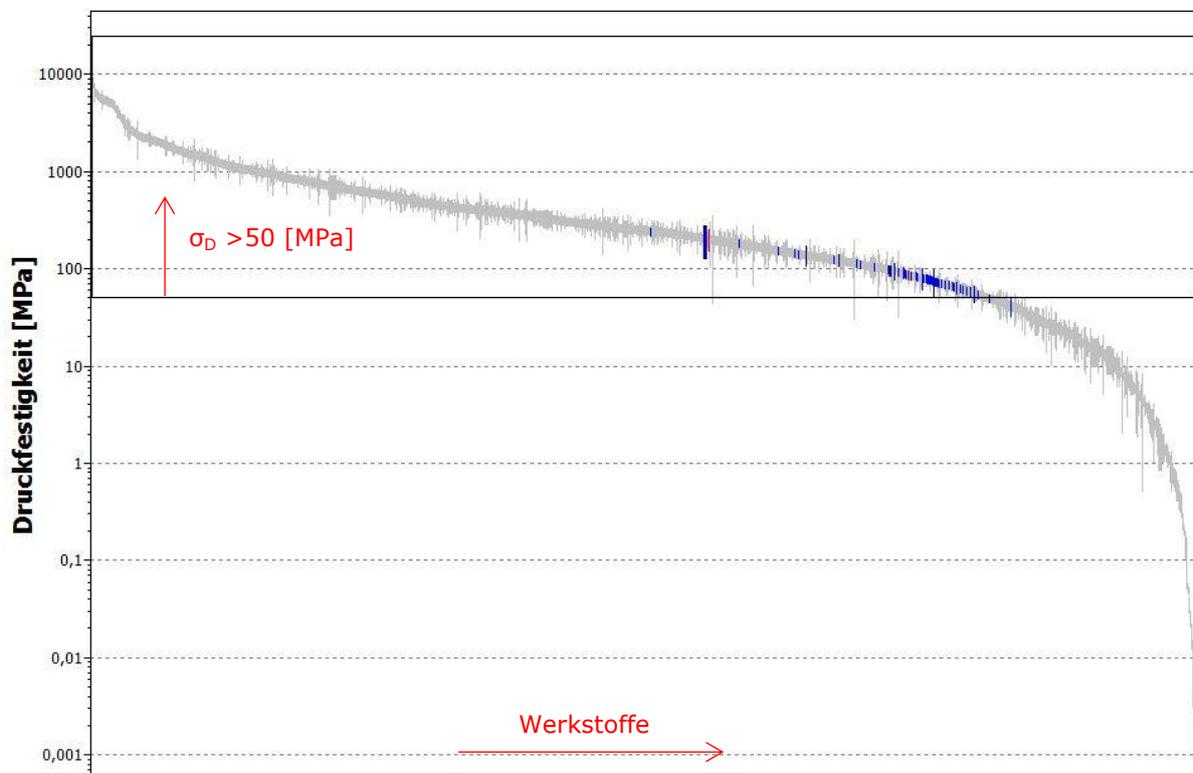


Abb. 126: Werkstoffe welche die Randbedingung  $\sigma_D > 50$  [MPa] erfüllen

Durch diese Randbedingung fallen unter anderem die Standardführungselementwerkstoffe (siehe Kapitel 1.5) PE-UHMW sowie alle Modifikationen (verstärkt, ungefüllt) von PTFE weg.

Die letzte Randbedingung ist jene, die Werkstoffe ausschließt welche eine größere Härte als 600 [HV] aufweisen (Abb. 127).

$$H < 600 \text{ [HV]}$$

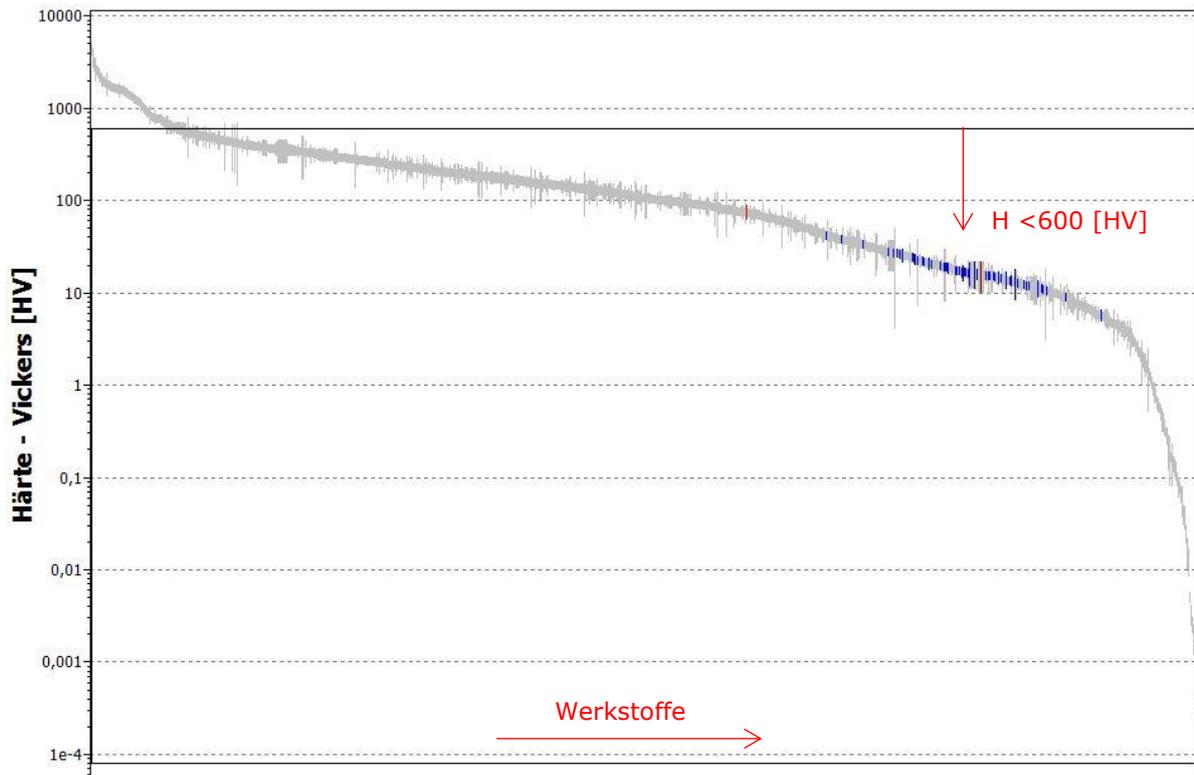


Abb. 127: Werkstoffe welche die Randbedingung  $H < 600 \text{ [HV]}$  erfüllen

Im nächsten Kapitel werden die übrig gebliebenen Werkstoffe nach unterschiedlichen Kriterien gereiht um je nach Kriterium die 5 besten Werkstoffe zu finden (Ranking).

### 4.4.2) Ranking

#### 4.4.2.1) Ranking nach der Ermüdungsfestigkeit bei $10^7$ Lastzyklen

Tab. 28 zeigt die 5 Werkstoffe mit der größten Ermüdungsfestigkeit bei  $10^7$  Lastzyklen. Die Ermüdungsfestigkeit gibt dabei die Spannung an, welche der Werkstoff bis  $10^7$  Lastzyklen erträgt, ohne eine merkbare Schädigung (z.B. Ermüdungsbruch) aufzuweisen.

Tab. 28: Ranking nach der Ermüdungsfestigkeit bei  $10^7$  Lastzyklen [9]

Werkstoff	Ermüdungsfestigkeit [MPa]
SRP (Self-Reinforced Polyphenylene)	70
PA 66 (30-33% glass fibers)	59
PA 6 (30-35% glass fibers)	48
PI (unfilled)	47
PEEK (unfilled)	35

#### 4.4.2.2) Ranking nach der Festigkeit

Tab. 29 zeigt die 5 Werkstoffe mit der größten Festigkeit, wobei als Kennwert für die Festigkeit die Streckspannung  $R_e$  verwendet wird.

Tab. 29: Ranking nach der Festigkeit [9]

Werkstoff	Streckspannung $R_e$ [MPa]
SRP (Self-Reinforced Polyphenylene)	200
PA 66 (30-33% glass fibers)	140
PA 6 (30-35% glass fibers)	125
PEEK (unfilled)	90
PI (unfilled)	88

#### 4.4.2.3) Ranking nach der Steifigkeit

Tab. 30 zeigt die 5 Werkstoffe mit der größten Steifigkeit, wobei als Kennwert für die Steifigkeit der E-Modul  $E$  verwendet wird.

Tab. 30: Ranking nach der Steifigkeit [9]

Werkstoff	E-Modul $E$ [MPa]
SRP (Self-Reinforced Polyphenylene)	8300
PA 66 (30-33% glass fibers)	7000
PA 6 (30-35% glass fibers)	6000
PEEK (unfilled)	3850
PI (unfilled)	2500

#### 4.4.2.4) Ranking nach der Druckfestigkeit

Tab. 31 zeigt die 5 Werkstoffe mit der größten Druckfestigkeit. Die Druckfestigkeit ist dabei jene Spannung bei der es zum Bruch des Werkstoffes kommt.

Tab. 31: Ranking nach der Druckfestigkeit [9]

Werkstoff	Druckfestigkeit [MPa]
SRP (Self-Reinforced Polyphenylene)	241
PI (unfilled)	200
PA 66 (30-33% glass fibers)	179
PA 6 (30-35% glass fibers)	145
PEK (unfilled)	143

#### 4.4.2.5) Ranking nach der Bruchzähigkeit

Tab. 32 zeigt die 5 Werkstoffe mit der größten Bruchzähigkeit, wobei als Kennwert für die Bruchzähigkeit der kritische Spannungsintensitätsfaktor verwendet wird. Je höher dabei der Spannungsintensitätsfaktor desto höher ist die Spannung bei der instabiler Rissfortschritt einsetzt.

Tab. 32: Ranking nach der Bruchzähigkeit [9]

Werkstoff	Spannungsintensitätsfaktor [MPa $\sqrt{m}$ ]
ETFE (unfilled)	4,8
PA 6 (30-35% glass fibers)	4,7
PA 66 (30-33% glass fibers)	4,7
PEK (unfilled)	4,6
PI (unfilled)	4,3

Vergleicht man obige Tabellen (Tab. 28 bis Tab. 32) stellt man fest, dass sich 7 Werkstoffe herauskristallisieren, welche die gesetzten Randbedingungen und Ziele am besten erfüllen. Deshalb werden diese 7 Werkstoffe anschließend nach dem Werkstoffpreis gereiht um auch den wirtschaftlichen Aspekt miteinzubeziehen.

#### 4.4.2.6) Ranking nach dem Werkstoffpreis

Tab. 33 zeigt die 7 Werkstoffe, welche die gesetzten Randbedingungen und Ziele am besten erfüllen, nach den Werkstoffkosten gereiht, wobei sich die Werkstoffkosten auf den Preis (€) pro Masseneinheit (Kilogramm) beziehen. Da der Werkstoffpreis von sehr vielen Faktoren abhängig ist (Verfügbarkeit, Auftragsvolumen, Zertifikate...) dürfen die Preise nicht als Absolutwerte angesehen werden, sondern dienen nur als Vergleich zwischen den einzelnen Werkstoffen. Deshalb werden die Werkstoffpreise auf den Preis von ungefüllten POM bezogen um einen Vergleich herzustellen.

Tab. 33: Ranking nach dem Werkstoffpreis [9]

<b>Werkstoff</b>	<b>Werkstoffpreis bezogen auf POM</b>
PI (unfilled)	58
SRP (Self-Reinforced Polyphenylene)	54
PEK (unfilled)	42
PEEK (unfilled)	38
ETFE (unfilled)	12
PA 6 (30-35% glass fibers)	1,85
PA 66 (30-33% glass fibers)	1,8
POM (unfilled)	1

Weitere Informationen und Eigenschaften zu den in aufgelisteten Werkstoffen sind im Anhang zu finden.

Die Werkstoffwahl mittels CES Selector hat also gezeigt, welche Werkstoffe für die gesetzten Randbedingungen am besten für den Einsatz als Führungselementwerkstoff geeignet sind. Es sei hier allerdings nochmals erwähnt, dass sich die 7 Werkstoffe auf die gesetzten Randbedingungen, welche sich aus den Betrachtungen dieser Masterarbeit ergeben haben, resultieren.

Das heißt, dass das Ergebnis einer solchen Werkstoffwahl immer von den gewählten Randbedingungen und Anforderungen an die Führungselemente abhängt. Setzt man andere Randbedingungen, werden andere Werkstoffe als Ergebnis resultieren.

Des Weiteren muss hier noch gesagt werden, dass es gewisse Einschränkungen in der CES Software gibt, die es schwer machen den besten Werkstoff zu finden. Die Einschränkungen sind dabei:

- In der CES Selector Software sind nicht alle Werkstoffe vorhanden
- Die Datenbank ist nicht vollständig (z.B. gibt es keine Möglichkeit Werkstoffe nach ihrem Verschleißverhalten zu selektieren, da es keine Werte für Verschleißkoeffizienten gibt)
- Es fehlen wichtige Werkstoffeigenschaften für den Einsatz als Führungselement (z.B. Kriechdaten, zulässige Spannungswerte bei Druckbelastung etc.)

Daher werden in der Dokumentation der Führungselementwerkstoffe neben den Werkstoffen aus der Werkstoffwahl auch die Werkstoffe aus der Mitbewerber-Analyse miteinbezogen.

### 4.4.3) Ranking inklusive der Standardführungselementwerkstoffe

In diesem Kapitel werden Werkstoffe aus der Werkstoffwahl sowie die derzeitigen Standardführungselementwerkstoffe nach unterschiedlichen Kriterien gereiht um je nach Anforderung an das Führungselement den richtigen Werkstoff auszuwählen.

Wenn es darum geht, dass die Kolbenstange im Hydraulikzylinder mit bestmöglicher Konzentrität geführt werden soll (d.h. geringste Einfederung des Führungselementes), so müssen Werkstoffe ausgewählt werden, welche einen möglichst großen E-Modul aufweisen, da der E-Modul die Steifigkeit des Werkstoffes widerspiegelt. Tab. 34 zeigt die Werkstoffe nach dem E-Modul gereiht.

Tab. 34: Standardführungselementwerkstoffe nach dem E-Modul gereiht [9]

Werkstoff	E-Modul [MPa]
Bronzelegierung CuSn5Pb10	73000
POM (25% glass fibers)	9000
PF (cotton filled)	8620
SRP (Self-Reinforced Polyphenylene)	8300
PA 66 (30-33% glass fibers)	6900
PA 6 (30-35% glass fibers)	6000
PEEK (unfilled)	3900
PEK (unfilled)	3800
POM (unfilled)	2900
PI (unfilled)	2500
PA 66 (5% MoS <sub>2</sub> )	1750
PTFE (25% glass fibers)	1520
PTFE (40% Bronze)	1300
PA 6 (unfilled)	1100
PE-UHMW (unfilled)	930
ETFE (unfilled)	825
PTFE (unfilled)	480

Man erkennt, dass Bronze mit Abstand das steifste Material ist. Danach reihen sich die Gewebeverbunde, die Hochleistungsthermoplaste sowie die glasfaserverstärkten Thermoplaste ein. Die Werkstoffe mit der geringsten Steifigkeit sind neben PTFE die ungefüllten Thermoplaste.

Wie im Zuge dieser Masterarbeit schon festgestellt werden konnte, bedeutet eine hohe Steifigkeit hingegen eine kleine Kontaktfläche und damit hohe Spannungsspitzen. Das heißt, dass ein noch so hoher E-Modul nichts bringt, wenn dadurch das Bauteil aufgrund zu hoher Belastungen bricht. Deshalb ist das Verhältnis aus maximal zulässiger Belastung zur Steifigkeit entscheidend, da es die Einfederung des Führungselementes widerspiegelt.

Dazu zeigt Abb. 128 die Streckspannung ( $R_e$  – maximal zulässige Belastung) über die resultierende Einfederung bei maximal zulässiger Belastung ( $R_e/E$ ). Man erkennt deutlich, dass die glasfaserverstärkten Thermoplaste neben Bronze die höchsten zulässigen Belastungen ertragen. Vergleicht man die Werkstoffe hinsichtlich der Einfederung so zeigt sich, dass Bronze bzw. die Gewebeverbunde deutlich weniger einfedern als die Thermoplaste.

Man erkennt auch, dass die glasfaserverstärkten Thermoplaste durchaus die gleichen Einfederungen bei maximal zulässiger Belastung vorweisen als die ungefüllten Thermoplaste.

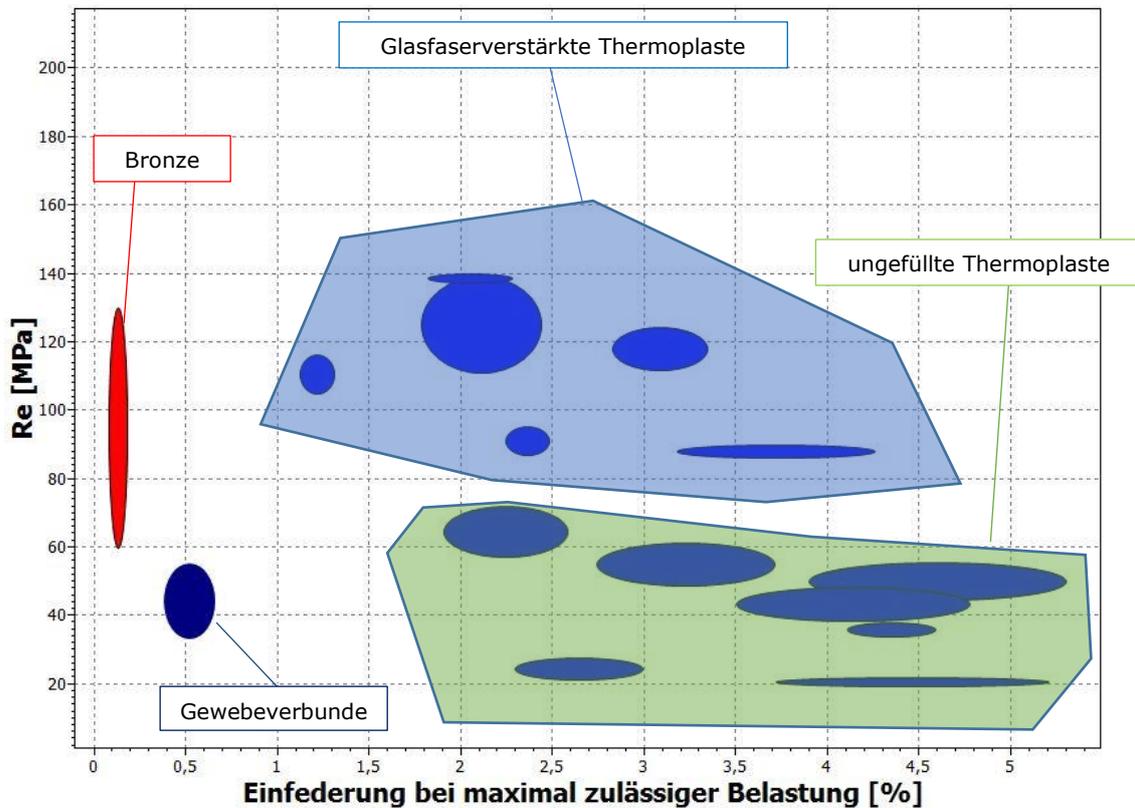


Abb. 128: Streckspannung über die Einfederung für Standardführungselementwerkstoffe

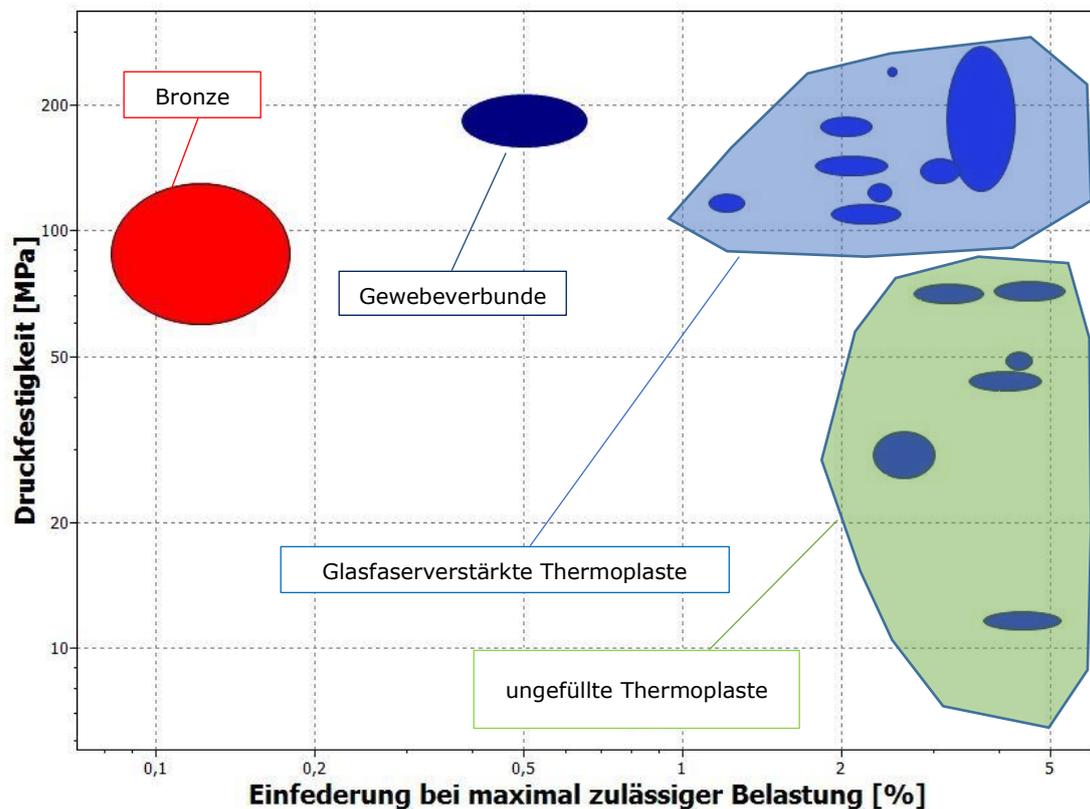


Abb. 129: Druckfestigkeit über die Einfederung für Standardführungselementwerkstoffe

Der Grund, warum Gewebeverbunde so zahlreich als Führungselementwerkstoff in Hydraulikzylindern verwendet wird ist die geringe Einfederung, speziell bei Druckbelastung wie Abb. 129 zeigt. Viele Hydraulikzylinderhersteller betrachten dabei den mit geringer Einfederung verbundenen konzentrierten Verschleiß sowie die hohen Spannungsspitzen nicht, sondern wählen den Werkstoff nur aufgrund der Forderung nach bestmöglicher Konzentrität.

Abschließend werden die Werkstoffe noch nach dem Werkstoffpreis miteinander verglichen (Tab. 35). Die Werkstoffpreise werden wiederum auf den Werkstoffpreis für ungefülltes POM bezogen um einen Vergleich herzustellen.

Tab. 35: Standardführungselementwerkstoffe nach dem Preis gereiht [9]

<b>Werkstoff</b>	<b>Werkstoffpreis bezogen auf POM</b>
PI (unfilled)	58
SRP (Self-Reinforced Polyphenylene)	54
PEK (unfilled)	42
PEEK (unfilled)	38
PF (cotton filled)	18
ETFE (unfilled)	12,4
PTFE (unfilled)	6,2
PTFE (40% Bronze)	5,8
PTFE (25% glass fibers)	5,4
PA 6 (unfilled)	3,3
PA 66 (5% MoS2)	3,2
Bronze	3,1
PA 6 (30-35% glass fibers)	1,85
PA 66 (30-33% glass fibers)	1,8
POM (25% glass fibers)	1,5
PE-UHMW (unfilled)	1,1
POM (unfilled)	1

Tab. 35 zeigt, dass Hochleistungsthermoplaste wie PI bzw. PEEK die mit Abstand teuersten Materialien sind. Danach kommen die gewebeverstärkten Harze gefolgt von den Standardthermoplasten wie PTFE, POM oder PA. Man erkennt auch, dass Füllstoffe wie Glasfasern den Preis nach unten drücken, da sie im Vergleich zum Polymer deutlich billiger sind. Dies hängt natürlich immer vom Preis des Polymers ab. Das heißt, wenn das Polymer selbst einen sehr geringen Werkstoffpreis aufweist (z.B. POM) so kann es sein, dass eine Verstärkung durch Fasern den Preis nach oben treibt.

Es sei hier noch erwähnt, dass der Werkstoffpreis von faserverstärkten Verbundmaterialien wie z.B. PF stark vom Herstellungsprozess abhängig ist. Grundsätzlich liegen die Kosten für diese Werkstoffverbunde aber zwischen den Hochleistungsthermoplasten und den Standardthermoplasten.

Die hier angeführten Kosten beziehen sich, wie anfangs schon erwähnt, auf den Werkstoffpreis. Das bedeutet, dass man im Hinblick auf die Gesamtkosten in der Anwendung immer auch die zu erwartende Lebensdauer der Führungselemente gegenrechnen muss. So kann es z.B. sein, dass ein in der Anschaffung deutlich teurerer Werkstoff durch seine guten Eigenschaften eine deutlich längere Lebensdauer aufweist und sich dadurch über die Zeit rentiert.

#### 4.4.4) Dokumentation der Führungselementwerkstoffe

##### 4.4.4.1) PTFE mit unterschiedlichen Füllungen (Bronze, Kohle, Graphit, Glasfasern)

PTFE (Polytetrafluorethylen) ist ein wenig steifer und fester Kunststoff. Seine Vorteile liegen in dem weiten Temperatur-Anwendungsbereich ( $-270$  bis  $300$  °C, PTFE versprödet erst unterhalb  $-260$  °C), der universellen chemischen Beständigkeit, der Unlösbarkeit in allen bekannten Lösemitteln unterhalb  $300$  °C, der Bewitterungsbeständigkeit ohne Stabilisierung, der hervorragenden Brennbarkeits-Einstufung, in den hervorragenden elektrischen und dielektrischen Eigenschaften und dem besten Gleit- und Antihafverhalten aller Kunststoffe. [7]

Das Verschleißverhalten ist weniger gut, da die PTFE Teilchen nicht in einer echten Schmelze verbunden sind sondern beim Sinterprozess mehr oder weniger mechanisch verbunden werden. Das Verschleißverhalten kann aber ebenso wie die Steifigkeit, die Kriechneigung und die Festigkeit durch Modifikation (5 bis 40 Vol.-%) mit Graphit, E-Kohle, Bronze, Stahl,  $\text{MoS}_2$  oder Glasfasern verbessert werden.

Abb. 130 zeigt dazu die Auswirkungen unterschiedlicher Füllstoffe auf das mechanische Verhalten in einem Spannungs-Dehnungs-Diagramm. Man erkennt, dass PTFE nahezu keinen linearen Spannungsanstieg aufweist, da der Werkstoff schon bei geringen Belastungen zu fließen beginnt. Dies hat zur Folge, dass sich PTFE schon bei geringsten Belastungen plastisch verformt was ein großer Nachteil im Hinblick auf den Einsatz als Führungselement ist. Durch die Füllstoffe kann der Fließbeginn des Werkstoffes hinausgezögert werden.

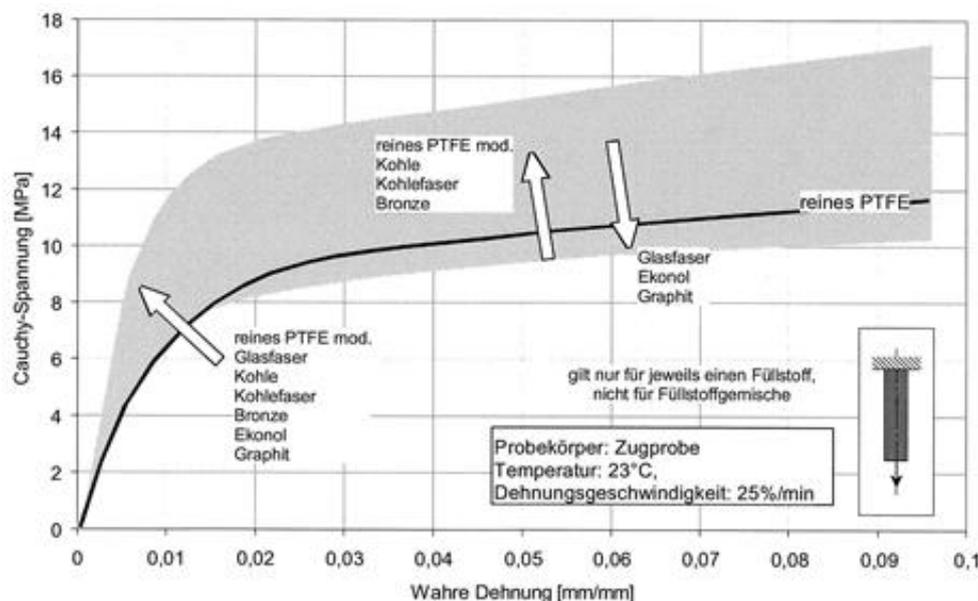


Abb. 130: Spannungs-Dehnungsverhalten mit unterschiedlichen Füllstoffen im Zugversuch [14]

In Abb. 131 ist der Einfluss unterschiedlicher Füllstoffe auf das Langzeitverhalten im Relaxationsversuch dargestellt. Betrachtet man den Spannungsverlauf über die Zeit so kann eine deutliche Kaltflussneigung erkennen. Je nach Füllstoff sinkt die Spannung bei den dargestellten Bedingungen teilweise bis zur Hälfte ab. [15]

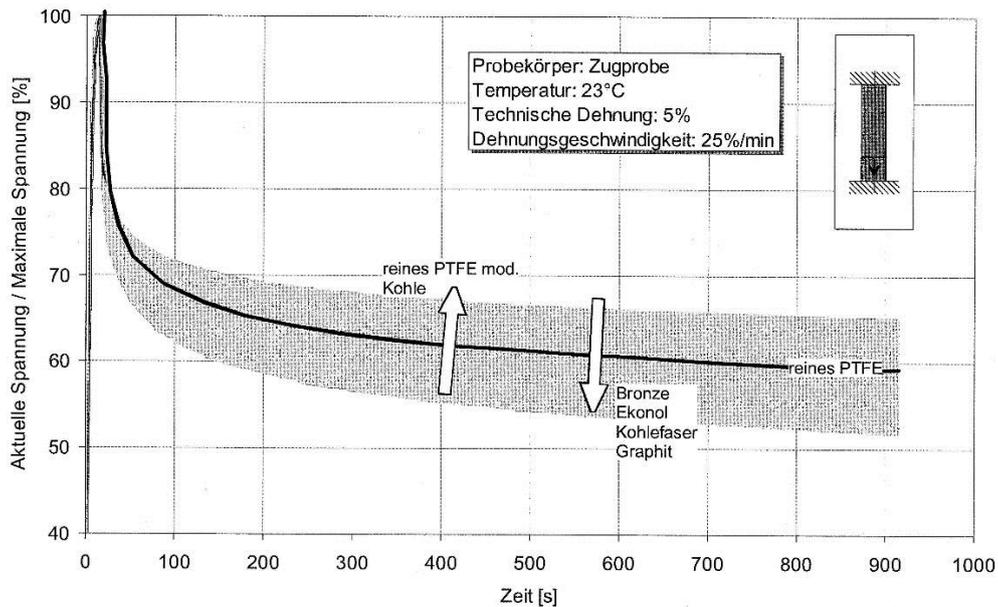


Abb. 131: Spannungs-Zeitverhalten mit unterschiedlichen Füllstoffen im Relaxationsversuch [14]

PTFE erleidet bei 19 [°C] eine Phasenumwandlung, verbunden mit einer 1,2 %igen Volumenvergrößerung (Abb. 132), die bei der Bemaßung und der häufig erforderlichen spanabhebenden Bearbeitung von Formteilen – zweckmäßig bei 23 °C – berücksichtigt werden muss. [7]

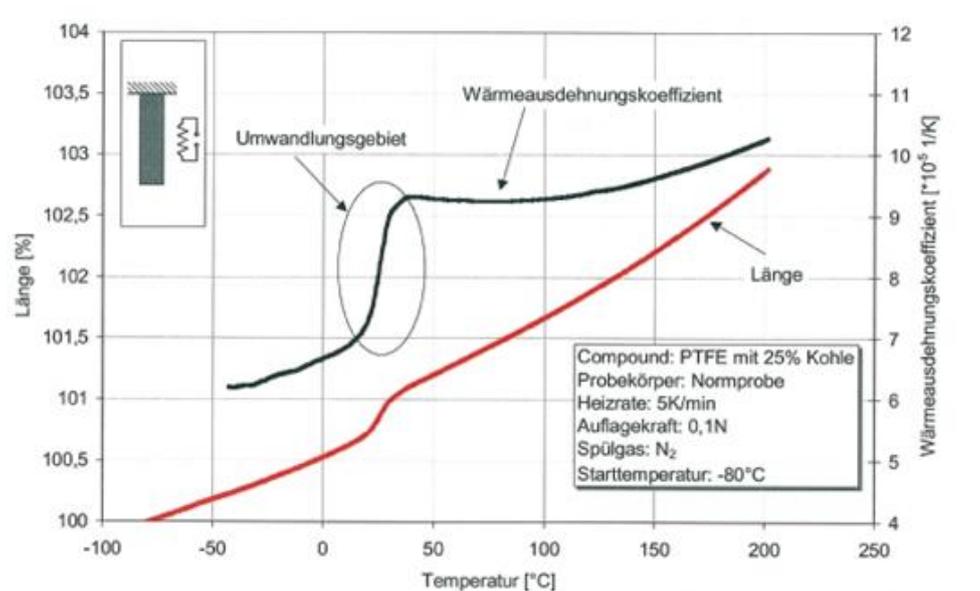


Abb. 132: Wärmeausdehnung von PTFE in Abhängigkeit der Temperatur [14]

Einsatz als Führungselement:

PTFE wird bei geringen radialen Lasten und hohen Gleitgeschwindigkeiten eingesetzt. Ein weiterer großer Vorteil ist die Wärmestandfestigkeit über einen großen Temperaturbereich.

In Tab. 36 sind die Vor- und Nachteile von PTFE bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff zusammengefasst.

Tab. 36: Vor- und Nachteile von PTFE bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff

Vorteile	Nachteile
geringe Reibung	geringe radiale Belastung ( $p < 15$ [MPa])
großer Temperatureinsatzbereich (-270...300 [°C])	plastische Verformung schon bei geringen radialen Belastungen
bestes Gleitverhalten aller Kunststoffe	geringe Steifigkeit
hohe Gleitgeschwindigkeiten (bis 15 [m/s])	Phasenumwandlung bei 19 [°C]
hohe Chemikalienbeständigkeit	hohe Kriechneigung

#### 4.4.4.2) Standardthermoplaste (POM, PA, PE-UHMW - glasfaserverstärkt + PTFE als Füllstoff)

Thermoplaste wie POM (Polyoxymethylen), PA (Polyamid) oder PE-UHMW (ultrahochmolekulares Polyethylen) ertragen im Vergleich zu PTFE höhere radiale Lasten. Mit Verstärkungen durch Glasfasern kann man die Festigkeit zusätzlich noch steigern. Es muss allerdings auf die Haftung der Fasern in der Polymermatrix geachtet werden. Brechen die Fasern aus der Matrix aus führt das zu erhöhtem Verschleiß an der Gegenauflfläche. POM weist im Vergleich zu PA eine schlechte Haftung auf. Der Hauptgrund warum Thermoplaste wie POM und PA in der Praxis so weit verbreitet sind ist der Werkstoffpreis (Tab. 35).

Wie anfangs erwähnt kann man die Festigkeit durch Füllstoffe wie z.B. Glasfasern erhöhen. Abb. 133 zeigt ein Spannungs-Dehnungs-Diagramm wo ungefülltes PA 66 mit glasfasergefüllten PA 66 gegenübergestellt ist. [16] Man erkennt, dass sich die Festigkeit durch die Glasfaserverstärkung deutlich erhöht während die Bruchdehnung sinkt.

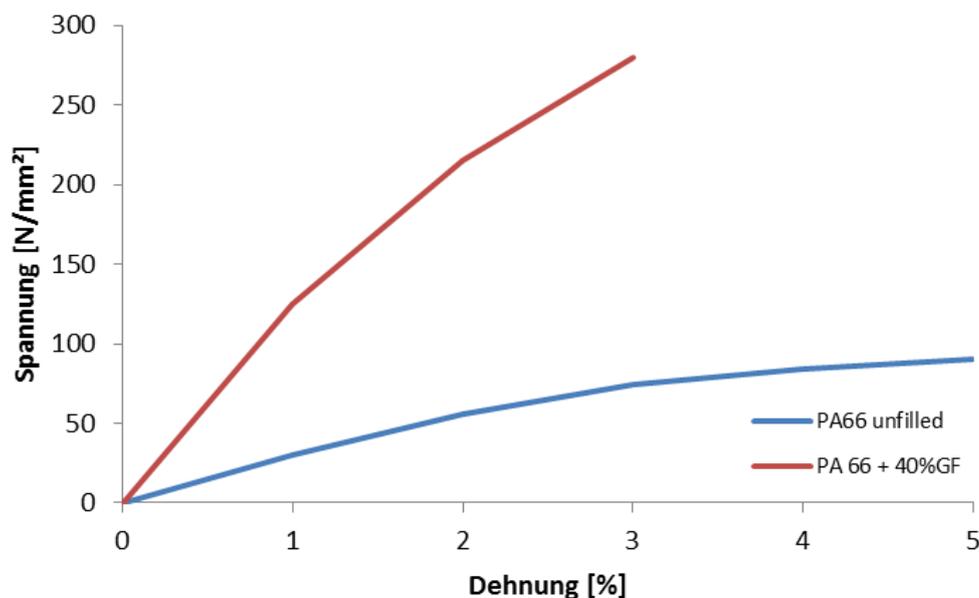


Abb. 133: Einfluss von Glasfasern auf das mechanische Verhalten von PA 66 [16]

PA bzw. POM kriechen im Vergleich zu PTFE erst bei höheren Temperaturen und größeren Belastungen. Abb. 134 zeigt Kriechkurven einen typischen POM Copolymers. [7]

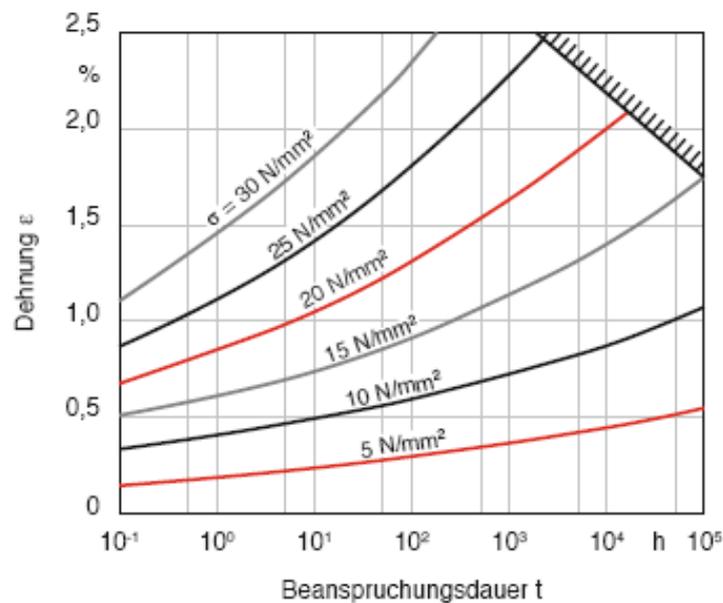


Abb. 134: Kriechkurven für POM bei 23 [°C] und unterschiedlichen Belastungen [7]

Nähere Informationen zum Langzeitverhalten sind im Kapitel 1.4.1.4 erläutert.

POM weist zudem eine hohe Oberflächenhärte und niedrige Reibwerte auf was zu einem günstigen Gleit- und Reibverhalten führt. Die Feuchtigkeitsaufnahme von POM ist im Vergleich zu PA gering. Der Einfluss der Wasseraufnahme auf die mechanischen Eigenschaften von PA ist im Kapitel 1.4.3 dargestellt. Ein Nachteil von POM ist die Einsatztemperatur, da sie maximal 95 [°C] betragen darf.

PA gibt es in sehr vielen Modifikationen wobei sich die einzelnen Typen (PA 6, PA 66, PA 610 etc.) nur sehr wenig in ihren Eigenschaften unterscheiden. Im trockenen Zustand, unmittelbar nach der thermoplastischen Verarbeitung, sind sie hart und mehr oder weniger spröde. Bei Wasseraufnahme aus der Atmosphäre oder bei Wasserlagerung werden sie zäher und abriebfester, der E-Modul sinkt. Die Wasseraufnahme ist mit einer Volumenzunahme und damit auch mit einer Vergrößerung der Abmessungen, was bei der Konstruktion berücksichtigt werden muss, verbunden. [7]

Das Gleit- und Verschleißverhalten der PA ist sehr gut. Sie besitzen gute Trockenlaufeigenschaften, sind unempfindlich gegen Verschmutzungen und chemikalienbeständig. Da die Glasübergangstemperaturen  $T_g$  im oder nur wenig über dem Bereich der Raumtemperatur liegen, erweichen die PA bei relativ niedrigen Temperaturen und können dann nicht mit hohen Dauerlasten beaufschlagt werden, obwohl sie bis in die Nähe der Schmelztemperatur eingesetzt werden können (große Zeitabhängigkeit des Kriechmoduls – siehe Abb. 13). Verstärkte oder gefüllte Typen zeigen ein wesentlich besseres Tragverhalten, auch oberhalb  $T_g$  (siehe Abb. 14). [7]

Einsatz als Führungselement:

Standardthermoplaste werden bei mittleren radialen Lasten und vor allem dort eingesetzt wo der Preis eine Rolle spielt. Die Einsatztemperatur sollte 80 [°C] auf Dauer nicht überschreiten, da ab dieser Temperatur die mechanischen Eigenschaften stark abnehmen und die Kriechneigung stark zunimmt. Bei PA muss unbedingt die Feuchtigkeitsaufnahme berücksichtigt werden, da sich die Eigenschaften signifikant verändern.

Tab. 37 zeigt Vor- und Nachteile von Standardthermoplasten bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff.

Tab. 37: Vor- und Nachteile von Standardthermoplasten bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff

<b>Vorteile</b>	<b>Nachteile</b>
geringer Werkstoffpreis	kleine Gleitgeschwindigkeiten (<0,8 [m/s])
mittlere (ungefüllt) bis hohe (glasfaserverstärkt) radiale Belastungen	geringer Temperatureinsatzbereich (-40...80 [°C])
sehr gutes Verschleißverhalten	Feuchtigkeitsaufnahme von PA
gutes Verhältnis aus Festigkeit zu Steifigkeit (steif aber trotzdem hohe Kontaktfläche)	schlechte Faserhaftung bei POM
große Bandbreite der Werkstoffeigenschaften aufgrund zahlreicher Modifikationen	hohe Kriechneigung

**4.4.4.3 Hochleistungsthermoplaste (PEEK, PI, SRP)**

Hochleistungsthermoplaste wie PEEK (Polyetheretherketone), PI (Polyimid) und SRP (Self-Reinforced Polyphenylene) sind den Standardthermoplasten von den Eigenschaften her überlegen, haben aber auch den dementsprechenden Preis (Tab. 35). Neben den hervorragenden mechanischen Eigenschaften sind vor allem die hohen Einsatztemperaturen zu erwähnen. Bis zu einer Temperatur von 150 [°C] sind keine gravierenden mechanischen Eigenschaftsänderungen feststellbar, was den Einsatz bei Heavy Duty Anwendungen bevorzugt.

PI ist bis zu einer Temperatur von 280 [°C] einsetzbar und weist dadurch eine bessere Kriechbeständigkeit auf als die Standardthermoplaste. Des Weiteren besitzt der Werkstoff eine sehr hohe Druckfestigkeit, hervorragende Gleit- und Verschleißigenschaften sowie einen kleinen Wärmeausdehnungskoeffizienten.

PEEK hat die 1,5fache Steifigkeit von PI und zeichnet sich besonders durch sehr hohe Festigkeit bei guter Zähigkeit aus. Weiters besitzt PEEK eine bessere chemische Beständigkeit als PI. Das Reib- und Gleitverhalten ist in etwa auf dem Niveau des PI.

Der Werkstoff SRP hat die mit Abstand höchste Festigkeit und Steifigkeit von allen nicht-faserverstärkten Thermoplasten. Der E-Modul liegt im Bereich der gewebeverstärkten Harzverbunde und ist damit in etwa doppelt so hoch wie jener von PEEK. Die hohe Steifigkeit hat allerdings zur Folge, dass die Bruchdehnung niedrig ist (5 [%]). Die Einsatztemperaturobergrenze liegt bei 140 [°C].

Ein weiterer großer Vorteil ist die gute mechanische Bearbeitbarkeit und die damit verbundene enge Toleranzlage. Des Weiteren besitzt der Werkstoff eine sehr hohe Verschleißfestigkeit, hervorragende Kriecheigenschaften, verändert seine mechanischen Eigenschaften bei tiefen Temperaturen nur sehr wenig und ist chemisch beständig. Die Glasübergangstemperatur liegt etwa im Bereich des Werkstoffes PEEK ( $T_g=150$  [°C]) und damit über den Belastungstemperaturen in einem Hydraulikzylinders.

#### Einsatz als Führungselement:

Hochleistungsthermoplaste werden dort eingesetzt, wo höchste radiale Belastungen und hohe Temperaturen auftreten (Schwerlast Hydraulik). Der Werkstoffpreis ist in etwa 10-25-mal so hoch wie der Werkstoffpreis der Standardthermoplaste.

Tab. 38 zeigt Vor- und Nachteile von Hochleistungsthermoplasten bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff.

Tab. 38: Vor- und Nachteile von Hochleistungsthermoplasten bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff

<b>Vorteile</b>	<b>Nachteile</b>
höchste Festigkeit und Steifigkeit	Hoher Werkstoffpreis
beste Kriecheigenschaften	
sehr gutes Gleit- und Verschleißverhalten	
gutes Verhältnis aus Festigkeit zu Steifigkeit (steif aber trotzdem hohe Kontaktfläche)	
großer Temperatureinsatzbereich (-50...280 [°C])	

#### **4.4.4.4) Faserverstärkte Verbundmaterialien (Harz + Gewebe)**

Bei den faserverstärkten Verbundmaterialien wird die hohe Festigkeit und Härte des duroplastischen Harzes mit der guten Zähigkeit der Gewebefasern optimal kombiniert. Des Weiteren kann in den Fasern (z.B. Baumwolle) Schmiermittel eingelagert werden was zu hervorragenden Gleit- und Verschleißverhalten führt. Die Kriecheigenschaften sind ebenfalls besser als jene von Thermoplasten. Ein weiterer großer Vorteil liegt in der hohen Bruchspannung im Vergleich zu den Thermoplasten. Die Ursache liegt darin, dass die Eigenschaften der beiden Werkstoffe (Harz, Gewebe) optimal ausgenutzt werden. Das Harz hat eine hohe Bruchspannung und verhält sich spröde, was in einer geringeren Dämpfung bzw. Reibung resultiert. Dadurch steigt die Temperatur bei den faserverstärkten Verbundmaterialien weniger an. Das Gewebe macht das Harz flexibler wobei die Bruchspannung nur sehr wenig sinkt.

Bei großen Zylinderdimensionen werden die meisten faserverstärkten Verbundwerkstoffe in Bandform geliefert da die Herstellung eines Bandes einfacher und kostengünstiger ist als das Herstellen eines Halbzeuges (Rohr). Bei der Herstellung eines Rohres wird das Gewebe unter hohem Druck über Walzen aufgewickelt, wobei währenddessen das Harz beigemischt wird. Dadurch entsteht der Werkstoffverbund, welcher anschließend unter Temperatureinwirkung aushärtet. Durch die nachfolgende mechanische Bearbeitung des Halbzeuges

können kleine Toleranzen eingehalten werden, wobei dies die Kosten weiter nach oben treibt. Durch Schleifen oder Trowalieren können gute Oberflächenqualitäten erreicht werden.

Ein Nachteil der Führungsbänder ist, dass diese nur in größeren Durchmesserbereichen ( $d > 50$  [mm]) einsetzbar sind, da die Montage aufgrund der nicht vorhandenen Krümmung schwierig ist (Werkstoff muss erst auf die gewünschte Krümmung verformt werden). Bei Kolbenführungselementen liegt der minimale Durchmesser aufgrund der Montage noch höher. Der Vorteil von Führungsbändern ist, dass aus wenigen Lagergrößen eine Vielzahl von Kolben- und Stangenführungsringen geschnitten werden können.

Abhängig von der Faserrichtung bzw. der Belastungsrichtung ergeben sich anisotrope Materialeigenschaften (Werkstoffeigenschaften sind richtungsabhängig). Wird ein faserverstärkter Verbundwerkstoff für den Einsatz als Führungselement verwendet, so sollte die Belastungsrichtung immer quer zu den Fasern aufgebracht werden, da hier die Eigenschaften am besten ausgenutzt werden können.

Die Mitbewerber Analyse (Kapitel 1.5) hat gezeigt, dass vor allem Phenol- und Polyesterharze zum Einsatz kommen. Von den mechanischen Eigenschaften sind beide sehr ähnlich. Der große Nachteil von Polyesterharz ist, dass dieses sehr schnell aushärtet, was zur Folge hat, dass die Verarbeitung bzw. das Herstellen eines Halbzeuges schwieriger ist.

#### Einsatz als Führungselement:

Faserverstärkte Verbundwerkstoffe werden bei höchsten radialen Belastungen und dauerhaften Gebrauchstemperaturen  $> 80$  [°C] eingesetzt. Durch den Herstellprozess liegen die Kosten über jenen von Standardthermoplasten wie PTFE, POM oder PA. Im Vergleich zu Hochleistungsthermoplasten wie z.B. PEEK stellen faserverstärkte Verbundwerkstoffe hingegen eine günstige Alternative dar (Tab. 35).

Tab. 39 zeigt Vor- und Nachteile von gewebeverstärkten Verbundmaterialien bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff.

Tab. 39: Vor- und Nachteile von gewebeverstärkten Verbundmaterialien bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff

<b>Vorteile</b>	<b>Nachteile</b>
hohe Steifigkeit und Festigkeit	kleine Gleitgeschwindigkeiten ( $< 1$ [m/s])
hohe radiale Belastungen ( $p > 100$ [MPa])	anisotrope Werkstoffeigenschaften
gutes Verhältnis aus Festigkeit zu Steifigkeit (steif aber trotzdem hohe Kontaktfläche)	Bänder können nur bis zu einem Durchmesser von größer 50 [mm] eingesetzt werden
sehr gutes Verschleißverhalten durch Einlagerung von Schmierpartikeln	
gute Kriecheigenschaften	
Bänder können auf beliebige Durchmesser zugeschnitten werden	
geringe bis keine Wasseraufnahme	
geringe Wärmeausdehnung	

#### 4.4.4.5) Metallische Werkstoffe (Bronze, Verbundwerkstoffe)

Bronze sowie metallische Verbundwerkstoffe haben im Vergleich zu polymeren Werkstoffen eine deutlich größere Steifigkeit (10er Potenz größer) und sind daher für hohe radiale Belastungen und minimale Einfederungen geeignet. Der große Nachteil dieser Werkstoffe ist aber zugleich die hohe Steifigkeit, da dadurch eine sehr geringe Kontaktfläche zwischen Führung und Gegenlauffläche erreicht wird (Kapitel 3.7.3). Dies hat hohe Spannungsspitzen und konzentrierten Verschleiß zur Folge. Ein weiterer Nachteil ist der Einbau dieser Führungen. Man benötigt einerseits einen geteilten Einbauraum, da diese Führungen keinen Schnittspalt aufweisen, und andererseits müssen die Führungen nach dem einpressen durch einen Dorn kalibriert werden. Typische Einsatztemperaturen im Hydraulikzylinder (-40...110 [°C]) verändern die mechanischen Eigenschaften von Bronze nicht, wobei auch die Wärmeausdehnung deutlich geringer ist wie jene von polymeren Werkstoffen.

Bronzeführungen haben gute Gleiteigenschaften, vor allem wenn in die Gleitfläche Schmieraschen eingewalzt sind. Metallische Verbundgleitlager bestehen meist aus einem drei-schichtigen Verbund, wobei dieser sich aus einem Stahlrücken, einer Zwischenschicht aus Bronze und einer Gleitschicht aus PTFE zusammensetzt.

##### Einsatz als Führungselement:

Metallische Werkstoffe werden bei höchsten radialen Belastungen und Temperaturen eingesetzt. Wenn es darum geht, so wenig Exzentrizität (zwischen Kolbenstange und Zylinderrohr) wie möglich zu erreichen, dann sollten diese Werkstoffe verwendet werden. Der geringen Einfederung steht allerdings der große Nachteil der geringen Kontaktfläche zwischen Führung und Gegenlauffläche gegenüber.

Tab. 40 zeigt Vor- und Nachteile von metallischen Werkstoffen bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff.

Tab. 40: Vor- und Nachteile von Bronze und Metallverbunden bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff

<b>Vorteile</b>	<b>Nachteile</b>
höchste Steifigkeit und Festigkeit	geteilter Einbauraum notwendig
hohe radiale Belastungen ( $p > 140$ [MPa])	Nachkalibrieren nach dem Einbau
gutes Gleitverhalten wenn Schmiermitteldepots vorhanden	kleine Kontaktfläche zwischen Führung und Gegenlauffläche (hohe Spannungsspitzen)
hohe Gleitgeschwindigkeiten (2,5 [m/s])	konzentrierter Verschleiß
kein Kriechen bei typischen Belastungstemperaturen	Beschädigung der Gegenlauffläche aufgrund hoher Steifigkeit und Härte
	Spiralnute erforderlich um Druckaufbau zu verhindern

### 4.5) Ergebnisse aus dem Zugversuch

Abb. 135 zeigt das Spannungs-Dehnungs-Diagramm für ECOTAL wobei die wichtigsten Werkstoffkennwerte eingezeichnet sind.

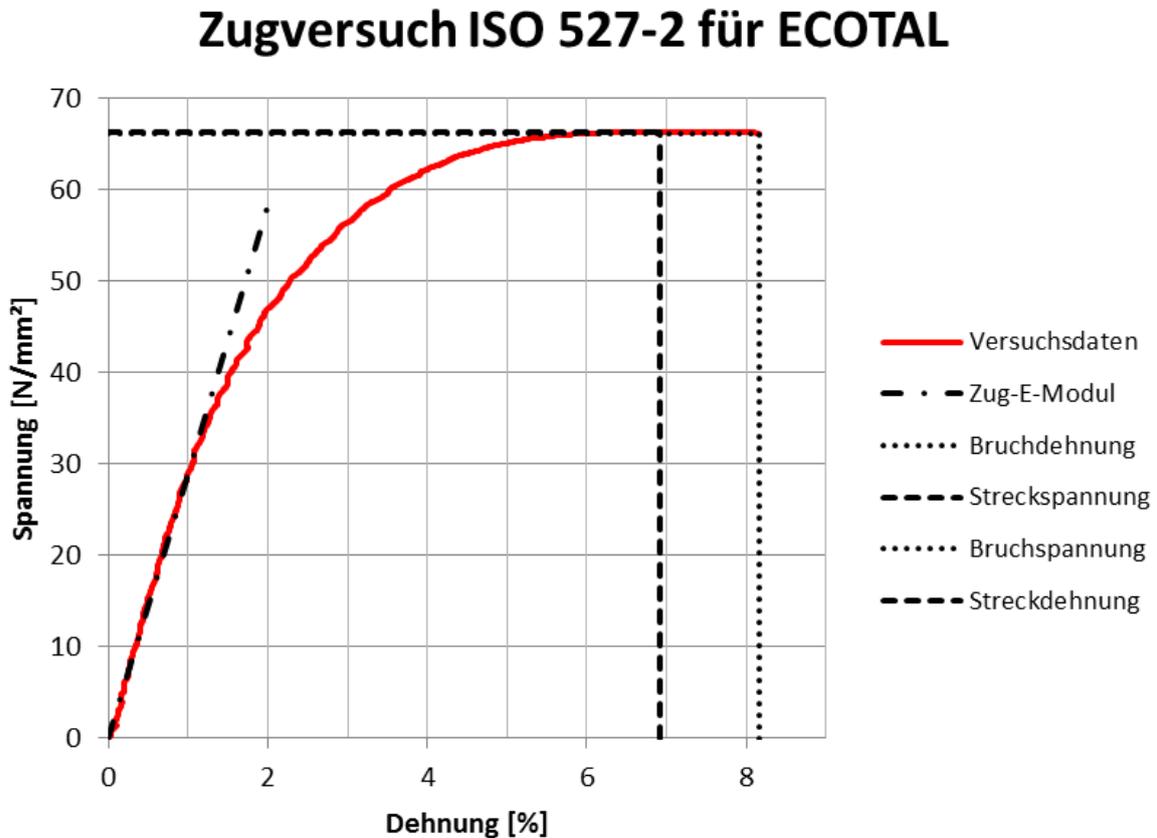


Abb. 135: Werkstoffkennwerte für ECOTAL aus dem Spannungs-Dehnungsdiagramm

Folgende Werte können aus dem Diagramm ermittelt werden (Tab. 41):

Tab. 41: Werkstoffkennwerte aus dem Zugversuch für ECOTAL

Zug-E-Modul	2900 [N/mm <sup>2</sup> ]
Streckspannung	66,36 [N/mm <sup>2</sup> ]
Streckdehnung	6,92 [%]
Bruchspannung	66,15 [N/mm <sup>2</sup> ]
Bruchdehnung	8,16 [%]

Laut Norm wird der Zug-E-Modul bei einer Belastungsgeschwindigkeit von 1 [mm/min] und einer maximalen Dehnung von 0,25 [%] ermittelt. Abb. 136 zeigt die Auswertung dieses Versuchs. Man erkennt, dass der E-Modul bei 1 [mm/min] annähernd dem E-Modul bei 50 [mm/min] entspricht. Abb. 139 bestätigt die Annahme, dass die Steifigkeit bei ECOTAL im betrachteten Bereich nicht von der Belastungsgeschwindigkeit abhängig ist.

### Zugversuch ISO 527-2 für ECOTAL Ermittlung des Zug-E-Moduls

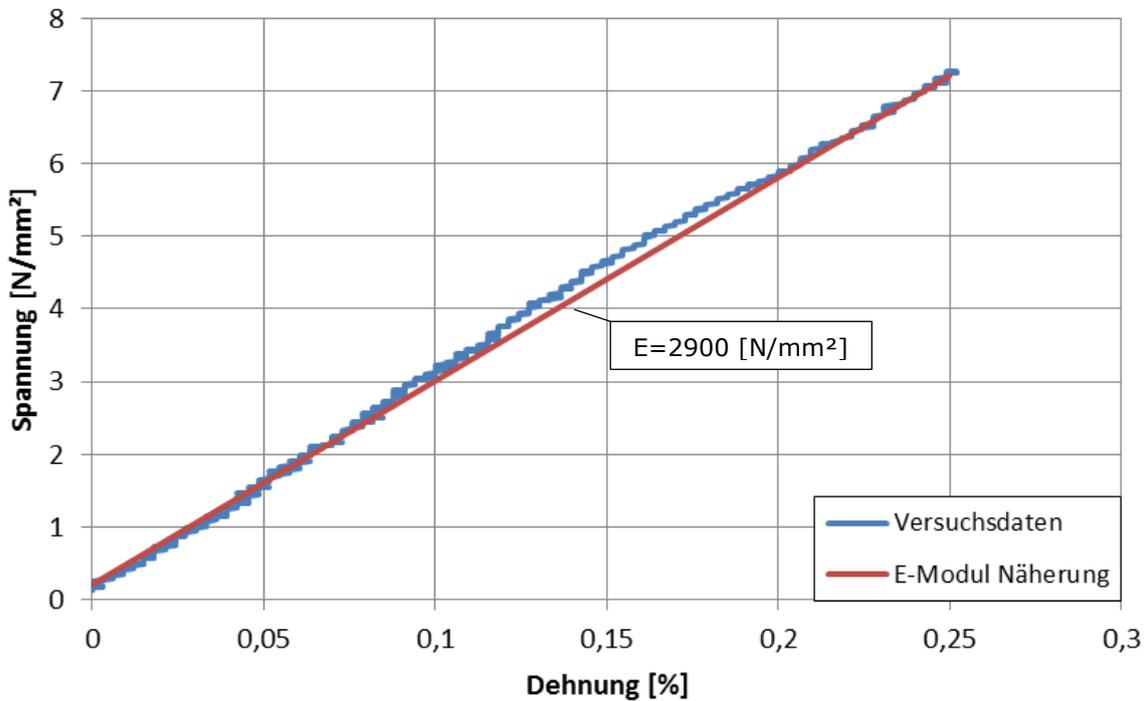


Abb. 136: Normgerechte Ermittlung des E-Moduls für ECOTAL

Da die Kurve im Spannungs-Dehnungsdiagramm ab ca. 1,2 [%] Dehnung nicht linear sondern degressiv verläuft, muss die Steifigkeitsabnahme mit der Dehnung berücksichtigt werden. Dieser Einfluss wird mit dem Sekantenmodul berücksichtigt. Der Sekantenmodul wird aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm ermittelt indem man die Steigung zwischen dem Nullpunkt und unterschiedlichen Enddehnungen (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 und 8 [%]) berechnet. Abb. 137 zeigt wie man den Sekantenmodul aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm ermittelt.

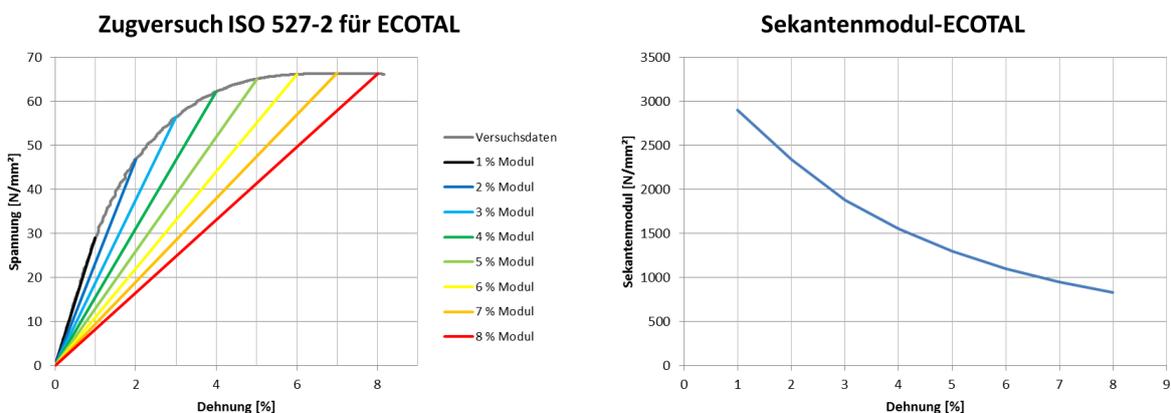


Abb. 137: Ermittlung des Sekantenmoduls aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm

Abb. 138 zeigt den Einfluss der Temperatur auf das mechanische Verhalten bei Zugbelastung. Man erkennt, dass die Steifigkeit bzw. die Streckspannung bei erhöhter Temperatur deutlich sinkt während die Bruchdehnung steigt.

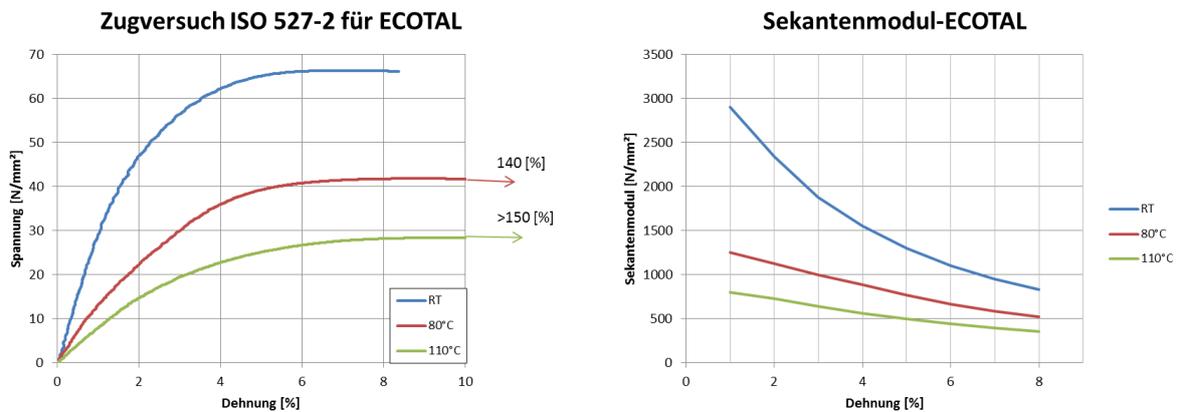


Abb. 138: Temperatureinfluss auf das mech. Verhalten für ECOTAL bei Zugbelastung

Die Werkstoffkennwerte als Funktion der Temperatur sind in Tab. 42 dargestellt.

Tab. 42: Werkstoffkennwerte aus dem Zugversuch für ECOTAL bei RT, 80 und 110 [°C]

Temperatur [°C]	RT	80	110
Zug-E-Modul [N/mm <sup>2</sup> ]	2900	1250	800
Streckspannung [N/mm <sup>2</sup> ]	66,36	41	28,5
Streckdehnung [%]	6,92	9,5	9,5
Bruchspannung [N/mm <sup>2</sup> ]	66,15	29	20
Bruchdehnung [%]	8,16	162	300

Abb. 139 zeigt den Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit auf das mechanische Verhalten bei Zugbelastung.

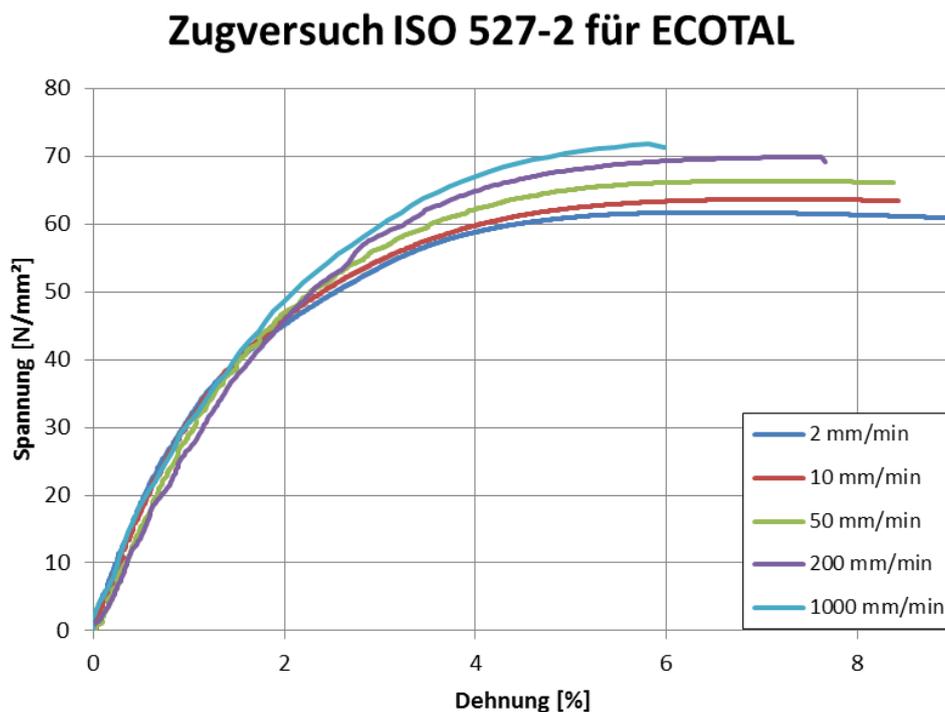


Abb. 139: Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit auf das mech. Verhalten für ECOTAL bei Zugbelastung

Man erkennt, dass die Steifigkeit bis 2 [%] Dehnung kaum von der Belastungsgeschwindigkeit abhängt. Was sich hingegen schon ändern sind die Werte für Bruchdehnung/Bruchspannung und die Streckdehnung/Streckspannung (siehe Tab. 43).

Tab. 43: Werkstoffkennwerte für ECOTAL bei 2, 10, 50, 200 und 1000 [mm/min]

Geschwindigkeit [mm/min]	2	10	50	200	1000
Zug-E-Modul [N/mm <sup>2</sup> ]	2700	2800	2900	3000	3100
Streckspannung [N/mm <sup>2</sup> ]	62	64	66,36	70	72
Streckdehnung [%]	6	7	6,92	7,5	5,8
Bruchspannung [N/mm <sup>2</sup> ]	60,5	63,7	66,15	69,1	71,2
Bruchdehnung [%]	9	8,3	8,16	7,5	6

#### 4.6) Ergebnisse aus der DMA

Wie schon im Kapitel 1.4.2.3 erklärt, kann der Steifigkeitsverlust in Abhängigkeit von der Temperatur mithilfe der Dynamisch-Mechanischen-Analyse (DMA) ermittelt werden. Abb. 140 zeigt den Speichermodul  $E'$  (entspricht der Steifigkeit) als Funktion der Temperatur für ECOFLON 2 (glasfaserverstärktes PTFE), ECOFLON 4 (PTFE+Carbon), ECOTAL (POM) und ECOPAEEK (PEEK). Man erkennt, dass sich die Steifigkeit der betrachteten Werkstoffe sehr stark mit der Temperatur ändert.

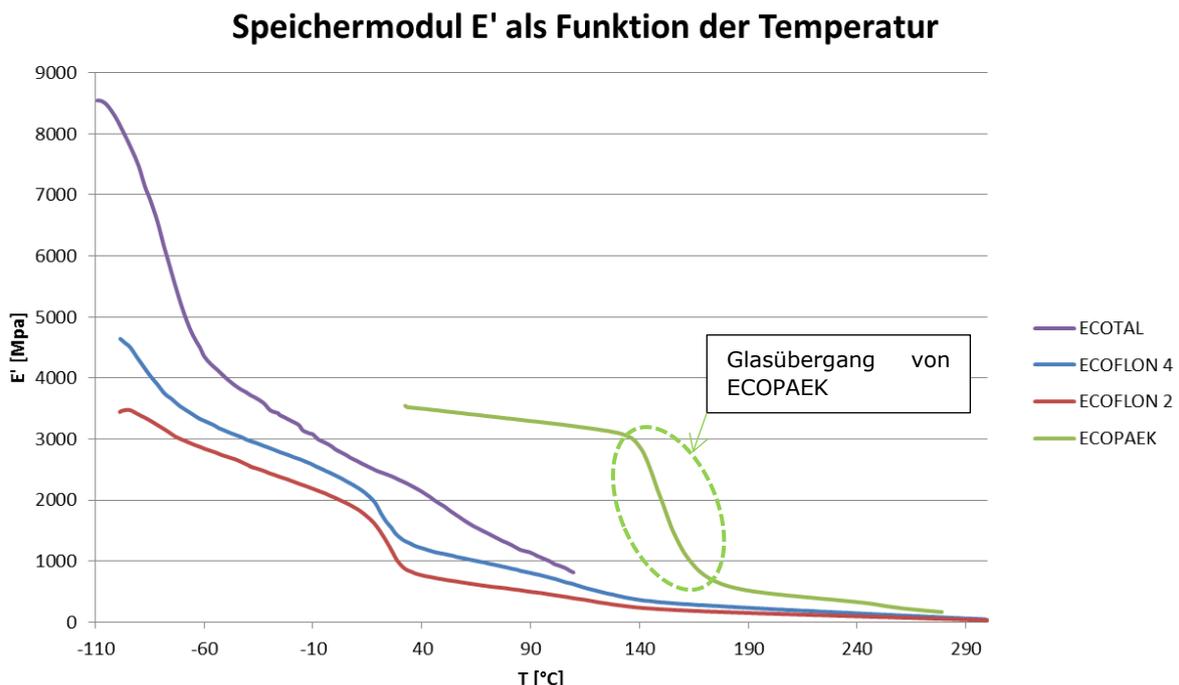


Abb. 140: Speichermodul als Funktion der Temperatur

Vergleicht man den Speichermodul für ECOTAL bei 23°C und 80°C so ist ein Abfall der Steifigkeit von etwa 50% feststellbar. Das bedeutet, dass die Einfederung bei 80°C doppelt so hoch ist als bei Raumtemperatur wenn die Belastung gleich groß ist. Wenn man sich den Verlauf von ECOPAEEK ansieht, erkennt man, dass der Glasübergang erst bei ca. 150 [°] eintritt. Das heißt, dass sich die die Steifigkeit bis zu diesem Punkt kaum ändert.

Tab. 44 zeigt die Ergebnisse aus dem Zugversuch im Vergleich zu den Ergebnissen aus der DMA hinsichtlich Steifigkeit. Es sei hier noch erwähnt, dass die Probe in der DMA auf Zug belastet wurde (Abb. 18).

Tab. 44: Vergleich der Steifigkeiten aus DMA und Zugversuch für ECOTAL

<b>Temperatur [°C]</b>	<b>Zugversuchs-E-Modul [MPa]</b>	<b>DMA-Speichermodul [MPa]</b>
23	2900	2438
80	1250	1280
110	800	810

Für 23 [°C] erkennt man doch eine beträchtliche Abweichung zwischen den Modulen aus Zugversuch und DMA. Dies könnte auf die unterschiedlichen Herstellbedingungen der Probekörper zurückzuführen sein. Beide Probekörper werden im Spritzgießverfahren hergestellt. Der Unterschied liegt in den Herstellbedingungen, da der Zugprüfkörper direkt in eine Form gespritzt und der DMA- Probekörper aus einem gespritzten Halbzeug gefräst wird. Auch in der Farbe unterscheiden sich die Probekörper. Beim DMA Probekörper wird beim Spritzgussprozess schwarze Farbe beigemischt welche die mechanischen Eigenschaften ebenfalls beeinflussen könnte. Der Zugprüfkörper ist hingegen weiß (natur).

Auch die Belastungssituation zwischen Zugversuch und DMA ist unterschiedlich. Während beim Zugversuch die Probe mit einer definierten Geschwindigkeit bis zum Bruch belastet wird, wird der Probekörper bei der DMA nur bis zu einer geringen Dehnung zyklisch belastet.

Um herauszufinden warum die Abweichungen zwischen Zugversuch und DMA hinsichtlich Steifigkeit bei höheren Temperaturen geringer sind als bei Raumtemperatur müssten weitergehende Versuche durchgeführt werden. Dies ist jedoch nicht Teil dieser Masterarbeit.

### 4.7) Ergebnisse aus dem Druckversuch

Abb. 141 zeigt das Kraft-Stauchungs-Diagramm für ECOTAL bei RT, 80 und 110 [°C]. Die strichpunktierten Linien sind die Werte bezogen auf die Wegmessung an der Traverse und die vollen Linien sind die korrigierten Werte aufgrund von Nachgiebigkeit und Wärmeausdehnung. Man erkennt, dass die RT Kurve am meisten korrigiert wird, da hier keine Wärmeausdehnung herrscht. Bei 80 [°C] ist die Korrektur minimal, da sich Nachgiebigkeit und Wärmeausdehnung ungefähr ausgleichen. Bei 110 [°C] wird die Kurve zu einer niedrigeren Steifigkeit verschoben da der Einfluss der Wärmeausdehnung größer ist als die Nachgiebigkeit in der Maschine (siehe Kapitel 3.9.2.3.3).

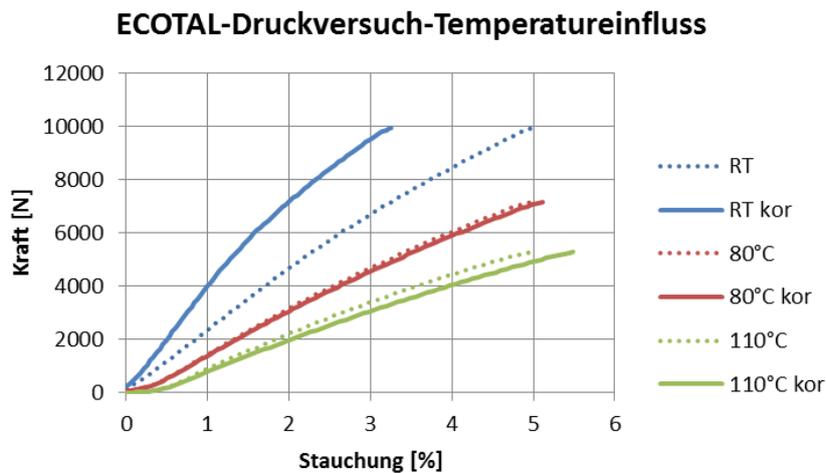


Abb. 141: Kraft-Stauchungs-Diagramm für ECOTAL bei RT, 80 und 110 [°C]

Um auf ein Spannungs-Dehnungs- bzw. Spannungs-Stauchungs-Diagramm zu kommen muss die Kraft auf den Querschnitt des Probenkörpers bezogen werden. Die Querschnittsfläche berechnet sich dabei wie folgt (82):

$$A_{q-Pk} = \frac{d_{Pk}^2 \cdot \pi}{4} \quad (82)$$

Abb. 142 zeigt den Einfluss der Belastungstemperatur auf das mechanische Verhalten bei Druckbelastung in einem Spannungs-Stauchungs-Diagramm.

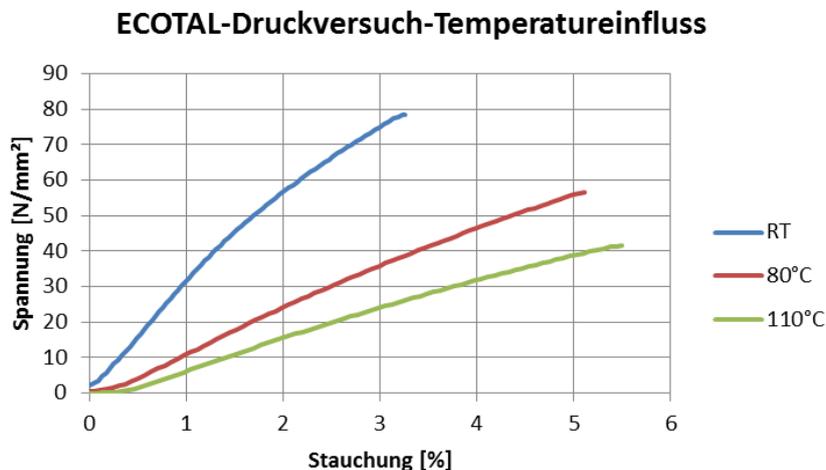


Abb. 142: Temperatureinfluss auf das mech. Verhalten für ECOTAL bei Druckbelastung

Ähnlich wie beim Zugversuch weisen die Kurven unterschiedliche Steigungen auf, woraus ein Steifigkeitsverlust mit steigender Temperatur resultiert. Die Druckmodule sind in Tab. 45 zusammengefasst.

Tab. 45: Druckmodul für ECOTAL bei RT, 80 und 110 [°C]

Temperatur [°C]	RT	80	110
Druckmodul [N/mm <sup>2</sup> ]	2830	1201	801

In Abb. 143 ist der Unterschied in der Steifigkeit zwischen Zug- und Druckbeanspruchung für unterschiedliche Temperaturen dargestellt. Man erkennt, dass die Steigung im Zug- als auch im Druckbereich ähnliche Werte ergibt. Daraus folgt, dass sich ECOTAL im Zug- und im Druckbereich hinsichtlich Steifigkeit annähernd gleich verhält.

### Unterschied in der Steifigkeit zwischen Zug- und Druckbelastung für ECOTAL (50mm/min)

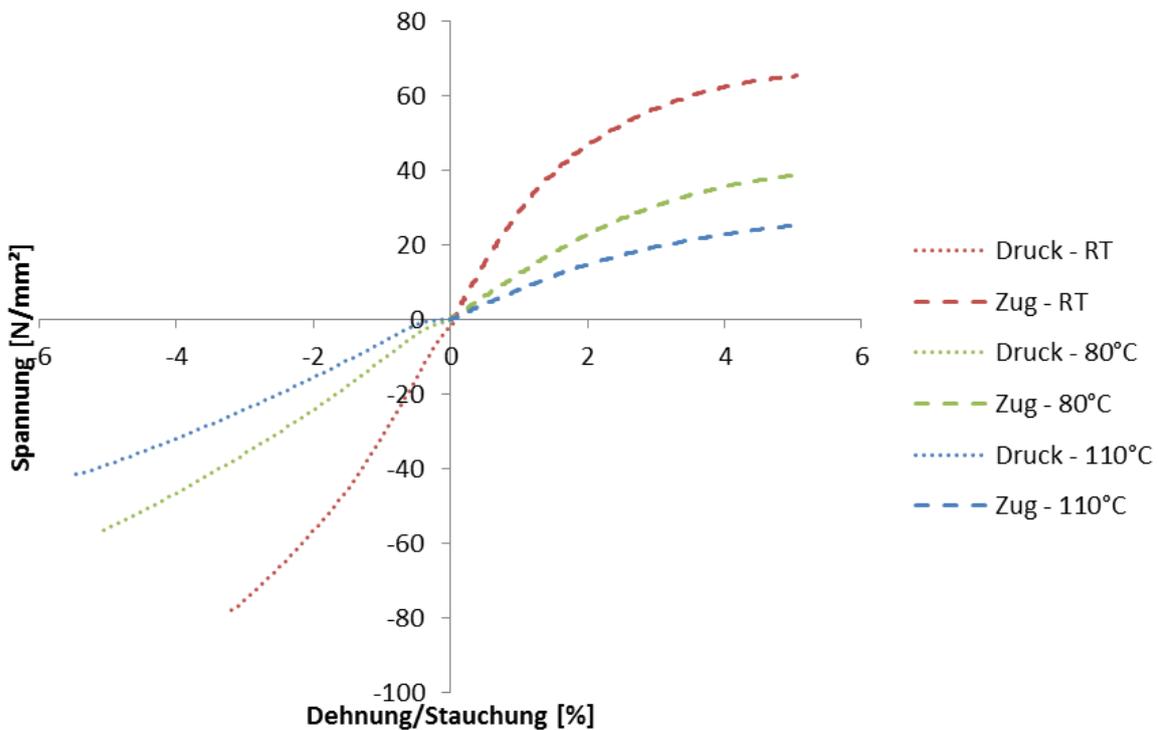


Abb. 143: Einfluss der Belastungsrichtung (Zug, Druck) auf das mech. Verhalten bei unterschiedlichen Temperaturen für ECOTAL

Tab. 46 stellt die Module für Zug- und Druckbelastung gegenüber.

Tab. 46: Unterschied zwischen Zug- und Druckmodul bei unterschiedlichen Temp. für ECOTAL

Temperatur [°C]	RT	80	110
Druckmodul [N/mm <sup>2</sup> ]	2830	1201	801
Zug-E-Modul [N/mm <sup>2</sup> ]	2900	1250	800

### 4.8) Ergebnisse vom statischen Führungsringsprüfstand

Mit dem unter Kapitel 3.9.3.4 genannten Prüfprogramm werden im Folgenden 9 Prüfläufe mit Führungselementen aus ECOTAL durchgeführt. Im ersten Schritt werden die Führungselemente vermessen um einerseits das Führungsspiel zu ermitteln und andererseits eine eventuell auftretende plastische Deformation der Führungselemente nach der Prüfung festzustellen. In Tab. 47 sind die wichtigsten Abmessungen (Höhe, Wandstärke), das daraus resultierende Führungsspiel sowie die Prüflaufnummer in dem die Führungselemente verwendet werden, dargestellt. Die Werte für die Wandstärke (WS) und die Breite (B) wurden dabei gegenüber des Schnittspaltes (Oh) vermessen.

Tab. 47: Prüflaufnummerierung, Zuordnung der Führungselemente und Abmessungen der Führungselemente vor dem Prüflauf

Prüflauf	Führungselement	WS Oh [mm]	B Oh [mm]	$x_f$ [mm]
010	40	2,457	9,46	0,126
	44	2,465	9,46	0,11
011	50	2,475	9,46	0,09
	51	2,475	9,46	0,09
012	43	2,482	9,45	0,076
	48	2,479	9,46	0,082
013	53	2,474	9,46	0,092
	55	2,474	9,47	0,092
014	54	2,477	9,46	0,086
	56	2,477	9,47	0,086
015	46	2,473	9,46	0,094
	58	2,471	9,46	0,098
016	57	2,477	9,46	0,086
	63	2,479	9,46	0,082
017	59	2,469	9,46	0,102
	60	2,472	9,46	0,096
018	61	2,482	9,45	0,076
	62	2,48	9,45	0,08

Nach der Vermessung der Führungselemente können diese eingebaut werden. Es sei hier nochmal erwähnt, dass sich der Schnittspalt des linken Führungselementes unten und der Schnittspalt des rechten Führungselementes oben befinden muss. Bei den Raumtemperatur Prüfläufen (010 – 012) kann die radiale Belastung sofort durch den Hydraulikzylinder aufgebracht werden, bei den Prüfläufen 013 – 018 muss zuerst 15 [min] temperiert werden um eine gleichmäßige Erwärmung der Führungselemente gewährleisten zu können.

Aus den drei Versuchsreihen bei RT, 80 und 110 [°C] wird jeweils der Mittelwert gebildet um mögliche Schwankungen zwischen den Prüfläufen zu minimieren.

Tab. 48 zeigt den Mittelwert aus drei Prüfungen für die Messwerte  $e_1$  bzw.  $e_2$ . Mit der unter Kapitel 3.9.3.5 beschriebenen Vorgehensweise können nun die Winkelfehlstellung  $\alpha$  sowie die tatsächlichen Einfederungen ( $\epsilon_{max}$ ,  $\epsilon_{mit}$ ,  $\epsilon_{min}$ ) berechnet werden.

Tab. 48: Messwerte  $e_1$  bzw.  $e_2$  für ECOTAL bei RT, 80 und 110 [°C]

p [bar]	RT		80 [°C]		110 [°C]	
	$e_1$ [mm]	$e_2$ [mm]	$e_1$ [mm]	$e_2$ [mm]	$e_1$ [mm]	$e_2$ [mm]
0	0,103	-0,067	0,066	-0,057	0,019	-0,023
2,5	0,125	-0,093	0,096	-0,090	0,055	-0,067
5	0,139	-0,117	0,112	-0,120	0,073	-0,103
10	0,155	-0,143	0,130	-0,160	0,098	-0,153
15	0,167	-0,170	0,146	-0,187	0,118	-0,190
20	0,177	-0,193	0,160	-0,213	0,137	-0,227
25	0,187	-0,213	0,174	-0,237	0,158	-0,257
30	0,196	-0,233	0,187	-0,260	0,178	-0,287
35	0,205	-0,253	0,201	-0,283	0,195	-0,320
40	0,214	-0,267	0,217	-0,307	0,209	-0,350
45	0,222	-0,283	0,232	-0,330	---	---
50	0,231	-0,300	0,244	-0,350	---	---
55	0,240	-0,313	---	---	---	---
60	0,249	-0,323	---	---	---	---
65	0,258	-0,343	---	---	---	---
70	0,268	-0,357	---	---	---	---

Abb. 144 zeigt das Spannungs-Stauchungs-Diagramm mit den Ergebnissen vom statischen Führungsringprüfstand sowie den Daten aus dem Druckversuch für Raumtemperatur. Die Werte für die Einfederung und die Flächenpressung wurden dabei wie in den Kapiteln 3.9.3.5 bzw. 3.9.3.6 gezeigt korrigiert.

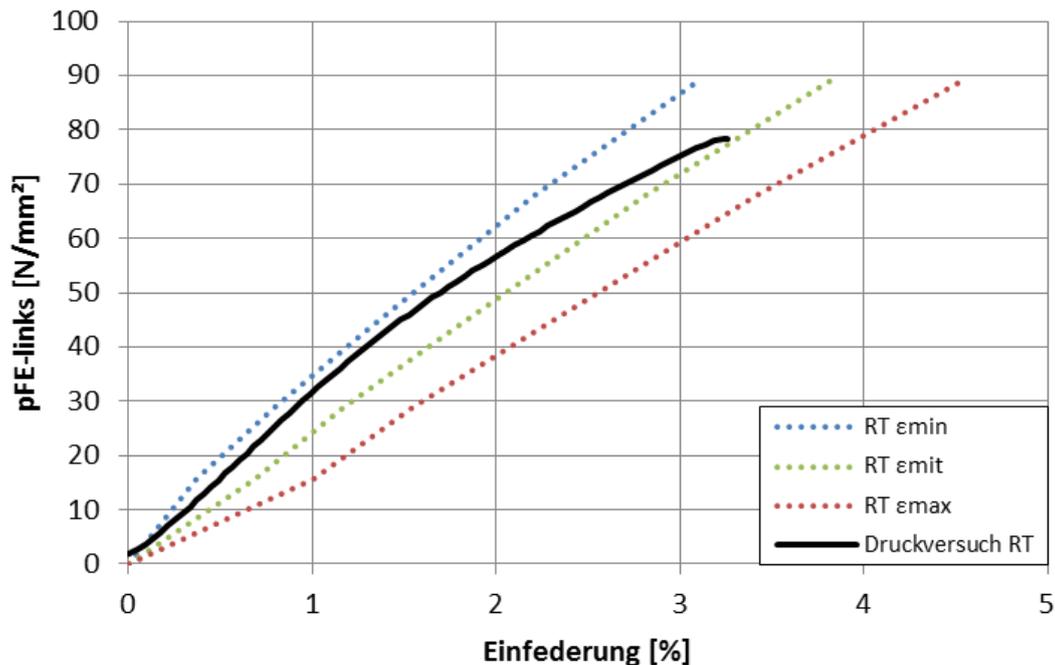


Abb. 144: Ergebnisse vom statischen Führungsringprüfstand im Vergleich zum Druckversuch bei Raumtemperatur

Abb. 145 zeigt das Spannungs-Stauchungs-Diagramm mit den Ergebnissen vom statischen Führungsringprüfstand sowie den Daten aus dem Druckversuch für 80 [°C].

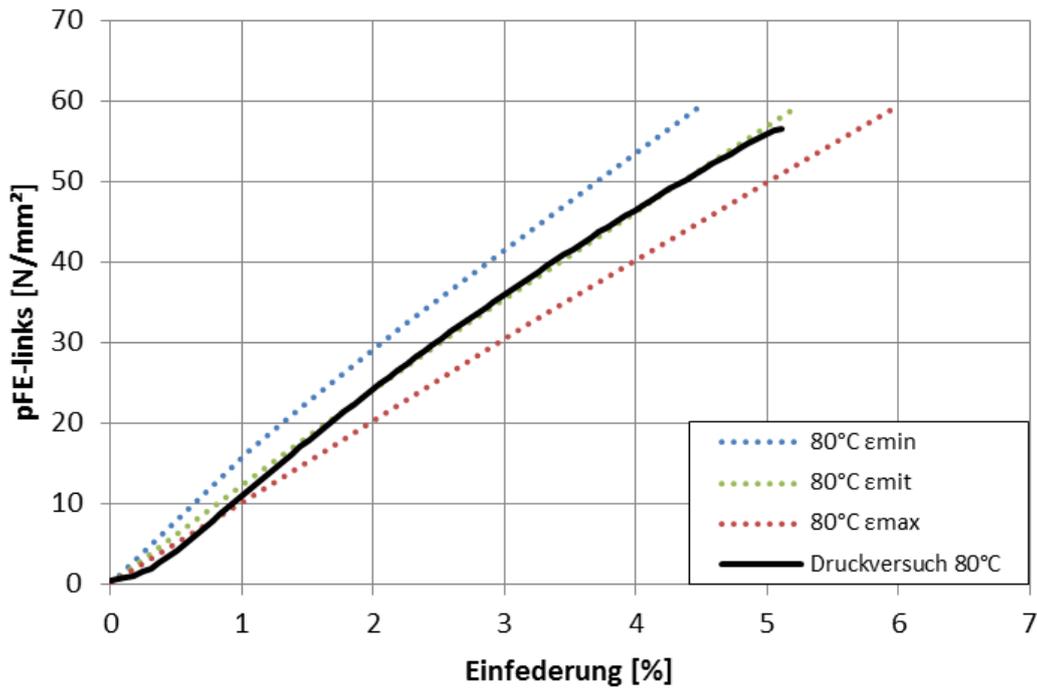


Abb. 145: Ergebnisse vom statischen Führungsringprüfstand im Vergleich zum Druckversuch bei 80 [°C]

Abb. 146 zeigt das Spannungs-Stauchungs-Diagramm mit den Ergebnissen vom statischen Führungsringprüfstand sowie den Daten aus dem Druckversuch für 110 [°C].

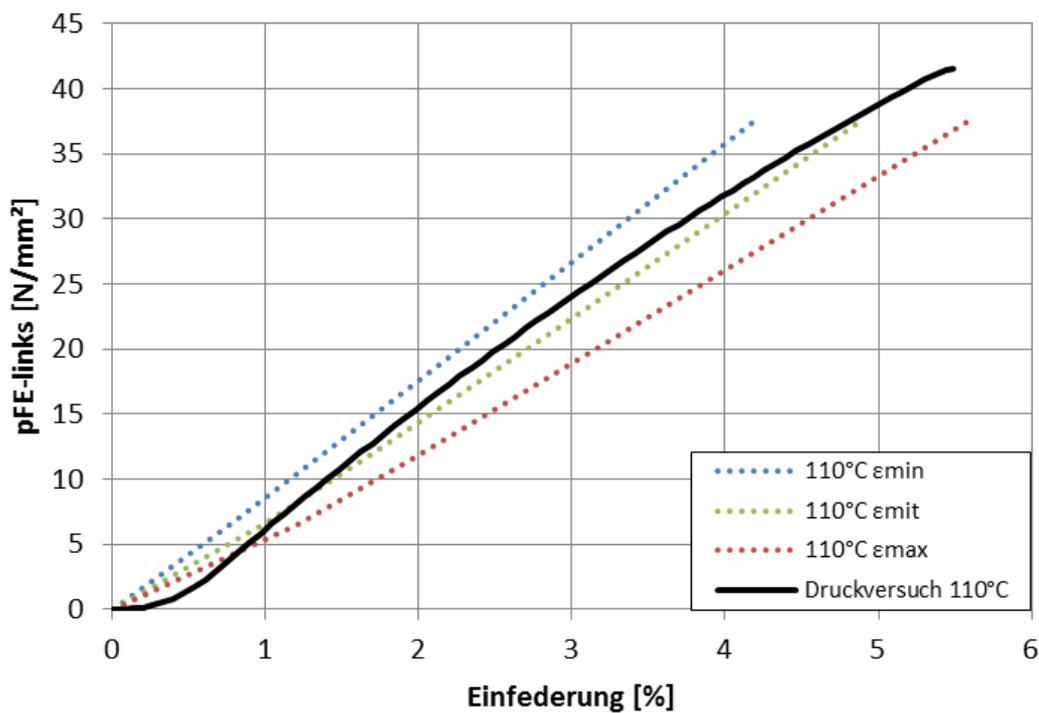


Abb. 146: Ergebnisse vom statischen Führungsringprüfstand im Vergleich zum Druckversuch bei 110 [°C]

Wie obige Abbildungen zeigen stimmen die Werte aus Druckversuch und Führungsringsprüfung für den Werkstoff ECOTAL sehr gut überein. Dadurch kann ein Vergleich mit der realen Anwendung hergestellt werden.

Als Abschluss dieses Kapitels sind die plastischen Deformationen der Führungselemente (Differenz aus dem Maß nach der Prüfung zum Maß vor der Prüfung, bezogen auf den Anfangswert) dokumentiert (Tab. 49). Die Werte stellen dabei den Mittelwert aus drei Prüfläufen dar.

Tab. 49: plastische Deformation der Führungselemente nach der Prüfung

<b>T [°C]</b>	<b><math>\Delta WS_{0h-links}</math> [%]</b>	<b><math>\Delta B_{0h-links}</math> [%]</b>
RT	0,135	-0,211
80	0,35	-0,352
110	0,188	-0,458

Die plastische Deformation in radialer (Wandstärke) bzw. in axialer Richtung (Breite) kann dabei mit den Formeln (83) bzw. (84) berechnet werden.

$$\Delta WS_{0h-links} [\%] = \frac{WS_{0h-links-vorher} - WS_{0h-links-nachher}}{WS_{0h-links-vorher}} \quad (83)$$

$$\Delta H_{0h-links} [\%] = \frac{H_{0h-links-vorher} - H_{0h-links-nachher}}{H_{0h-links-vorher}} \quad (84)$$

Man erkennt, dass die Führungselemente kaum plastisch verformt wurden. Das bedeutet, dass die maximal gewählte Flächenpressung, welche aus dem Druckversuch ermittelt wurde (siehe Abb. 106) für den Werkstoff ECOTAL annähernd richtig ist. Die Spannungswerte aus Abb. 106 können daher als maximal zulässige statische Flächenpressung für ECOTAL angesehen werden.

Es sei hier noch erwähnt, dass die Belastung kurzzeitig aufgebracht wurde, was bedeutet, dass langzeitige Effekte wie Kriechen in diesen Betrachtungen nicht berücksichtigt wurden.

## 4.9) Dimensionierung

Eine Dimensionierung der Führungselemente erfolgt um folgende Frage zu klären: [7]

- erträgt das Führungselement die im Hydraulikzylinder auftretenden Belastungen ohne Rissbildung oder unzulässige Verformung?

Dazu ergibt sich folgende Vorgehensweise:

- Festlegung der Randbedingungen
  - Einwirkende Bauteilbeanspruchung (Lasten, Temperatur, Zeit, Medium)
  - Dimensionierungskennwerte (zulässige Werkstoffbeanspruchung, E-Modul, Querkontraktionszahl...)
  - Werkstoffwahl
  - Geometrie/Dimension des Bauteils

### 4.9.1) Dimensionierungskennwerte

Dimensionierungskennwerte werden benötigt, um den Einfluss des Werkstoffs auf das Bauteilverhalten quantitativ zu beschreiben. Folgende Dimensionierungskennwerte sind dabei wesentlich: [7]

- E-Modul
- Querkontraktionszahl
- Zulässige Spannung und zulässige Dehnung

Im Gegensatz zu metallischen Werkstoffen müssen bei Kunststoffen die viskoelastischen Eigenschaften in den Dimensionierungskennwerten angemessen berücksichtigt werden. Das heißt, die Kennwerte müssen dem jeweiligen Lastfall angepasst werden.

Das dabei übliche Verfahren ist die Ermittlung eines „quasielastischen Ersatzkennwertes“. Hierbei wird die Veränderung der Werkstoffsteifigkeit etwa durch Kriechen oder durch Temperaturerhöhung berücksichtigt, indem man einen „Ersatzwerkstoff“ definiert, dem der nun niedrigere E-Modul als elastische Eigenschaft zugesprochen wird. Die Ermittlung des elastischen Ersatz-E-Moduls in Abhängigkeit von der jeweiligen Zeit, Temperatur und Beanspruchungshöhe erfolgt im isochronen Spannungs-Dehnungs-Diagramm, welches schon im Kapitel 1.4.1.4 erläutert wurde. [7]

Schematisch zeigt Abb. 147 ein isochrones Spannungs-Dehnungsdiagramm indem die Vorgehensweise zur Ermittlung des Ersatz-E-Moduls dargestellt ist. [7]

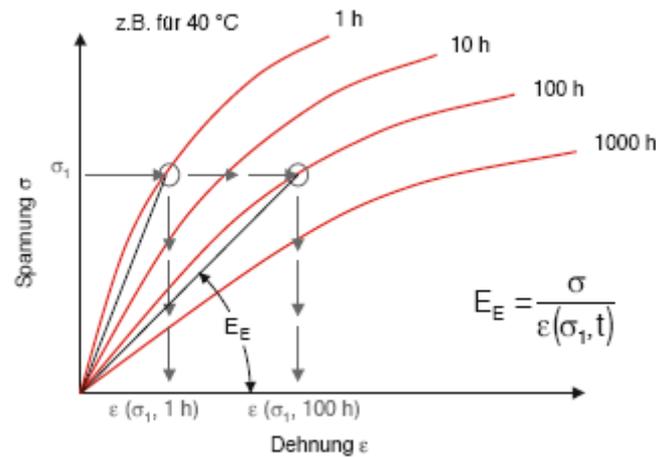


Abb. 147: Bestimmung des elastischen Ersatz-E-Moduls aus dem isochronen Spannungs-Dehnungs-Diagramm [7]

Der Ersatz-E-Modul  $E_E$  ist also die Steigung der Verbindungsgeraden aus dem Ursprung zum jeweiligen Beanspruchungszustand (Temperatur, Zeit, Beanspruchungshöhe).

In Abb. 148 ist dargestellt, wie mit der Modellvorstellung des idealelastischen Ersatzwerkstoffs ein Kriechvorgang abgebildet wird. [7]

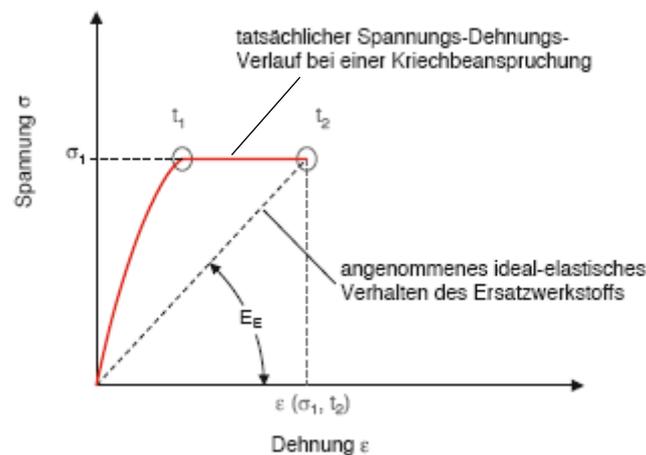


Abb. 148: Beschreibung des Kriechens durch die Modellvorstellung des idealelastischen Ersatzwerkstoffs [7]

Ein Kriechvorgang kennzeichnet sich dadurch, dass eine Dehnungszunahme mit der Zeit bei konstanter mechanischer Belastung  $\sigma$  unter Temperatureinwirkung feststellbar ist. Bleibt also die Belastung  $\sigma$  konstant während die Dehnung  $\epsilon$  zunimmt folgt daraus das der Werkstoff eine geringere Steifigkeit (Ersatz-E-Modul) besitzt. Mit dem idealelastischen Modell wird dieser Steifigkeitsverlust mit dem Ersatz-E-Modul berücksichtigt.

Als weiterer Kennwert für die Steifigkeitsanalyse des Bauteils wird die Querkontraktion  $\nu$  benötigt. Da hierzu in der Regel keine Messwerte vorliegen, behilft man sich mit einer näherungsweise Betrachtung. [7]

Das Verhältnis von relativer Querkürzung  $\varepsilon_q$  zur Längsdehnung  $\varepsilon$  wird mit der Querszahl  $\nu$  (auch Poissonzahl genannt) bezeichnet. Die Werte für  $\nu$  liegen für homogene und isotrope Werkstoffe zwischen 0,3 und 0,5. Eine Querszahl von 0,5 bedeutet, dass sich das Volumen bei der Beanspruchung nicht ändert. Thermoplaste mit einem Elastizitätsmodul zwischen etwa 2.000 und 3.000 [N/mm<sup>2</sup>] weisen eine Querszahl zwischen 0,3 und 0,35 auf. Je geringer der E-Modul ist, umso mehr nähert sich die Querszahl dem für den gummielastischen Zustand charakteristischen Wert von 0,5 an. Dieser Wert wird auch bei den Thermoplasten bei hohen Temperaturen erreicht, wie Abb. 149 zeigt. [7]

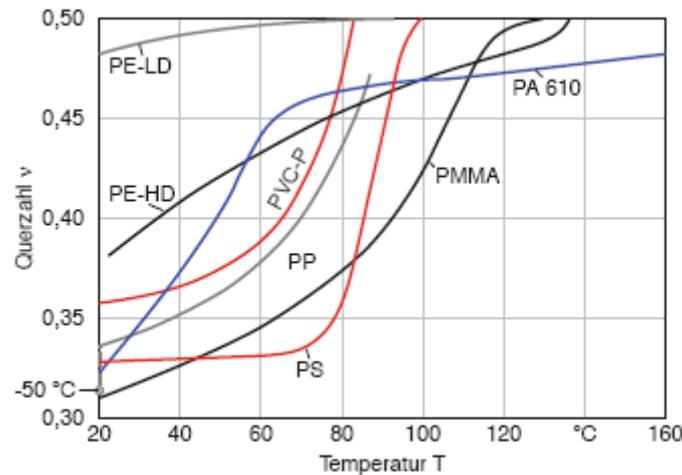


Abb. 149: Temperaturabhängigkeit der Querkontraktionszahl [7]

Für idealelastische Werkstoffe, wie z.B. Bronze ist die Querkontraktionszahl eine Stoffkonstante und besitzt den Wert 0,3.

Eine Abschätzung der Querszahl mit Hilfe des Elastizitätsmoduls gelingt nach Ansätzen von Gienke und Meder [7]. Einer Querszahl von 0,3 wird der höchste E-Modul  $E_0$  zugeordnet, der von dem jeweiligen Material bekannt ist. Die Querszahl 0,5 entspricht einem gegen Null gehenden E-Modul. Unter Verwendung der linearen Mischungsregel kann somit jedem zeit-, temperatur- und dehnungsabhängigen Modul  $E_E$  eine entsprechende Querszahl zugeordnet werden:

Die lineare Mischungsregel lautet (85):

$$\nu = 0,3 + 0,2 * \left(1 - \frac{E_E}{E_0}\right) \quad (85)$$

Der Ersatzmodul  $E_E$  kann für den Werkstoff POM mit Hilfe des Korrekturfaktors  $f_E$  berechnet werden (siehe Kapitel 3.5).

Beispielhaft wird hier die Berechnung des Ersatzmoduls  $E_E$  bzw. der Querkontraktionszahl  $\nu$  für POM gezeigt. Der höchste E-Modul  $E_0$  für das von SKF Sealing Solutions Judenburg verwendete POM (Hostaform M10AE) beträgt 2900 [N/mm<sup>2</sup>]. Der zeit-, temperatur- und dehnungsabhängige Modul  $E_E$  wird für folgenden Lastfall ermittelt:

Lastfall:

- Belastungszeit = 10000 [h]
- Temperatur = 80 [°C]
- Maximal zulässige Dehnung (Einfederung) = 4 [%]

Aus Tab. 8 kann die Formel zur Berechnung des Korrekturfaktors  $f_E$  in Abhängigkeit des Lastfalls abgelesen werden.

$$f_{E(\varepsilon,10000,80)} = -0,0354 * \varepsilon + 0,2577 = -0,0354 * 4 + 0,2577 = 0,1161 [-]$$

Damit kann mit der Formel (23) der Ersatzmodul  $E_E$  bzw. mit der Formel (85) die Querkontraktionszahl  $\nu$  berechnet werden.

$$E_E = E_0 * f_{E(\varepsilon,t,T)} = E_0 * f_{E(4,10000,80)} = 2900 * 0,1161 = 336,69 \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$\nu = 0,3 + 0,2 * \left( 1 - \frac{336,69}{2900} \right) = 0,477 [-]$$

Aufgrund der Abnahme der Steifigkeit mit der Zeit (Kriechen) erhöht sich die Querkontraktionszahl und nähert sich dem Maximalwert von 0,5 an. Für das Führungselement bedeutet das, dass es sich mit fortschreitender Zeit mehr in Querrichtung verformt und dadurch der axiale Spalt verkleinert wird. Im schlechtesten Fall wird der axiale Spalt Null und die Gefahr der Extrusion besteht bei anhaltender Querlast.

Bei anisotropen, z. B. faserverstärkten Kunststoffen, ist die Querkontraktionszahl ähnlich wie der Elastizitätsmodul vom Fasergewichtsanteil, von der Orientierung der Fasern und von der Richtung der Beanspruchung in Bezug zur Verstärkungsrichtung abhängig (Abb. 150). [7]

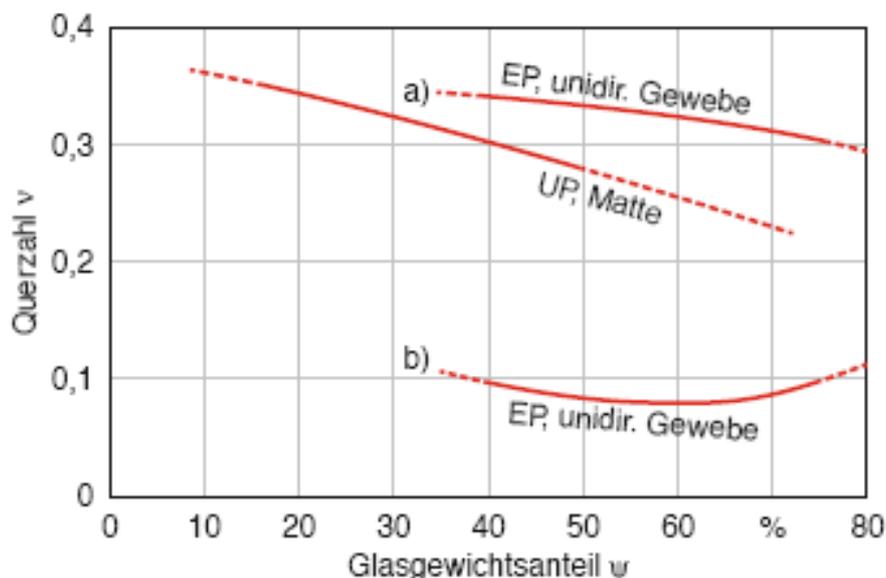


Abb. 150: Abhängigkeit der Querkontraktionszahl von Glasfasergewichtsanteil und Orientierung [7]

Die Berechnung statischer mechanischer Beanspruchungszustände kann mit Hilfe der hier ermittelten Ersatzkennwerte näherungsweise mit den Formeln für elastische Werkstoffe erfolgen. Einschränkungen hierbei sind: [7]

- Bei diesen Dimensionierungsrechnungen wird der Einfluss der Molekül oder Füllstofforientierung auf die mechanischen Eigenschaften nicht berücksichtigt.
- Das Verhalten unter dynamischen, zyklischen oder nichtisothermen Beanspruchungen kann mit der oben beschriebenen Vorgehensweise nur grob abgeschätzt werden. In solchen Fällen ist es erforderlich, durch komplexere Modellvorstellungen und Stoffgesetze den Einfluss der Beanspruchungsgeschichte bei der Lösung der mechanischen Aufgabenstellung zu berücksichtigen. Dann ist es auch erst möglich, die bei zyklischer Beanspruchung in Wärme umgesetzte (dissipierte) Energie zu bestimmen.

#### 4.9.2) Werkstoffwahl bei der Dimensionierung

Wie schon in dem Kapitel Werkstoffwahl gezeigt, gibt es abhängig von der Belastung einen oder mehrere Werkstoffe, die am besten für den vorliegenden Belastungsfall geeignet sind. Um den richtigen Werkstoff zu finden muss folgendermaßen vorgegangen werden:

##### 1.) Berechnung der maximal zulässigen Einfederung $\varepsilon_{max}$ des Führungselementes

Dazu müssen zuerst aus den Zylinderdimensionen bzw. den Fertigungstoleranzen die zulässigen Spaltmaße ( $x_{min}$ ,  $x_{max}$ ) sowie das Führungsspiel ( $x_{fmin}$ ) berechnet werden (siehe Kapitel 3.2 bzw. Kapitel 3.3).

Hat man den minimalen Dichtspalt  $x_{min}$  berechnet so kann man die maximal zulässige Einfederung des Führungselementes ( $\varepsilon_{max}$ ) berechnen indem man  $x_{min}$  auf die minimale Wandstärke des Führungselementes ( $WS_{min}$ ) bezieht (86).

$$\varepsilon_{max} [\%] = \frac{x_{min}}{WS_{min}} \quad (86)$$

##### 2.) Definition der vorliegenden radialen Belastung am Führungselement

Je nach Anwendung ergeben sich hierzu unterschiedliche Werte für die Belastung der Führungselemente. Um die Querkraft (F) am Führungselement abzuleiten behilft man sich einer Statik Betrachtung wie sie im Kapitel 3.9.3.3 gezeigt ist.

Ist die Querkraft am Führungselemente bekannt so kann die Flächenpressung (p oder  $\sigma$ ) unter Berücksichtigung des Korrekturfaktors  $f_\varepsilon$  (Kapitel 3.7.4) berechnet werden (87).

$$p \left[ \frac{N}{mm^2} \right] = \frac{F}{A \cdot f_\varepsilon} = \frac{F}{d \cdot B \cdot f_\varepsilon} = \sigma \quad (87)$$

### 3.) Berechnung des E-Moduls und Auswahl des passenden Werkstoffes

Mit der vorliegenden Flächenpressung ( $p$ ) am Führungselement und der maximal zulässigen Einfederung kann nun durch die Berechnung des E-Moduls der passende Werkstoff ausgewählt werden (88).

$$E \left[ \frac{N}{mm^2} \right] = \frac{\sigma}{\varepsilon_{max}} = \frac{p}{\varepsilon_{max}} \quad (88)$$

Die E-Module für die Standardführungselementwerkstoffe sind in Tab. 34 dargestellt. Es ist dabei jener Werkstoff zu wählen, bei dem der berechnete E-Modul am besten zum jeweiligen Modul des Werkstoffes passt.

### 4.) Beispiel zur Werkstoffwahl für vier unterschiedlich hohe Belastungen

Als Beispiel wird für vier unterschiedliche Kräfte der passende Werkstoff ausgewählt. Die maximal zulässige Einfederung  $\varepsilon_{max}$  wird mit 2 [%] konstant gehalten. Auch die Dimension der Führungselemente (50x55x9,5) sowie das Führungsspiel ( $x_f$  0,1 [mm]) ist für alle vier Kraftfälle gleich. Mit  $\varepsilon_{max}$  und  $x_f$  kann aus Abb. 78 der Korrekturfaktor  $f_\varepsilon=0,85$  [-] abgelesen werden.

$$E_1 = \frac{\sigma}{\varepsilon_{max}} = \frac{F_1}{d * B * f_\varepsilon * \varepsilon_{max}} = \frac{10000}{50 * 9,5 * 0,85 * 0,02} = 1238 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

$$E_2 = \frac{\sigma}{\varepsilon_{max}} = \frac{F_2}{d * B * f_\varepsilon * \varepsilon_{max}} = \frac{25000}{50 * 9,5 * 0,85 * 0,02} = 3095 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

$$E_3 = \frac{\sigma}{\varepsilon_{max}} = \frac{F_3}{d * B * f_\varepsilon * \varepsilon_{max}} = \frac{50000}{50 * 9,5 * 0,85 * 0,02} = 6192 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

$$E_4 = \frac{\sigma}{\varepsilon_{max}} = \frac{F_4}{d * B * f_\varepsilon * \varepsilon_{max}} = \frac{70000}{50 * 9,5 * 0,85 * 0,02} = 8669 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Mit den Werten  $E_1$  bis  $E_4$  kann aus Tab. 34 der passende Werkstoff abgelesen werden. Es ergeben sich dabei abhängig von der Kraft folgende Werkstoffe:

$$F_1=10 \text{ [kN]} \Rightarrow E_1=1238 \text{ [N/mm}^2\text{]} \Rightarrow \text{PA 6 (MoS}_2\text{)}$$

$$F_2=25 \text{ [kN]} \Rightarrow E_2=3095 \text{ [N/mm}^2\text{]} \Rightarrow \text{POM (Copolymer)}$$

$$F_3=50 \text{ [kN]} \Rightarrow E_3=6192 \text{ [N/mm}^2\text{]} \Rightarrow \text{PA 6 (30\% Glasfasern)}$$

$$F_4=70 \text{ [kN]} \Rightarrow E_4=8669 \text{ [N/mm}^2\text{]} \Rightarrow \text{PF (cotton filled)}$$

Hat man die Möglichkeit die Dimension des Führungselementes zu verändern, kann man durch Vergrößern der Fläche auch einen Werkstoff mit geringerer Steifigkeit (E-Modul) verwenden. Erhöht man beispielsweise die Breite des Führungselementes von 9,5 [mm] auf 15 [mm] so kann für die Kraft  $F_1$  der Werkstoff PE-UHMW verwendet werden, da sich der E-Modul  $E_1$  auf 785 [N/mm<sup>2</sup>] reduziert.

Das heißt, die Werkstoffwahl ist ein iterativer Prozess da man durch Verändern der Führungsringdimension die Fläche und damit die notwendige Steifigkeit beeinflusst.

In der in diesem Kapitel beschriebenen Vorgehensweise wird weder der Einfluss der Belastungstemperatur noch der Einfluss der Belastungszeit berücksichtigt. Daher dient diese Vorgehensweise nur zur Abschätzung des Werkstoffes und soll aufzeigen welche Parameter einen Einfluss auf die Wahl des richtigen Werkstoffes haben.

Im nächsten Kapitel wird gezeigt, wie mit Hilfe der Dimensionierungskennwerte (Kapitel 4.9.1) die Mindestbreite des Führungselementes abgeschätzt werden kann.

### 4.9.3) Berechnung der Mindestbreite des Führungselementes bzw. des Einbauraumes

Folgende Formel (89) wird bisher von nahezu allen Führungselementherstellern verwendet um die Breite des Einbauraumes des Führungselementes abhängig von der radialen Belastung F zu berechnen:

$$L [mm] = \frac{F * f}{p * d} + 2 \quad (89)$$

L [mm]	erforderliche Mindestbreite für den Einbauraum des Führungselementes
F [N]	radiale Belastung auf das Führungselement
f [-]	Sicherheitsfaktor
p [N/mm <sup>2</sup> ]	maximal zulässige Flächenpressung abhängig vom Werkstoff
d [mm]	Stangendurchmesser/Bohrungsdurchmesser

Die berechnete Breite L stellt dabei den Wert dar, den der Einbauraum des Führungselementes mindestens haben muss um eine praxisnahe Tragsicherheit sicherzustellen. SKF empfiehlt bis zu einer Betriebstemperatur von 80 [°C] mit einem Sicherheitsfaktor  $f \geq 2$  zu rechnen. Für Betriebstemperaturen über 80 [°C] ist mit einem höheren Sicherheitsfaktor zu rechnen. Die effektiv wirksame Breite B des Führungselementes wird dadurch berücksichtigt, dass zur berechneten Breite L des Einbauraumes der Wert 2 addiert wird. Der Wert 2 ergibt sich aus der Kantenanfasung des Führungselementes und den Toleranzen für Einbauraum und Führungselement.

Aus den Ergebnissen dieser Masterarbeit resultiert für die Berechnung der Breite des Führungselementes folgende Formel (90):

$$B [mm] = \frac{F}{E_0 * f_{E(\epsilon, t, T)} * \epsilon_{max} * f_{\epsilon(x_f, \epsilon)} * f_{SS} * d} \quad (90)$$

B [mm]	erforderliche Mindestbreite des Führungselementes um die Belastung zu ertragen
F [N]	radiale Belastung auf das Führungselement
E [N/mm <sup>2</sup> ]	E-Modul des verwendeten Führungselementwerkstoffes
$f_{E(\epsilon, t, T)}$ [-]	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung des Langzeitverhaltens abhängig von der Einfederung $\epsilon$ , der Zeit t und der Temperatur T (siehe Kap. 3.5)
$\epsilon_{max}$ [-]	maximal zulässige Einfederung (metallischer Kontakt)
$f_{\epsilon(x_f, \epsilon)}$ [-]	Korrekturfaktor zur Berücksichtigung der tatsächlichen Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenauflfläche abhängig von der Einfederung und des Führungsspiels (siehe Kap. 3.7.4)
$f_{SS}$ [-]	Korrekturfaktor aufgrund des Schnittspaltes (Standard 0,99 weil der Schnittspalt 1% des Umfanges beträgt – siehe Kap. 3.7.5)
d [mm]	Stangendurchmesser/Bohrungsdurchmesser

Dabei werden folgende Einflüsse berücksichtigt:

- Die Veränderung der Werkstoffsteifigkeit mit der Einfederung  $\varepsilon$ , der Zeit  $t$  und der Temperatur  $T$  ( $f_{E(\varepsilon, t, T)}$ ) – siehe Kapitel 3.5
- Die Einfederung  $\varepsilon$  wird so gewählt, dass sie an die Grenze des minimalen Dichtspaltes herankommt, weil durch eine höhere Einfederung die Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenauflfläche steigt - siehe Kapitel 3.7.4
- Die Größe der Kontaktfläche in Abhängigkeit der Einfederung und des Führungsspiels ( $f_{\varepsilon(x_f, \varepsilon)}$ ) sowie des Schnittspaltes ( $f_{SS}$ ) – siehe Kapitel 3.7.4 bzw. Kapitel 3.7.5

Folgendes Beispiel zeigt den Vergleich der herkömmlichen Berechnung der Mindestbreite zur Auslegung, welche aus dieser Masterarbeit resultiert:

Führungselementwerkstoff: ECOTAL

$F=20000$  [N]

$t=10000$  [h]

$T=80$  [°C]

$d=50$  [mm]

$f=2$  [-]

$p=25$  [N/mm<sup>2</sup>] für ECOTAL bei RT

$E_0=2900$  [N/mm<sup>2</sup>] für ECOTAL bei RT (resultiert aus dem Kurzeitzugversuch)

$\varepsilon_{max}=4$  [%]

$f_{E(\varepsilon, t, T)}=0,1161$  [-] für POM bei  $\varepsilon=4$  [%],  $t=10000$  [h] und  $T=80$  [°C]

$f_{\varepsilon(x_f, \varepsilon)}=0,95$  [-] für  $x_f=0,1$  [mm] und  $\varepsilon=4$  [%]

$f_{SS}=0,99$  [-]

Daraus ergeben sich für L bzw. B folgende Werte (89), (90):

$$L = \frac{F * f}{p * d} + 2 = \frac{20000 * 2}{25 * 50} + 2 = \mathbf{34 [mm]}$$

$$B = \frac{F}{E_0 * f_{E(\varepsilon, t, T)} * \varepsilon_{max} * f_{\varepsilon(x_f, \varepsilon)} * f_{SS} * d} = \frac{20000}{2900 * 0,1161 * 0,04 * 0,95 * 0,99 * 50} = \mathbf{31,3 [mm]}$$

Die Werte für B und L unterscheiden sich für diesen Lastfall dabei nur sehr geringfügig. Wenn man von dem Wert L noch den Wert 2 (berücksichtigt die effektiv wirksame Breite) subtrahiert, erhält man die Breite des Führungselementes laut der herkömmlichen Auslegung. Der Vorschlag für die Berechnung der Mindestbreite soll aber nicht auf die herkömmliche Auslegung abgestimmt werden sondern soll viel mehr den Sicherheitsfaktor ( $f=2$ ) näher beleuchten. Wie aus der neuen Berechnung der Mindestbreite erkennbar ist haben dabei sehr viele Parameter (Werkstoff, Temperatur, Einfederung, Belastungszeit, Dimension inkl. Fertigungstoleranzen, etc.) einen Einfluss auf die Dimensionierung.

Des Weiteren muss erwähnt werden, dass die Auslegung für B eine rein statische ist. Das heißt, dass dynamische Einflüsse wie z.B. Verschleiß im Rahmen dieser Masterarbeit nicht evaluiert werden können.

Mit der Berechnung der Mindestbreite B werden damit alle in dieser Masterarbeit erarbeiteten Einflüsse auf das Verhalten der Führungselemente berücksichtigt.

## 5.) Zusammenfassung

Die vorliegende Masterarbeit zeigt eine allgemeine Betrachtungsweise von Führungselementen in einem Hydraulikzylinder, wobei zu Beginn, aufbauend auf eine Literaturrecherche, Einsatzgebiete, Aufgaben und Belastungen der Führungselemente dargestellt sind. Dabei hat sich gezeigt, dass es sehr viele Anforderungen an die Führungselemente gibt, welche sich auch noch durch die unterschiedlichen Einsatzgebiete (Schwerlast- bis Leichtlastzylinder) stark voneinander unterscheiden (Abb. 151).

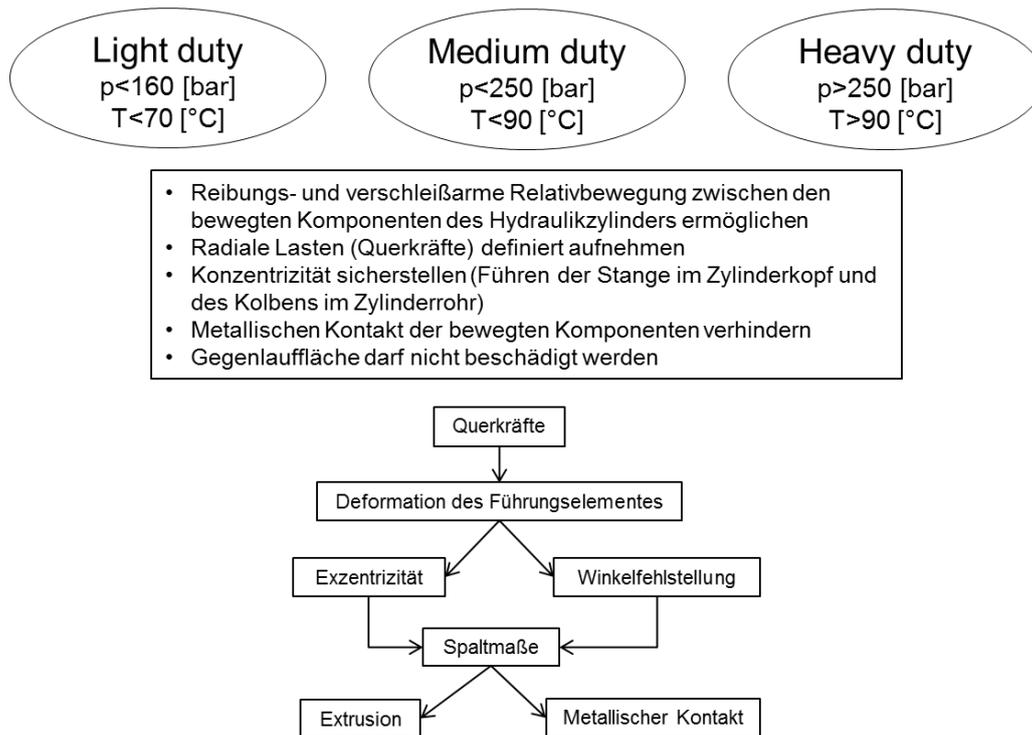


Abb. 151: Einsatzgebiete, Aufgaben und Belastungen der Führungselemente

Im weiteren Verlauf werden wichtige Werkstoffeigenschaften, die einen Einfluss auf das Verhalten der Führungselemente im Hydraulikzylinder haben, behandelt (Abb. 152). Es konnte festgestellt werden, dass neben der Festigkeit und Steifigkeit des Werkstoffes, vor allem das Verhalten bei langzeitiger Temperatureinwirkung entscheidend für die Lebensdauer der Führungselemente ist. Die Grundlagen für die später durchgeführten Zug- und Druckversuche werden ebenfalls in diesem Abschnitt der Masterarbeit behandelt.

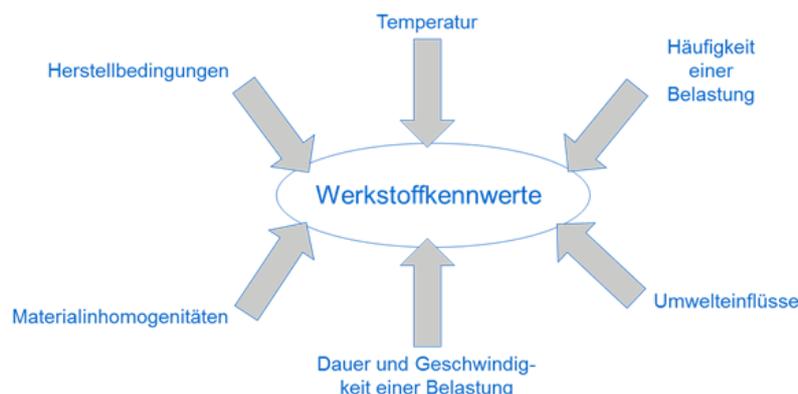


Abb. 152: Werkstoffkennwerte und deren Einflüsse

Eine Mitbewerber-Analyse wurde durchgeführt, um den derzeitigen Stand der Technik herauszufinden. Dabei wurden neben den Führungselementwerkstoffen auch unterschiedliche Geometrien und Oberflächen der Führungselemente betrachtet (Abb. 153).

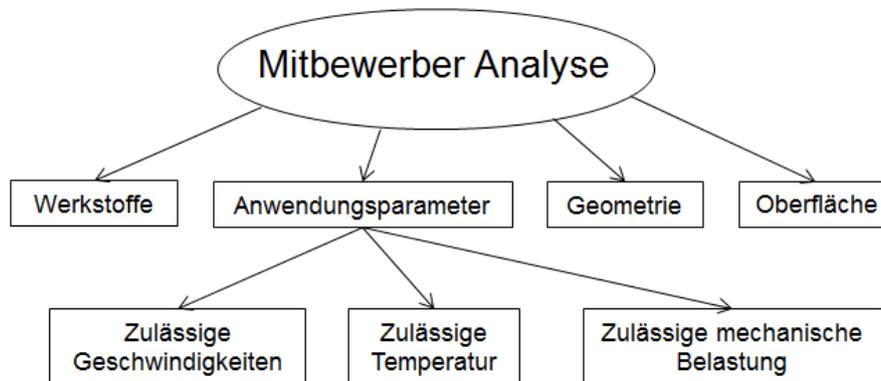


Abb. 153: Mitbewerber Analyse

Anschließend werden Parameter betrachtet, welche einen Einfluss auf das Verhalten der Führungselemente in einem Hydraulikzylinder haben und wie sie sich gegenseitig beeinflussen bzw. ob und in welcher Form sie ein Problem darstellen können. Es hat sich gezeigt, dass neben den Kontaktbedingungen zwischen Führungselement und Gegenauflfläche vor allem die mit der Belastung verbundene Deformation der Führungselemente eine entscheidende Rolle spielt. Die Deformation ist wiederum vom Werkstoff und dessen Verhalten bei unterschiedlichen Temperaturen, Zeiten sowie Belastungshöhen abhängig. Des Weiteren werden die Dichtspalte im Hydraulikzylinder behandelt, wobei festgestellt werden konnte, dass man einen Kompromiss zwischen minimalen und maximalen Dichtspalt finden muss (Abb. 154). Ein kleiner Dichtspalt wirkt sich dabei positiv auf die Spannungen am Führungselement sowie auf das Extrusionsverhalten der Dichtungen aus, hat aber den Nachteil, dass nur minimale Einfederungen des Führungselementes erlaubt sind. Eine geringe Einfederung erfordert wiederum Werkstoffe mit hoher Steifigkeit, welche neben lokalen Spannungsspitzen und damit konzentrierten Verschleiß auch einen sehr hohen Preis aufweisen.

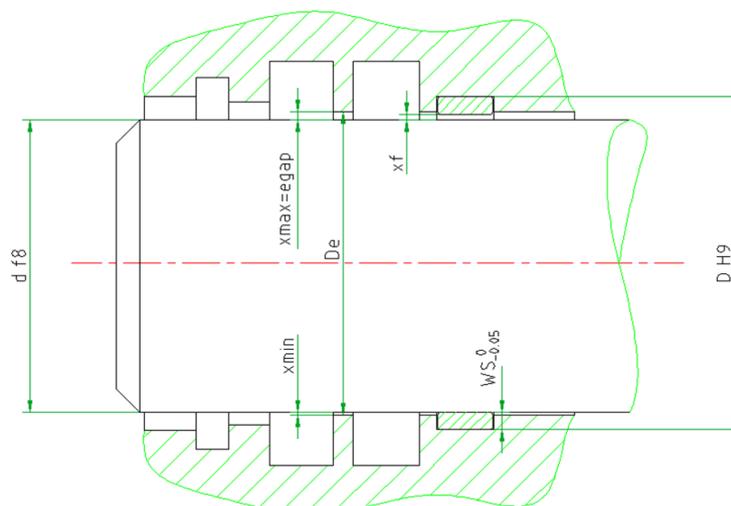


Abb. 154: Dichtspalte in einem Hydraulikzylinder

Im Kapitel Methodologie wird die Vorgehensweise zur Problemlösung erläutert. Dabei werden Gleichungen diverser Parameter (Dichtspalt, Führungsspiel etc.) aufgestellt, welche im weiteren Verlauf der Masterarbeit zur Berechnung benötigt werden. Das Langzeitverhalten der Werkstoffe ist wie anfangs schon erwähnt einer der wichtigsten Aspekte. Deshalb wird anhand des Werkstoffes Polyoxymethylen gezeigt, wie man den Steifigkeitsverlust mit der Zeit bei unterschiedlichen Temperaturen und Einfederungen abschätzen kann. Einflüsse auf die Größe der Kontaktfläche sowie daraus abgeleitete Korrekturfaktoren für die Berechnung der Mindestbreite sind ebenfalls Bestandteil dieses Kapitels.

Die aus dieser Masterarbeit resultierenden Korrekturfaktoren sowie ihre Bedeutung sind in Tab. 50 dargestellt.

Tab. 50: Korrekturfaktoren für die Dimensionierung der Führungselemente

Korrekturfaktor	Bedeutung
$f_{E(\epsilon, t, T)}$	Berücksichtigt das Langzeitverhalten des Werkstoffes (Kriechen) in Abhängigkeit von der Dehnung und der Temperatur
$f_{\epsilon(x_f, \epsilon)}$	Berücksichtigt die Abnahme der Kontaktfläche mit steigendem Führungsspiel und sinkender Einfederung
$f_{SS}$	Berücksichtigt den Verlust der Kontaktfläche aufgrund des Schnittspaltes

Der Faktor  $f_E$  bezieht sich dabei auf den Werkstoff POM (Abb. 155). Mit der in dieser Masterarbeit dargestellten Vorgehensweise kann  $f_E$  aber auch für weitere Werkstoffe ermittelt werden. Voraussetzung dafür ist, dass man Kriechdaten (Zunahme der Dehnung über die Zeit bei unterschiedlichen Belastungen und Temperaturen) der Werkstoffe zur Verfügung hat.

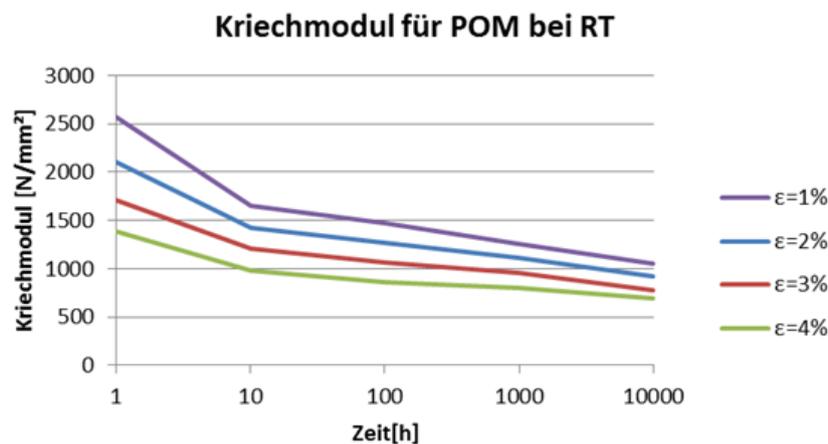


Abb. 155: Kriechmodul für den Werkstoff POM

Die Werkstoffwahl mithilfe des CES Selectors zeigt, welche Werkstoffkennwerte entscheidend für das Verhalten der Führungselemente im Hydraulikzylinder sind bzw. in welcher Form diese bei der Auswahl des richtigen Werkstoffes angewendet werden müssen. Dabei werden aus den gesteckten Zielen an den Führungselementwerkstoff, Randbedingungen abgeleitet, welche zur Selektion der Werkstoffe verwendet werden. Eine anschließende Reihung der Werkstoffe nach den gesetzten Zielen erlaubt eine Auswahl der Werkstoffe je nach Anforderung an das Führungselement (z.B. hohe Steifigkeit, geringer Preis etc.).

Das Ergebnis der Werkstoffwahl stimmt gut mit der Mitbewerberanalyse überein. Deswegen werden im Rahmen der Ergebnisse dieser Masterarbeit die Führungselementwerkstoffe dokumentiert, wobei Vor- und Nachteile sowie empfohlene Einsatzgebiete der einzelnen Werkstoffgruppen erläutert sind. Detaillierte Informationen zu den Werkstoffen sind dem Anhang zu entnehmen.

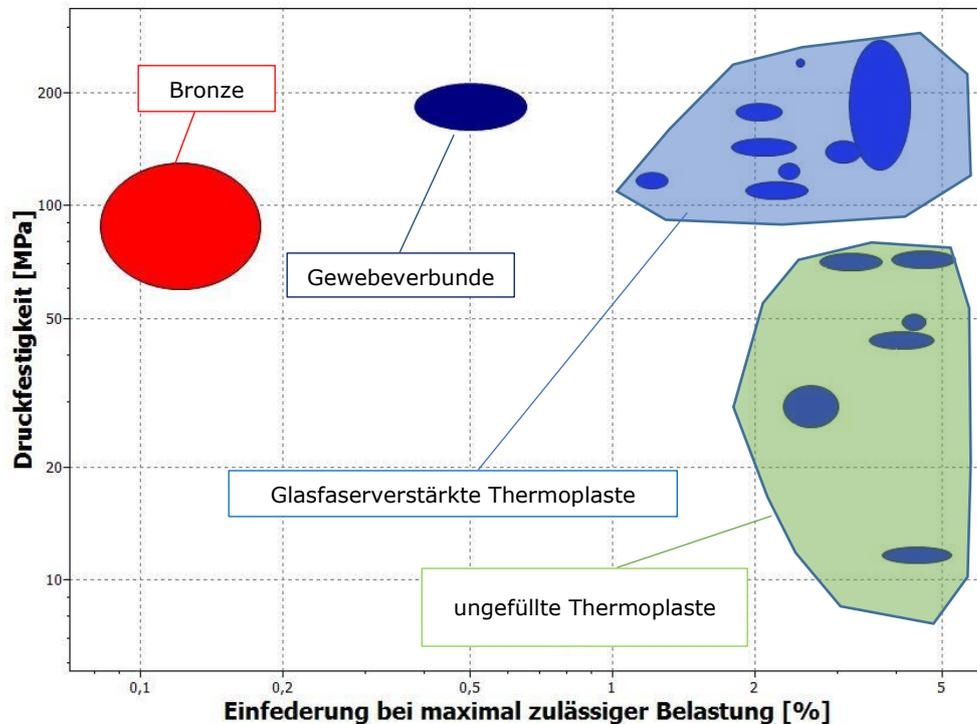


Abb. 156: Führungselementwerkstoffe als Funktion der Druckfestigkeit und der Einfeldung

Im weiteren Verlauf werden die verwendeten Probekörper, Prüfparameter sowie Einflüsse auf die Ergebnisse der Zug- und Druckversuche erläutert. Es konnte festgestellt werden, dass vor allem die Ergebnisse des Druckversuchs sehr stark von den Umgebungsbedingungen (Reibung, Probekörpergeometrie) abhängig sind. Ein weiterer Bestandteil in dieser Masterarbeit sind die Versuche am statischen Führungsringsprüfstand, wobei allgemein der Prüfaufbau, die Vorgehensweise zur Erstellung eines Prüfprogramms sowie Korrekturen zum Vergleich mit den Ergebnissen des Druckversuchs dargestellt sind.

Die Versuche an der Zug-Druckprüfmaschine bzw. am statischen Führungsringsprüfstand wurden allesamt mit dem Werkstoff ECOTAL (POM) durchgeführt.

Folgende Eigenschaften bzw. Einflüsse konnten dabei ermittelt werden:

- Steifigkeit,
- Streckspannung und Streckdehnung,
- Bruchspannung und Bruchdehnung,
- Temperatureinfluss,
- Geschwindigkeitseinfluss

Dabei konnte festgestellt werden, dass sich ECOTAL bei Zug- und Druckbelastung hinsichtlich Steifigkeit im Bereich kleiner Dehnungen ( $\epsilon < 5$  [%]) annähernd gleich verhält (Abb. 157).

**Unterschied in der Steifigkeit zwischen Zug- und Druckbelastung für ECOTAL (50mm/min)**

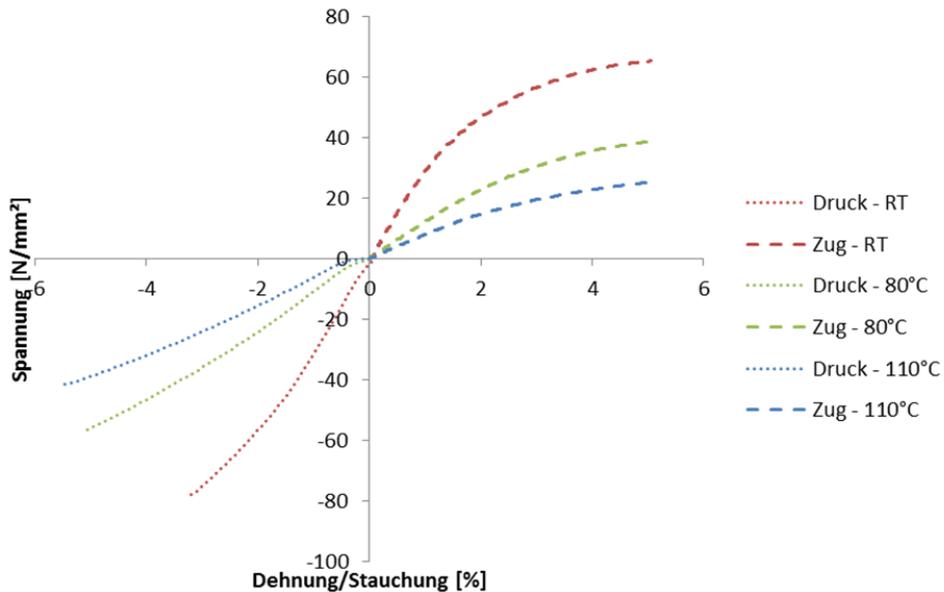


Abb. 157: Zug- bzw. Druckverhalten für den Werkstoff ECOTAL

Der statische Führungsringsprüfstand stellt einen Vergleich zum Hydraulikzylinder dar, und kann daher als Bauteilprüfstand angesehen werden. Dabei ist die Belastungssituation dem eines Hydraulikzylinders angepasst. Ein Vergleich zwischen Druckversuch und Prüfstand hinsichtlich Spannungs-Stauchungs-Verhalten konnte mithilfe mehrerer FEM Berechnungen, welche den mehrachsigen Spannungszustand berücksichtigen, hergestellt werden. Da die Ergebnisse aus dem Druckversuch und dem Bauteilprüfstand sehr gut übereinstimmen kann die maximal zulässige statische Beanspruchung der Führungselemente (elastische Grenzspannung) aus dem relativ einfach durchzuführenden Druckversuch ermittelt bzw. abgeschätzt werden.

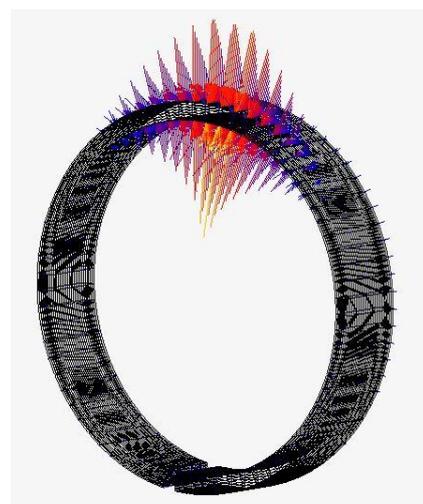
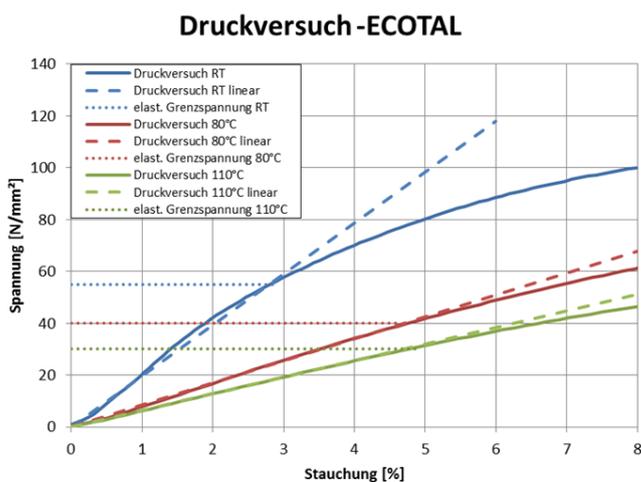


Abb. 158: Input der Druckversuchsdaten (links) um die Belastungssituation der Führungselemente am Bauteilprüfstand (rechts) zu ermitteln

Der letzte Abschnitt widmet sich der Dimensionierung bzw. Auslegung der Führungselemente, wobei alle gewonnenen Erkenntnisse aus dieser Masterarbeit in die Berechnung der Mindestbreite einfließen.

Eine Dimensionierung von Führungselementen kann somit mithilfe von relativ einfach ermittelbaren Festigkeitskennwerten und Korrekturfaktoren für die Geometrie und das Langzeitverhalten durchgeführt werden. Untenstehende Formel kann für die Berechnung der Breite des Führungselementes verwendet werden.

$$B [mm] = \frac{F}{E_0 * f_{E(\varepsilon,t,T)} * \varepsilon_{max} * f_{\varepsilon(x_f,\varepsilon)} * f_{SS} * d}$$

Dabei wird in Abhängigkeit der Belastung auf die Führungselemente die Steifigkeit des Werkstoffes als Funktion von der Temperatur, der Einfederung sowie der Zeitdauer berücksichtigt. Des Weiteren fließt in die Berechnung die Abnahme der Kontaktfläche mit steigendem Führungsspiel und sinkender Einfederung sowie der Verlust an Kontaktfläche aufgrund des Schnittspaltes mit ein. Die Berechnung der Mindestbreite bezieht sich dabei auf rein statische Kennwerte.

## 6.) Schlussfolgerung

### Werkstoffanalyse und Berechnung

Betrachtet wurden Zug- und Druckversuche sowie eine DMA für den Werkstoff ECOTAL (Polyoxymethylen). Des Weiteren wurden Versuche an einem einfachen Prüfstand zur Bauteilprüfung durchgeführt.

- Die ermittelten Werte stimmen unter Berücksichtigung der Geometrie überein, das heißt, es können einerseits Bauteilprüfungen zur Materialcharakterisierung und andererseits Erkenntnisse aus Materialprüfungen für den Vergleich der Führungselemente verwendet werden.
- Der wichtigste Materialkennwert ist der Zug- bzw. Druckmodul und seine Veränderung über der Temperatur und der Zeit.
- Für die Auslegung eines Führungselementes ist es erforderlich die Kriechdaten eines Werkstoffes zu kennen.
- Der Dimensionierungsablauf wurde mit der Berechnung eines Führungselementes aus POM durchgeführt und mit derzeit üblichen Berechnungsformeln verglichen, wobei das Ergebnis verifiziert werden konnte.

### Werkstoffspektrum

Basierend auf dem Anforderungsprofil von Führungselementen wurde mithilfe der CES Software eine Werkstoffauswahl getroffen.

- Die gefundenen Werkstoffe stimmen zum größten Teil mit dem am Markt üblichen Werkstoffen überein.
- Manche Werkstoffe fielen raus, weil bestimmte Randbedingungen nicht für alle Anwendungsfälle zutreffend sind bzw. trotz dieser Einschränkungen verwendet werden.

- Zusätzlich gefundene Werkstoffe sind im Wesentlichen Hochleistungsthermoplaste, die in der Praxis aufgrund des Werkstoffpreises nicht verwendet werden.

## **7.) Ausblick**

Durch die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen werden nun folgende weiterführende Tätigkeiten ermöglicht.

- Systematische Analyse und Vergleich von bestehenden Führungselementen bei unterschiedlichen Temperaturen am statischen Führungsringsprüfstand (Wichtig ist, nur bis zur Streckgrenze des verwendeten Werkstoffes zu belasten, das heißt, maximal 4 [%] Einfederung)
- Empfohlen wird weiters, die Deformation der Führungselemente am Bauteilprüfstand auch nach längerer Zeit zu messen, da man dadurch relativ einfach Kriechdaten erhält.
- Analyse von möglichen Führungselementwerkstoffen und Erarbeitung zulässiger Druckfestigkeiten für die Dimensionierung von Führungselementen
  - entweder Zugversuch/Druckversuch und Kriechversuch
  - oder Zugversuch/Druckversuch und Bauteilprüfung am Führungsringsprüfstand
- Da in dieser Arbeit keine dynamischen und tribologischen Versuche durchgeführt wurden, werden Untersuchungen in Bezug auf Verschleiß der Führungselemente empfohlen

## 8.) Literaturverzeichnis

- [1] SKF Group; „*Hydraulic Seals*“, Ausgabe 05/2014, PUB SE/P1 12393/2 EN
- [2] Merkel Freudenberg; „*Technisches Handbuch*“, Ausgabe 2009
- [3] Müller H.K.; „*Fachwissen Dichtungstechnik*“, Ausgabe 04/2005
- [4] Schaeffler Technologies; „*Metall Polymer Verbundgleitlager*“, Feb. 2012
- [5] Wikipedia; „[https://de.wikipedia.org/wiki/Elastizit%C3%A4t\\_\(Physik\)](https://de.wikipedia.org/wiki/Elastizit%C3%A4t_(Physik))“, Sep. 2015
- [6] Trelleborg Sealing Solutions; „*Hydraulik Dichtungen – linear*“, Ausgabe Feb. 2013
- [7] Baur, Brinkmann, Osswald, Rudolph, Schmachtenberg; „*Saechtling Kunststoff Taschenbuch*“, 31. Ausgabe, August 2013
- [8] CES Material Selector; „*BASF - Ultraform N2310 p*“, Version 2015
- [9] CES Material Selector; „*Werkstoffdatenblätter*“, Version 2015
- [10] CES Material Selector; „*DuPont - Zytel 7300 NC010*“, Version 2015
- [11] Michael F. Ashby; „*Materials Selection in Mechanical Design*“, 2. Ausgabe, 1999, ISBN 0 7506 4357 9
- [12] CAMPUS Plastics; „<http://www.campusplastics.com/>“, Sep. 2015
- [13] Schreier Metall; „[http://www.schreier-metall.de/de/lief\\_07.html](http://www.schreier-metall.de/de/lief_07.html)“, CuSn11Pb2-C, Juni 2015
- [14] Olbrich M.; „*Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen*“, Dissertation, Universität Stuttgart, 2002
- [15] Swete W.; „*Betriebsverhalten von PTFE-Rotationsdichtungen*“, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2008
- [16] CES Material Selector; „*Ticona - Celstran PA66-GF40, Celanese PA66-unfilled*“, Version 2015
- [17] Wikipedia; „<https://de.wikipedia.org/wiki/Hydraulikzylinder>“, März 2015
- [18] Wikipedia; „<https://de.wikipedia.org/wiki/Druckversuch>“, Februar 2015
- [19] SKF; „*Fertigungstoleranzen für gedrehte Dichtungen*“, Ausgabe 05-2015
- [20] SKF; „*Profilbeschreibungen für gedrehte Dichtungen*“, Ausgabe 03-2004
- [21] Johannes Steinhaus; „*Untersuchung der Reaktionskinetik von Photopolymeren im Dentalbereich*“, Diplomarbeit, Universität Regensburg, 2003
- [22] ISGATEC; „*Jahrbuch der Dichtungstechnik 2004*“, ISBN 3-7785-3028-3
- [23] Wikipedia; „<https://de.wikipedia.org/wiki/Stribeck-Kurve>“, Apr. 2015
- [24] Kern GmbH; „<http://www.kern.de>“, März 2015

## 9.) Abbildungsverzeichnis

Abb. 1: Doppeltwirkender Hydraulikzylinder [1] .....	1
Abb. 2: Funktion einer Dichtung [3] .....	3
Abb. 3: Dichtsystem eines Hydraulikzylinders [1] .....	4
Abb. 4: radiale Belastung der Führungselemente [1].....	5
Abb. 5: Einflussgrößen auf die Belastung der Führungselemente .....	6
Abb. 6: Einflüsse auf die Werkstoffkennwerte [7] .....	7
Abb. 7: Spannungs-Dehnungs-Diagramm unterschiedlicher Kunststoffe [7] .....	8
Abb. 8: Sekantenmodul für glasfaserverstärktes PA 6 [7] .....	9
Abb. 9: schematische Darstellung des Druckversuchs [18] .....	10
Abb. 10: Einfluss der Beanspruchungsgeschwindigkeit auf das mech. Verhalten [7] .....	11
Abb. 11: Zeit-Dehn Linien von PBT bei 23 [°C] und unterschiedlichen Belastungen (links) bzw. isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm von PBT bei 23 [°C] [7] .....	12
Abb. 12: Sekanten-Kriechmodul von PBT bei 23 [°C] [7] .....	13
Abb. 13: Isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm für unverstärkte Thermoplaste bei 23 [°C] (links) bzw. 60 [°C] (rechts) und 1000 [h] [7] .....	14
Abb. 14: Isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm für verstärkte Thermoplaste (25-35% GF) bei 23 [°C] (links) bzw. 60 [°C] (rechts) und 1000 [h] [7] .....	14
Abb. 15: Wöhler-Kurven unterschiedlicher Thermoplaste und Duroplaste bei einer Testfrequenz von 30 [Hz] um die Mittelspannung [7] .....	16
Abb. 16: Komplexe Darstellungsweise des E-Moduls .....	17
Abb. 17: Schematische Darstellung der Signale eines kraftgesteuerten Schwingversuchs [21] .....	19
Abb. 18: Schematischer Aufbau einer vertikalen DMA Prüfvorrichtung mit den möglichen Probengeometrien und -halterungen [21] .....	19
Abb. 19: Schematische Darstellung typischer DMA-Kurven eines amorphen Kunststoffes [21] .....	20
Abb. 20: Abhängigkeit des Schubmoduls von der Temperatur bei PS [7] .....	21
Abb. 21: Abhängigkeit des Schubmoduls von der Temperatur bei PE-HD [7] .....	22
Abb. 22: Abhängigkeit des Schubmoduls von der Temperatur für verstärktes UP-Harz. [7] .....	22
Abb. 23: Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit (Frequenz) auf die Ergebnisse in der DMA [7] .....	23
Abb. 24: Gleichgewichts-Wasseraufnahme in Abhängigkeit von der relativen Luftfeuchte von Polyamiden [7] .....	24
Abb. 25: Spannungs-Dehnungs-Diagramm für PA 6 (konditioniert, 4% Wasseranteil) bzw. PA 6 (getrocknet) [10] .....	25
Abb. 26: Einfluss des Glasfaseranteils auf die Wasseraufnahme von PA6 bzw. PA66 [24] .....	26
Abb. 27: Reibungskoeffizient $\mu$ für geläufige Lagerkombinationen [11] .....	27
Abb. 28: Einfluss der Oberflächenrauheit des metallischen Partners auf den adhäsiven und deformierbaren Anteil der Reibungszahl [7] .....	28
Abb. 29: Stick-Slip Effekt: links: physikalische Darstellung, rechts: schwankende Reibungszahl [7] .....	29
Abb. 30: Stribeck-Kurve [23] .....	29
Abb. 31: Schematische Darstellung zur Bestimmung des lin. Verschleißbetrages $w_l$ [7] .....	30
Abb. 32: Unterschiedliche Geometrien von Führungselementen .....	36
Abb. 33: Spannungsverteilung bei rechteckiger Geometrie (links) und konvexer Geometrie (rechts) [2] .....	37
Abb. 34: Teardrop Oberflächenstruktur [6] .....	37
Abb. 35: Verhinderung des axialen Druckaufbaus bei metallischen (Spiralnut) und polymeren Führungen (Stoßspalt) [2] .....	38
Abb. 36: Winkelfehlstellung [2] .....	39
Abb. 37: Kontaktfläche bei Metallführung (links) und polymerer Führung (rechts) [1] .....	40
Abb. 38: Metallführung (links) im Vergleich mit polymerer Führung (rechts) [2] .....	41
Abb. 39: Kräfte im Hydraulikzylinder .....	42
Abb. 40: radiale Belastung durch die Druckkraft im Falle einer Winkelfehlstellung $\alpha$ .....	43
Abb. 41: Fertigungstoleranzen Führungselement [19] .....	44
Abb. 42: Fertigungstoleranzen Einbauraum [20] .....	44
Abb. 43: Exzentrizität aufgrund des Führungsspiels .....	45
Abb. 44: Winkelabweichung aufgrund des Führungsspieles .....	45
Abb. 45: minimaler und maximaler Dichtspalt .....	46
Abb. 46: Extrusionsspalt (links), Extrusionsbeständigkeit verschiedener Werkstoffe als Funktion der Temperatur und des Druckes (rechts) [1] .....	47
Abb. 47: Einfluss der Dimension des Hydraulikzylinders auf das Führungsspiel .....	49
Abb. 48: Primärdichtung (kleinster Dichtspalt) [1] .....	49
Abb. 49: elastische (oben) und plastische Deformation (unten) .....	51
Abb. 50: Theoretische Lastverteilung und Kontaktfläche der Führungselemente [1] .....	53
Abb. 51: Kräfte im Hydraulikzylinder .....	54
Abb. 52: Spannungs-Dehnungsdiagramm mit gleicher Steigung im Zug- und im Druckbereich .....	56
Abb. 53: Isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm von POM bei 23 [°C] [8] .....	57
Abb. 54: Isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm von POM bei 40 [°C] [8] .....	57
Abb. 55: Isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm von POM bei 80 [°C] [8] .....	57
Abb. 56: Kriechmodul als Funktion der Dehnung bei RT .....	58

Abb. 57: Kriechmodul als Funktion der Dehnung bei 40 [°C] .....	58
Abb. 58: Kriechmodul als Funktion der Dehnung bei 80 [°C] .....	58
Abb. 59: Korrekturfaktor $f_{E(\epsilon, t, T)}$ für 0 [h] (links) und 10 [h] (rechts).....	59
Abb. 60: Korrekturfaktor $f_{E(\epsilon, t, T)}$ für 100 [h] (links) und 1000 [h] (rechts).....	59
Abb. 61: Korrekturfaktor $f_{E(\epsilon, t, T)}$ für 10000 [h].....	59
Abb. 62: Einfluss der Wandstärke .....	61
Abb. 63: Einfluss des Führungsspiels auf die Kontaktfläche (links: $x_{fmax}$ , rechts: $x_{fmin}$ ) .....	62
Abb. 64: 2D Schnittdarstellung Führungsringprüfstand .....	64
Abb. 65: Belastungssituation der Führungselemente bei Winkelfehlstellung.....	64
Abb. 66: Einfluss der Winkelfehlstellung $\alpha$ auf die Kontaktfläche (links) und auf die Einfederung (rechts) .....	65
Abb. 67: Kontaktfläche bei kleinem (links) und großem $\alpha$ (rechts) .....	65
Abb. 68: Führungsring Prüfstand - exzentrische Belastung (e) .....	67
Abb. 69: Führungsring Prüfstand - Belastung durch eine Winkelfehlstellung ( $\alpha$ ).....	67
Abb. 70: Deformation $\epsilon$ des ECOTAL Führungselements bei exzentrischer Belastung .....	68
Abb. 71: Deformation $\epsilon$ des Bronze Führungselements bei exzentrischer Belastung .....	68
Abb. 72: Kontaktfläche bei exzentrischer Belastung (links: Bronze, rechts: ECOTAL).....	69
Abb. 73: Spannungsverteilung bei maximal zulässiger Einfederung und exzentrischer Belastung: links: Bronze, rechts: ECOTAL.....	69
Abb. 74: Deformation $\epsilon$ bei maximal zulässiger Belastung der Führungselemente im Falle einer Winkelfehlstellung .....	70
Abb. 75: Kontaktfläche bei Winkelfehlstellung (links: Bronze, rechts: ECOTAL) .....	71
Abb. 76: Veränderung der Kontaktfläche mit der Einfederung $\epsilon$ für ein Führungsspiel $x_f$ von 0,1 [mm] .....	72
Abb. 77: Veränderung der Kontaktfläche mit dem Führungsspiel $x_f$ bei einer Einfederung von 1%.....	73
Abb. 78: Korrekturfaktor $f_\epsilon$ .....	73
Abb. 79: Unterschiedliche Schnittauführungen für Führungselemente [1].....	75
Abb. 80: Einfluss des Schnittspaltes auf die Größe der Kontaktfläche .....	75
Abb. 81: Abmessungen des Führungselementes zur Berechnung der korrigierten Kontaktfläche aufgrund des Schnittspaltes .....	76
Abb. 82: Empfohlene Vorgehensweise bei der Werkstoffwahl mithilfe der CES Selector Software .....	77
Abb. 83: Führungselemente im Hydraulikzylinder .....	78
Abb. 84: Verschleißkoeffizient über die Härte [11] .....	80
Abb. 85: Zugstab 1A nach ISO 527-2.....	83
Abb. 86: Druckprüfkörper nach EN ISO 604 .....	84
Abb. 87: Nachstellung des Druckversuchs im FEM .....	85
Abb. 88: Druckversuch mit unterschiedlichen Probekörperhöhen für ECOTAL .....	86
Abb. 89: Einfluss der Probekörperhöhe auf die Steifigkeit für ECOTAL .....	86
Abb. 90: Sekantenmodul bei unterschiedlichen Probekörperhöhen für ECOTAL .....	87
Abb. 91: Schematischer Aufbau der Druckprüfmaschine .....	88
Abb. 92: Nachgiebigkeit der Druckprüfmaschine.....	88
Abb. 93: Wärmeausdehnung der Druckprüfmaschine .....	89
Abb. 94: Statischer Führungsringprüfstand .....	90
Abb. 95: Prüfaufbau des statischen Führungsringprüfstandes .....	91
Abb. 96: Markierung der Kolbenstange.....	92
Abb. 97: Kraftsituation bei mittlerer Lage der Kolbenstange .....	92
Abb. 98: Position der Kolbenstange bei mittlerer Lage (ML-MR) .....	93
Abb. 99: Außermittige axiale Lage der Kolbenstange (FL-FR) .....	93
Abb. 100: Abmessungen des Führungsringprüfstandes (exzentrische Lage der Kolbenstange).....	94
Abb. 101: Statischer Führungsringprüfstand – Winkelfehlstellung bei Belastung durch die Gewichtskraft und außermittiger Lage der Kolbenstange .....	95
Abb. 102: Kontakt Kolbenstange/Führungselement bei Belastung durch die Gewichtskraft und außermittiger Lage der Kolbenstange .....	95
Abb. 103: Kontaktfläche (links) und Kontaktkräfte (rechts) bei Belastung durch die Gewichtskraft und außermittiger Lage der Kolbenstange .....	96
Abb. 104: Kraftsituation beim statischen Führungsringprüfstand .....	97
Abb. 105: Hydraulikzylinder zur Kraftaufbringung .....	97
Abb. 106: Maximal zulässige statische Flächenpressung $p_{FE-max}$ in Abhängigkeit der Temperatur .....	98
Abb. 107: radiale Positionsänderung der Kolbenstange über die Belastung des linken Führungselementes bei RT, 80 und 110 [°C].....	101
Abb. 108: Berechnung der Winkelfehlstellung $\alpha$ am statischen Führungsringprüfstand.....	101
Abb. 109: Abmessungen am statischen Führungsringprüfstand (1).....	102
Abb. 110: Abmessungen am statischen Führungsringprüfstand (2) .....	103
Abb. 111: Abmessungen am statischen Führungsringprüfstand (3) .....	103
Abb. 112: Abmessungen am statischen Führungsringprüfstand (4) .....	104
Abb. 113: negative Einfederung (Kolbenstange liegt nicht über die gesamte Breite des Führungselementes auf) .....	105
Abb. 114: Einfluss der Wärmeausdehnung des Führungselementes auf das Führungsspiel und auf die Größe der Kontaktfläche (links: 20 [°C], rechts: 80 [°C]) .....	105
Abb. 115: Vergleich des Spannungszustandes zwischen Druckversuch und Führungsringprüfstand .....	106

Abb. 116: 3-dimensionaler Spannungszustand am Führungselement beim Führungsringsprüfstand .....	107
Abb. 117: Verlauf der Spannungen über den Umfang des Führungselementes für verschiedene Breiten des Führungselementes.....	108
Abb. 118: Berechnung des Mittelwertes der Spannungsverteilung.....	109
Abb. 119: Unterschied in der Flächenpressung am Führungselement zwischen Statik Betrachtung und FEM Betrachtung .....	110
Abb. 120: Führungsringsinsatz am LP3 .....	112
Abb. 121: maximales (links) und minimales (rechts) Führungsspiel am LP3 .....	112
Abb. 122: Werkstoffe welche die Randbedingung $2 [\%] < Re/E < 5 [\%]$ erfüllen.....	114
Abb. 123: Werkstoffe welche die Randbedingung $T > 110 [^{\circ}C]$ erfüllen .....	115
Abb. 124: Werkstoffe welche die Randbedingung $T < -40 [^{\circ}C]$ erfüllen .....	116
Abb. 125: Werkstoffe welche die Randbedingung Bruchdehnung $> 5 [\%]$ erfüllen .....	117
Abb. 126: Werkstoffe welche die Randbedingung $\sigma_D > 50 [MPa]$ erfüllen .....	117
Abb. 127: Werkstoffe welche die Randbedingung $H < 600 [HV]$ erfüllen .....	118
Abb. 128: Streckspannung über die Einfederung für Standardführungselementwerkstoffe.....	123
Abb. 129: Druckfestigkeit über die Einfederung für Standardführungselementwerkstoffe .....	123
Abb. 130: Spannungs-Dehnungsverhalten mit unterschiedlichen Füllstoffen im Zugversuch [14] .....	125
Abb. 131: Spannungs-Zeitverhalten mit unterschiedlichen Füllstoffen im Relaxationsversuch [14] .....	126
Abb. 132: Wärmeausdehnung von PTFE in Abhängigkeit der Temperatur [14].....	126
Abb. 133: Einfluss von Glasfasern auf das mechanische Verhalten von PA 66 [16].....	127
Abb. 134: Kriechkurven für POM bei $23 [^{\circ}C]$ und unterschiedlichen Belastungen [7] .....	128
Abb. 135: Werkstoffkennwerte für ECOTAL aus dem Spannungs-Dehnungsdiagramm .....	133
Abb. 136: Normgerechte Ermittlung des E-Moduls für ECOTAL .....	134
Abb. 137: Ermittlung des Sekantenmoduls aus dem Spannungs-Dehnungs-Diagramm .....	134
Abb. 138: Temperatureinfluss auf das mech. Verhalten für ECOTAL bei Zugbelastung .....	135
Abb. 139: Einfluss der Belastungsgeschwindigkeit auf das mech. Verhalten für ECOTAL bei Zugbelastung ....	135
Abb. 140: Speichermodul als Funktion der Temperatur.....	136
Abb. 141: Kraft-Stauchungs-Diagramm für ECOTAL bei RT, 80 und $110 [^{\circ}C]$ .....	138
Abb. 142: Temperatureinfluss auf das mech. Verhalten für ECOTAL bei Druckbelastung .....	138
Abb. 143: Einfluss der Belastungsrichtung (Zug, Druck) auf das mech. Verhalten bei unterschiedlichen Temperaturen für ECOTAL .....	139
Abb. 144: Ergebnisse vom statischen Führungsringsprüfstand im Vergleich zum Druckversuch bei Raumtemperatur .....	141
Abb. 145: Ergebnisse vom statischen Führungsringsprüfstand im Vergleich zum Druckversuch bei $80 [^{\circ}C]$ ....	142
Abb. 146: Ergebnisse vom statischen Führungsringsprüfstand im Vergleich zum Druckversuch bei $110 [^{\circ}C]$ ..	142
Abb. 147: Bestimmung des elastischen Ersatz-E-Moduls aus dem isochronen Spannungs-Dehnungs-Diagramm [7] .....	145
Abb. 148: Beschreibung des Kriechens durch die Modellvorstellung des idealelastischen Ersatzwerkstoffs [7]	145
Abb. 149: Temperaturabhängigkeit der Querkontraktionszahl [7] .....	146
Abb. 150: Abhängigkeit der Querkontraktionszahl von Glasfasergewichtsanteil und Orientierung [7].....	147
Abb. 151: Einsatzgebiete, Aufgaben und Belastungen der Führungselemente .....	152
Abb. 152: Werkstoffkennwerte und deren Einflüsse .....	152
Abb. 153: Mitbewerber Analyse .....	153
Abb. 154: Dichtspalte in einem Hydraulikzylinder .....	153
Abb. 155: Kriechmodul für den Werkstoff POM .....	154
Abb. 156: Führungselementwerkstoffe als Funktion der Druckfestigkeit und der Einfederung .....	155
Abb. 157: Zug- bzw. Druckverhalten für den Werkstoff ECOTAL .....	156
Abb. 158: Input der Druckversuchsdaten (links) um die Belastungssituation der Führungselemente am Bauteilprüfstand (rechts) zu ermitteln .....	156

## 10.) Tabellenverzeichnis

Tab. 1: Mechanischer Verlustfaktor $\tan \delta$ [7] .....	15
Tab. 2: Tribologische Eigenschaftsänderungen durch Füllstoffe und Strahlenvernetzung [7] .....	31
Tab. 3: Derzeit verwendete Führungsringwerkstoffe und deren Einsatzgrenzen .....	33
Tab. 4: Abmessungen des Führungselementes für einen Standardhydraulikzylinder .....	48
Tab. 5: Führungsspiel für unterschiedliche Führungsringwerkstoffe .....	48
Tab. 6: Einflüsse auf die Kontaktfläche .....	52
Tab. 7: Druck- und Zugmodul für thermoplastische Werkstoffe [12] .....	56
Tab. 8: Berechnung von $f_E$ in Abhängigkeit der Zeit, der Temperatur und der Dehnung .....	60
Tab. 9: Einfluss des Führungsspiels auf die Kontaktfläche (50x55x9,7).....	62
Tab. 10: Kontaktfläche bei exzentrischer Belastung für Bronze und ECOTAL.....	69
Tab. 11: Kontaktfläche bei Winkelfehlstellung für Bronze und ECOTAL.....	71
Tab. 12: Einfluss der Steifigkeit auf das Verhalten der Führungselemente.....	71
Tab. 13: Prüfparameter beim Zugversuch .....	84
Tab. 14: Prüfparameter beim Druckversuch .....	84
Tab. 15: Stauchung bei konstanter Belastung als Funktion der Probekörperhöhe .....	86
Tab. 16: Bedeutung der Markierungen auf der Kolbenstange.....	92
Tab. 17: Kräfte auf die Führungselemente bei Belastung durch die Gewichtskraft bei außermittiger Lage der Kolbenstange.....	95
Tab. 18: Radiale Positionsänderung der Kolbenstange bei Belastung durch die Gewichtskraft bei außermittiger Lage der Kolbenstange.....	95
Tab. 19: Maximale Einfederung bei Belastung durch die Gewichtskraft und außermittiger Lage der Kolbenstange .....	96
Tab. 20: maximal zulässige statische Flächenpressung für ECOTAL.....	99
Tab. 21: Prüfprogramm für ECOTAL Führungselemente bei RT .....	99
Tab. 22: Prüfprogramm für ECOTAL Führungselemente bei 80 [°C] .....	100
Tab. 23: Prüfprogramm für ECOTAL Führungselemente bei 110 [°C].....	100
Tab. 24: Zuordnung der Prüfläufe .....	100
Tab. 25: Eingabeparameter für die FEM Berechnung .....	107
Tab. 26: minimales und maximaler Führungsspiel für den LP3.....	111
Tab. 27: minimaler und maximaler Dichtspalt am LP3 .....	113
Tab. 28: Ranking nach der Ermüdungsfestigkeit bei $10^7$ Lastzyklen [9] .....	119
Tab. 29: Ranking nach der Festigkeit [9] .....	119
Tab. 30: Ranking nach der Steifigkeit [9] .....	119
Tab. 31: Ranking nach der Druckfestigkeit [9] .....	120
Tab. 32: Ranking nach der Bruchzähigkeit [9].....	120
Tab. 33: Ranking nach dem Werkstoffpreis [9].....	121
Tab. 34: Standardführungselementwerkstoffe nach dem E-Modul gereiht [9] .....	122
Tab. 35: Standardführungselementwerkstoffe nach dem Preis gereiht [9].....	124
Tab. 36: Vor- und Nachteile von PTFE bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff .....	127
Tab. 37: Vor- und Nachteile von Standardthermoplasten bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff .....	129
Tab. 38: Vor- und Nachteile von Hochleistungsthermoplasten bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff .....	130
Tab. 39: Vor- und Nachteile von gewebeverstärkten Verbundmaterialien bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff .....	131
Tab. 40: Vor- und Nachteile von Bronze und Metallverbunden bei der Verwendung als Führungselementwerkstoff .....	132
Tab. 41: Werkstoffkennwerte aus dem Zugversuch für ECOTAL .....	133
Tab. 42: Werkstoffkennwerte aus dem Zugversuch für ECOTAL bei RT, 80 und 110 [°C] .....	135
Tab. 43: Werkstoffkennwerte für ECOTAL bei 2, 10, 50, 200 und 1000 [mm/min] .....	136
Tab. 44: Vergleich der Steifigkeiten aus DMA und Zugversuch für ECOTAL.....	137
Tab. 45: Druckmodul für ECOTAL bei RT, 80 und 110 [°C].....	139
Tab. 46: Unterschied zwischen Zug- und Druckmodul bei unterschiedlichen Temp. für ECOTAL .....	139
Tab. 47: Prüflaufnummerierung, Zuordnung der Führungselemente und Abmessungen der Führungselemente vor dem Prüflauf .....	140
Tab. 48: Messwerte $e_1$ bzw. $e_2$ für ECOTAL bei RT, 80 und 110 [°C].....	141
Tab. 49: plastische Deformation der Führungselemente nach der Prüfung.....	143
Tab. 50: Korrekturfaktoren für die Dimensionierung der Führungselemente .....	154

## 11.) Formelverzeichnis

(1)	radiale Kraft auf Kolbenführungselement.....	5
(2)	radiale Kraft auf Stangenführungselement.....	5
(3)	Coulombsches Reibungsgesetz.....	28
(4)	Reibungskoeffizient $\mu$ .....	28
(5)	Volumetrische Verschleißrate.....	30
(6)	spezifische Verschleißrate.....	30
(7)	Verschleißkoeffizient.....	30
(8)	Verschleißkoeffizient.....	30
(9)	elastische Einfederung als $f(F,A,E)$ .....	50
(10)	Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenlaufläche als $f(F, E, \epsilon)$ .....	51
(11)	Zylinderdruckkraft.....	53
(12)	Zylinderzugkraft.....	53
(13)	projizierte Kolbenfläche.....	53
(14)	projizierte Stangenfläche.....	53
(15)	Einfahrtgeschwindigkeit.....	53
(16)	Ausfahrtgeschwindigkeit.....	53
(17)	minimales Führungsspiel.....	54
(18)	maximales Führungsspiel.....	54
(19)	minimaler Dichtspalt.....	54
(20)	maximaler Dichtspalt.....	54
(21)	Kriechmodul für POM.....	57
(22)	Korrekturfaktor $f_E$ .....	58
(23)	Ersatzmodul.....	59
(24)	Federsteifigkeit als $f(F, \Delta L)$ .....	60
(25)	Federkraft.....	60
(26)	Federsteifigkeit als $f(E,A,WS)$ .....	60
(27)	Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenlaufläche als $f(F, E, \epsilon)$ .....	65
(28)	Korrekturfaktor $f_\epsilon$ .....	72
(29)	korrigierte projizierte Fläche aufgrund des Schnittspaltes.....	74
(30)	Schnittspaltfläche.....	74
(31)	Schnittspalt für $T \leq 80$ [°C] .....	74
(32)	Schnittspalt für $T > 80$ [°C] .....	74
(33)	werkstoffabhängiger Spaltweitenfaktor.....	74
(34)	werkstoffabhängiger Temperaturkorrekturfaktor.....	74
(35)	Korrekturfaktor $f_{SS}$ .....	74
(36)	Verschleiß als $f(p)$ .....	77
(37)	Flächenpressung als $f(F, A, E, \epsilon)$ .....	77
(38)	Kontaktfläche zwischen Führungselement und Gegenlaufläche als $f(F, E, \epsilon)$ .....	77
(39)	Einfederung als $f(Re, E)$ .....	77
(40)	Flächenpressung als $f(H)$ .....	77
(41)	Verschleiß als $f(H)$ .....	77
(42)	maximal zulässige Einfederung.....	79
(43)	maximale Einfederung als $f(Re, E)$ .....	79
(44)	Nachgiebigkeit der Zug-Druck-Prüfmaschine.....	87
(45)	Wärmeausdehnung der Zug-Druck-Prüfmaschine bei 80 [°C] .....	87
(46)	Wärmeausdehnung der Zug-Druck-Prüfmaschine bei 110 [°C] .....	87
(47)	korrigierter Weg aufgrund der Nachgiebigkeit.....	87
(48)	korrigierter Weg aufgrund der Nachgiebigkeit und der Wärmeausdehnung bei 80 [°C] .....	87
(49)	korrigierter Weg aufgrund der Nachgiebigkeit und der Wärmeausdehnung bei 110 [°C] .....	87
(50)	radiale Kräfte auf die Führungselemente bei mittlerer Lage der Kolbenstange.....	90
(51)	projizierte Fläche des am Prüfstand verwendeten Hydraulikzylinders.....	95
(52)	Zylinderdruckkraft als $f(p, A)$ .....	95
(53)	radiale Kraft am linken Führungselement als $f(p)$ .....	96
(54)	radiale Kraft am rechten Führungselement als $f(p)$ .....	96
(55)	projizierte Fläche des Führungselementes.....	96
(56)	Flächenpressung des linken Führungselementes als $f(p)$ .....	96
(57)	Flächenpressung des rechten Führungselementes als $f(p)$ .....	96
(58)	maximaler Druck im Hydraulikzylinder bei Raumtemperatur.....	97
(59)	maximaler Druck im Hydraulikzylinder bei 80 [°C] .....	97
(60)	maximaler Druck im Hydraulikzylinder bei 110 [°C] .....	97
(61)	Winkelfehlstellung am statischen Führungsringprüfstand.....	99
(62)	Abstand von linker Messuhr zum Drehpunkt.....	100
(63)	Abstand von linker Messuhr zur Führungselementmitte.....	100
(64)	Abstand von linker Messuhr zur linken Kante des Führungselementes.....	100
(65)	Abstand von linker Messuhr zur rechten Kante des Führungselementes.....	100

(66)	Abstand vom Drehpunkt zur linken Kante des Führungselementes.....	100
(67)	Abstand vom Drehpunkt zur Führungselementmitte.....	100
(68)	Abstand vom Drehpunkt zur rechten Kante des Führungselementes.....	100
(69)	Abstand von der Kolbenstange zur linken Kante des Führungselementes.....	101
(70)	Abstand von der Kolbenstange zur Führungselementmitte.....	101
(71)	Abstand von der Kolbenstange zur rechten Kante des Führungselementes.....	101
(72)	Führungsspiel unter Berücksichtigung der Wärmeausdehnung.....	102
(73)	Einfederung in [mm] des Führungselementes an der linken Kante des Führungselementes.....	102
(74)	Einfederung in [mm] des Führungselementes in der Mitte des Führungselementes.....	102
(75)	Einfederung in [mm] des Führungselementes an der rechten Kante des Führungselementes.....	102
(76)	Einfederung in [%] des Führungselementes an der linken Kante des Führungselementes.....	102
(77)	Einfederung in [%] des Führungselementes in der Mitte des Führungselementes.....	102
(78)	Einfederung in [%] des Führungselementes an der rechten Kante des Führungselementes.....	102
(79)	Mittelwert der Spannung am Führungselement über den Umfang bei $x_i$ .....	106
(80)	Mittelwert der Gesamtspannung (Flächenpressung) am Führungselement für alle $x_i$ .....	107
(81)	reale Flächenpressung am Führungselement.....	108
(82)	Querschnittsfläche des Probekörpers beim Druckversuch.....	136
(83)	radiale plastische Deformation des Führungselementes nach der Prüfung.....	141
(84)	axiale plastische Deformation des Führungselementes nach der Prüfung.....	141
(85)	Querszahl $v$ .....	144
(86)	maximal zulässige Einfederung am Führungselement.....	146
(87)	Flächenpressung am Führungselement in Abhängigkeit von $F, A, f_\epsilon$ .....	146
(88)	E-Modul als $f(p, \epsilon_{\max})$ .....	147
(89)	Erforderliche Mindestbreite für den Einbauraum des Führungselementes.....	148
(90)	Mindestbreite des Führungselementes als $f(F, E(\epsilon, t, T), \epsilon_{\max}, \text{Toleranzen, Schnittspalt})$ .....	148



## **Anhang: Werkstoffdatenblätter**

Anschließend sind die Standardführungselementwerkstoffe sowie die Werkstoffe aus der Werkstoffwahl mit den dazugehörigen Eigenschaften in Form von Materialdatenblättern aufgelistet. Die Werkstoffdatenblätter wurden dabei direkt aus der CES Selector Software exportiert und sind daher auf Englisch.

### Werkstoffe:

- PTFE (unfilled).....A1
- PTFE (25% glass fibers) .....A2
- ETFE (unfilled) .....A3
- PE-UHMW (unfilled) .....A4
- PA 6 (unfilled) .....A5
- PA 6 (30-33% glass fibers) .....A6
- PA 66 (5% MoS<sub>2</sub>) .....A7
- PA 66 (30-35% glass fibers) .....A8
- POM (unfilled) .....A9
- POM (25% glass fibers) .....A10
- PI (unfilled) .....A11
- PEK (unfilled) .....A12
- PEEK (unfilled) .....A13
- PF (cotton filled) .....A14
- SRP (Self-Reinforced-Polyphenylene) .....A15
- CuSn5Pb10 (Bronze) .....A16



## General information

### Designation

Polytetrafluoroethylene (Granular)

### Tradenames

Algoflon; Durafion; Dyneon; Fluon; Fluorocomp; Fluorosint; Fulton; Marathone; Mikroflon; Murflor; Nitoflon; Polyflon; Polymist; Replofon; RT/Duroid; Rulon; Tarflen; Tecaflon; Teflon; Tekuform; Turcite; Turcon; Ultralam; Voltalef

### Typical uses

Bearings; chemical vessel linings; pipe and valve linings; pumps; impellers; pipes; gaskets; diaphragms; piston rings; high temperature electrical insulation; coating for non-stick applications.

## Composition overview

### Compositional summary

(CF<sub>2</sub>-CF<sub>2</sub>)<sub>n</sub>

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)
Base material	PTFE (Polytetrafluoroethylene)

### Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	100	%
---------	-----	---

### Price

Price	* 11,1	-	12,6	EUR/kg
-------	--------	---	------	--------

### Physical properties

Density	2,14e3	-	2,2e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	--------	---	-------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	0,4	-	0,552	GPa
Yield strength (elastic limit)	19,7	-	21,7	MPa
Tensile strength	20,7	-	34,5	MPa
Elongation	200	-	400	% strain
Compressive modulus	0,402	-	0,423	GPa
Compressive strength	* 11,2	-	12,3	MPa
Flexural modulus	0,537	-	0,564	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	* 29	-	48,3	MPa
Shear modulus	* 0,138	-	0,19	GPa
Bulk modulus	* 1,53	-	1,6	GPa
Poisson's ratio	0,44	-	0,46	
Shape factor	3,7			
Hardness - Vickers	* 5,9	-	6,5	HV
Hardness - Shore D	55	-	60	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	5,75	-	7	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,0725	-	0,1	

### Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 1,32	-	1,8	MPa.m <sup>0.5</sup>
--------------------	--------	---	-----	----------------------

Impact strength, notched 23 °C	15	-	17	kJ/m <sup>2</sup>
<b>Thermal properties</b>				
Melting point	315	-	339	°C
Glass temperature	117	-	130	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	71	-	121	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	31	-	62	°C
Maximum service temperature	250	-	271	°C
Minimum service temperature	-268	-	-200	°C
Thermal conductivity	0,242	-	0,261	W/m.°C
Specific heat capacity	970	-	1,09e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	120	-	170	µstrain/°C
<b>Electrical properties</b>				
Electrical resistivity	3,3e23	-	3e24	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	2	-	2,2	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	1,9e-4	-	2,1e-4	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	18,2	-	19,7	MV/m
Comparative tracking index	600			V
<b>Optical properties</b>				
Refractive index	1,31	-	1,36	
Transparency	Opaque			
<b>Magnetic properties</b>				
Magnetic type	Non-magnetic			
<b>Absorption &amp; permeability</b>				
Water absorption @ 24 hrs	0,005	-	0,01	%
Water vapor transmission	0,166	-	0,184	g.mm/m <sup>2</sup> .day
Permeability (O2)	218	-	363	cm <sup>3</sup> .mm/m <sup>2</sup> .day.atm
<b>Processing properties</b>				
Polymer injection molding	Unsuitable			
Polymer extrusion	Unsuitable			
Polymer thermoforming	Unsuitable			
Linear mold shrinkage	3	-	6	%
Molding pressure range	13,8	-	34,4	MPa
<b>Durability</b>				
Water (fresh)	Excellent			
Water (salt)	Excellent			
Weak acids	Excellent			
Strong acids	Excellent			
Weak alkalis	Excellent			
Strong alkalis	Excellent			
Organic solvents	Excellent			
Oxidation at 500C	Unacceptable			
UV radiation (sunlight)	Good			

Flammability	Non-flammable		
<b>Primary production energy, CO2 and water</b>			
Embodied energy, primary production	109	- 120	MJ/kg
Sources			
114 MJ/kg (Argonne National Laboratory)			
CO2 footprint, primary production	* 5,31	- 5,86	kg/kg
Water usage	* 434	- 480	l/kg
<b>Processing energy, CO2 footprint &amp; water</b>			
Polymer extrusion energy	* 8,03	- 8,85	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,642	- 0,708	kg/kg
Polymer extrusion water	* 5,74	- 8,61	l/kg
Polymer molding energy	* 20,7	- 22,8	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,66	- 1,83	kg/kg
Polymer molding water	* 13,4	- 20,1	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	0,526	- 0,582	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0395	- 0,0436	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 0,989	- 1,09	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0742	- 0,082	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 1,5	- 1,66	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 0,113	- 0,125	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Designation

Polytetrafluoroethylene (25% Glass fiber)

### Tradenames

Algoflon; Duraflon; Dyneon; Fluon; Fluorocomp; Fluorosint; Fulton; Marathone; Mikroflon; Murflor; Nitoflon; Polyflon; Polymist; Replofon; RT/Duroid; Rulon; Tarflen; Tecaflon; Tekuform; Turcite; Turcon; Ultralam; Voltalef

### Typical uses

Bearings; chemical vessel linings; pipe and valve linings; pumps; impellers; pipes; gaskets; diaphragms; piston rings; high temperature electrical insulation; a coating for non-stick applications.

## Composition overview

### Compositional summary

(CF<sub>2</sub>-CF<sub>2</sub>)<sub>n</sub> + glass filler

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)		
Base material	PTFE (Polytetrafluoroethylene)		
% filler (by weight)	25		%
Filler/reinforcement	Glass		
Filler/reinforcement form	Short fiber (<5mm)		

### Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	75		%
Glass (fiber)	25		%

### Price

Price	* 9,92	-	11,5	EUR/kg
-------	--------	---	------	--------

### Physical properties

Density	2,2e3	-	2,3e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	-------	---	-------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	1,38	-	1,65	GPa
Yield strength (elastic limit)	* 11	-	14,9	MPa
Tensile strength	13,8	-	18,6	MPa
Elongation	200	-	300	% strain
Compressive modulus	* 1,38	-	1,65	GPa
Compressive strength	* 6,9	-	9,65	MPa
Flexural modulus	1,31	-	1,62	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	13,1	-	14,5	MPa
Shear modulus	* 0,489	-	0,585	GPa
Bulk modulus	* 2,74	-	2,88	GPa
Poisson's ratio	* 0,4	-	0,42	
Shape factor	9,2			
Hardness - Vickers	* 3,3	-	4,5	HV
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 5,52	-	7,44	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,0282	-	0,0319	

**Impact & fracture properties**

Fracture toughness	* 0,646	-	1,94	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	14	-	15	kJ/m <sup>2</sup>

**Thermal properties**

Melting point	315	-	339	°C
Glass temperature	117	-	130	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	112	-	132	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	* 97	-	120	°C
Maximum service temperature	* 260	-	290	°C
Minimum service temperature	-268	-	-200	°C
Thermal conductivity	0,335	-	0,419	W/m.°C
Specific heat capacity	* 988	-	1,03e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	139	-	180	µstrain/°C

**Electrical properties**

Electrical resistivity	3,3e20	-	3e21	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	2,7	-	2,9	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	* 1,9e-4	-	2,1e-4	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	15	-	30	MV/m

**Optical properties**

Transparency	Opaque
--------------	--------

**Magnetic properties**

Magnetic type	Non-magnetic
---------------	--------------

**Absorption & permeability**

Water absorption @ 24 hrs	0,009	-	0,011	%
---------------------------	-------	---	-------	---

**Processing properties**

Polymer injection molding	Unsuitable			
Polymer extrusion	Unsuitable			
Polymer thermoforming	Unsuitable			
Linear mold shrinkage	1,8	-	2	%
Molding pressure range	20,6	-	55	MPa

**Durability**

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Excellent
Strong acids	Excellent
Weak alkalis	Excellent
Strong alkalis	Excellent
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Good
Flammability	Non-flammable

**Primary production energy, CO2 and water**

Embodied energy, primary production	* 93,3	- 103	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 4,58	- 5,05	kg/kg
Water usage	* 396	- 438	l/kg

**Processing energy, CO2 footprint & water**

Polymer extrusion energy	* 7,86	- 8,66	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,629	- 0,693	kg/kg
Polymer extrusion water	* 5,67	- 8,51	l/kg
Polymer molding energy	* 20,3	- 22,4	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,62	- 1,79	kg/kg
Polymer molding water	* 13,3	- 19,9	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	0,509	- 0,563	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0382	- 0,0422	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 0,82	- 0,906	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0615	- 0,0679	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 1,16	- 1,29	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 0,0873	- 0,0965	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Designation

Ethylene-tetrafluoroethylene

### Tradenames

Aflon; Dyneon

### Typical uses

Linings; Chemical apparatus; Wire coatings; Components for Pumps; Valves; Tower Packings

## Composition overview

### Compositional summary

(CH<sub>2</sub>CH<sub>2</sub>CF<sub>2</sub>CF<sub>2</sub>)<sub>n</sub>

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)
Base material	ETFE (Ethylene tetrafluoroethylene copolymer)

## Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	100	%
---------	-----	---

## Price

Price	* 19,9	- 28,5	EUR/kg
-------	--------	--------	--------

## Physical properties

Density	1,68e3	- 1,72e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	--------	----------	-------------------

## Mechanical properties

Young's modulus	0,807	- 0,848	GPa
Yield strength (elastic limit)	* 34,2	- 37,7	MPa
Tensile strength	42,7	- 47,1	MPa
Elongation	100	- 400	% strain
Compressive modulus	* 0,807	- 0,848	GPa
Compressive strength	* 46,6	- 51,4	MPa
Flexural modulus	1,34	- 1,41	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	36,1	- 39,8	MPa
Shear modulus	* 0,283	- 0,298	GPa
Bulk modulus	* 1,77	- 1,86	GPa
Poisson's ratio	* 0,416	- 0,433	
Shape factor	3,7		
Hardness - Vickers	* 10,2	- 11,3	HV
Hardness - Rockwell M	* 31	- 35	
Hardness - Rockwell R	47,6	- 52,5	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 15,8	- 20,5	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,0472	- 0,0496	

## Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 3,12	- 6,47	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	590	- 600	kJ/m <sup>2</sup>

Impact strength, unnotched 23 °C	* 590	- 600	kJ/m <sup>2</sup>
<b>Thermal properties</b>			
Melting point	259	- 281	°C
Glass temperature	* 78	- 93	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	86	- 123	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	55	- 88	°C
Maximum service temperature	142	- 158	°C
Minimum service temperature	-200		°C
Thermal conductivity	0,229	- 0,248	W/m.°C
Specific heat capacity	* 1,2e3	- 1,25e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	104	- 108	µstrain/°C
<b>Electrical properties</b>			
Electrical resistivity	3,3e21	- 3e22	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	2,5	- 2,7	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	7,6e-4	- 8,4e-4	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	15,1	- 16,4	MV/m
Comparative tracking index	600		V
<b>Optical properties</b>			
Refractive index	1,4		
Transparency	Translucent		
<b>Magnetic properties</b>			
Magnetic type	Non-magnetic		
<b>Absorption &amp; permeability</b>			
Water absorption @ 24 hrs	0,0273	- 0,033	%
Water vapor transmission	0,475	- 0,889	g.mm/m <sup>2</sup> .day
Permeability (O2)	35,8	- 68,9	cm <sup>3</sup> .mm/m <sup>2</sup> .day.atm
<b>Processing properties</b>			
Polymer injection molding	Limited use		
Polymer extrusion	Limited use		
Polymer thermoforming	Unsuitable		
Linear mold shrinkage	3	- 4	%
Melt temperature	255	- 343	°C
Molding pressure range	13,8	- 138	MPa
<b>Durability</b>			
Water (fresh)	Excellent		
Water (salt)	Excellent		
Weak acids	Excellent		
Strong acids	Excellent		
Weak alkalis	Excellent		
Strong alkalis	Excellent		
Organic solvents	Excellent		
Oxidation at 500C	Unacceptable		

UV radiation (sunlight)	Good
Flammability	Self-extinguishing

### Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 227	- 250	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 12,4	- 13,7	kg/kg
Water usage	* 585	- 646	l/kg

### Processing energy, CO2 footprint & water

Polymer extrusion energy	* 5,87	- 6,49	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,441	- 0,487	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,85	- 7,27	l/kg
Polymer molding energy	* 20,1	- 22,2	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,51	- 1,67	kg/kg
Polymer molding water	* 13,2	- 19,8	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)	* 0,749	- 0,827	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0561	- 0,062	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 3,21	- 3,55	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,241	- 0,266	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 5,95	- 6,57	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 0,446	- 0,493	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Designation

Ultra high molecular weight polyethylene / UHMWPE / PE-HD-UHMW (high density homopolymer)

### Tradenames

Avalon, Chemfluor UHMW, Delvon UHMWPE, Formolene HL, Gur, Kern PE-UHMW, Lenite, Lubriblend, Mipelon, Plaslube, Quadrant, Tivar, Stamylan, Total, Tetralene UHMW, Utec

### Typical uses

Can and bottle handling machine parts, moving parts on weaving machines, bearings, gears, artificial joints, chutes and slides for directing particulate solids, butcher's chopping boards and edge protection on ice rinks. Fibers are used in high performance sailcloth.

## Composition overview

### Compositional summary

(CH<sub>2</sub>CH<sub>2</sub>)<sub>n</sub> typical n=100,000-250,000

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)
Base material	PE-UHMW (Polyethylene, ultra high molecular weight)

## Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	100	%
---------	-----	---

## Price

Price	* 1,92	- 2,11	EUR/kg
-------	--------	--------	--------

## Physical properties

Density	931	- 949	kg/m <sup>3</sup>
---------	-----	-------	-------------------

## Mechanical properties

Young's modulus	* 0,894	- 0,963	GPa
Yield strength (elastic limit)	21,4	- 27,6	MPa
Tensile strength	38,6	- 48,3	MPa
Elongation	350	- 525	% strain
Compressive modulus	* 0,894	- 0,963	GPa
Compressive strength	* 25,7	- 33,1	MPa
Flexural modulus	0,894	- 0,963	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	* 54	- 67,6	MPa
Shear modulus	* 0,314	- 0,339	GPa
Bulk modulus	* 1,93	- 2,02	GPa
Poisson's ratio	* 0,413	- 0,43	
Shape factor	4,6		
Hardness - Vickers	* 6,4	- 8,3	HV
Hardness - Rockwell M	* 31	- 35	
Hardness - Rockwell R	47,6	- 52,5	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 15,2	- 19,8	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,0415	- 0,0447	

**Impact & fracture properties**

Fracture toughness	* 1,72	- 5,16	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	95,2	- 105	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, notched -30 °C	95,2	- 105	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched 23 °C	* 590	- 600	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched -30 °C	590	- 600	kJ/m <sup>2</sup>

**Thermal properties**

Melting point	125	- 138	°C
Glass temperature	-125	- -90	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	68	- 82	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	43	- 49	°C
Maximum service temperature	* 80	- 110	°C
Minimum service temperature	-89	- -79	°C
Thermal conductivity	* 0,19	- 0,197	W/m.°C
Specific heat capacity	1,75e3	- 1,81e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	234	- 360	µstrain/°C

**Electrical properties**

Electrical resistivity	3,3e24	- 3e25	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	2,2	- 2,4	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	4e-4	- 6e-4	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	26,9	- 29,1	MV/m
Comparative tracking index	600		V

**Optical properties**

Transparency Translucent

**Magnetic properties**

Magnetic type Non-magnetic

**Absorption & permeability**

Water absorption @ 24 hrs 0,005 - 0,01 %

**Processing properties**

Polymer injection molding	Limited use		
Polymer extrusion	Limited use		
Polymer thermoforming	Limited use		
Linear mold shrinkage	3,64	- 4,4	%
Melt temperature	180	- 280	°C
Mold temperature	30	- 50	°C
Molding pressure range	6,88	- 13,8	MPa

**Durability**

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Excellent
Strong acids	Acceptable

Weak alkalis	Excellent
Strong alkalis	Excellent
Organic solvents	Acceptable
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Good
Flammability	Highly flammable

### Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 91,9	- 101	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 4,32	- 4,76	kg/kg
Water usage	* 86	- 95,1	l/kg

### Processing energy, CO2 footprint & water

Polymer extrusion energy	* 5,91	- 6,53	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,443	- 0,49	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,86	- 7,29	l/kg
Polymer molding energy	* 21,1	- 23,3	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,58	- 1,75	kg/kg
Polymer molding water	* 13,6	- 20,4	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	0,77	- 0,851	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0577	- 0,0638	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 3,42	- 3,78	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,257	- 0,284	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 6,37	- 7,04	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 0,478	- 0,528	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Overview

Note: Polyamides are moisture sensitive. Density, mechanical, impact, and electrical properties on this datasheet are for material conditioned at 50% relative humidity and 23°C. These are more typical of in-use performance than the properties of the dry material. Other properties are for the dry-as-molded material.

### Designation

Polyamide (Nylon) (Type 6, Molding and Extrusion)

### Tradenames

Aaroprene, Akromid, Akulon, Alcom, Altech, Amilan, Aquamid, Armamid, Ashlene, Badamid, Bergamid, Chemlon, Colorcomp, ComAlloy, Comtuf, Cress-alon, Daunyl, Domamid, Durethan, Econyl, Elastoblend, Electrablend, Frianyl, Gravi-Tech, Grilon, Grodnamid, HiFill, Hylon, HylonSelect, Kepamid, Latamid, Latimass, Latistat, Lubriblend, Lumid, Luxy, Miramid, Nilamid, Niretan, Novamid, Nycoa, Nylene, Nylfor, Nyloi, Nymax, Nyrim, OmniLon, Orgalloy, PA Ecotan, Permastat, Plastiblend, Plus Tek, Polifil, Radiflam, Radilon, RamLloy, Reconyl, RTP, Schulablend, Schulamid, Starflam, Stat-Tech, Technyl, Terez, Therma-Tech, Thermocomp, Thermotuf, Thermylon, Trimid, UBE Nylon, Ultramid, Wellamid, Zytel

### Typical uses

Gears; cams; rollers; bearings; nuts and bolts; power tool housing; electrical connectors; combs; coil formers; fuel tanks for cars; kitchen utensils.

## Composition overview

### Compositional summary

$(\text{NH}(\text{CH}_2)_5\text{CO})_n$

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)
Base material	PA6 (Polyamide/nylon 6)

### Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	100	%
---------	-----	---

### Price

Price	* 3,05	- 3,36	EUR/kg
-------	--------	--------	--------

### Physical properties

Density	1,13e3	- 1,15e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	--------	----------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	0,944	- 1,18	GPa
Yield strength (elastic limit)	38,6	- 48,2	MPa
Tensile strength	32,9	- 40,2	MPa
Elongation	41	- 59	% strain
Elongation at yield	14,6	- 27,7	% strain
Compressive modulus	* 1,01	- 1,11	GPa
Compressive strength	* 41,6	- 46	MPa
Flexural modulus	* 0,77	- 0,923	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	* 43,2	- 52,7	MPa
Shear modulus	* 0,38	- 0,4	GPa

Shear strength	* 19,7	- 24,1	MPa
Bulk modulus	* 1,2	- 1,33	GPa
Poisson's ratio	0,34	- 0,36	
Shape factor	3,79		
Hardness - Vickers	* 12,4	- 13,7	HV
Hardness - Rockwell M	* 82,8	- 91,5	
Hardness - Rockwell R	* 82,8	- 91,5	
Hardness - Shore D	* 71,4	- 74,3	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 13,9	- 15,3	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,0273	- 0,0302	

### Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 3,1	- 3,42	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	45,5	- 88,3	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, notched -30 °C	3,62	- 7,87	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched 23 °C	590	- 600	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched -30 °C	590	- 600	kJ/m <sup>2</sup>

### Thermal properties

Melting point	210	- 220	°C
Glass temperature	44	- 56	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	175	- 191	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	68	- 85	°C
Maximum service temperature	90	- 130	°C
Minimum service temperature	-64	- -54	°C
Thermal conductivity	0,233	- 0,253	W/m.°C
Specific heat capacity	1,48e3	- 1,52e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	144	- 149	µstrain/°C

### Electrical properties

Electrical resistivity	3,67e19	- 9,17e20	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	12,1	- 17,1	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	0,0722	- 0,19	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	24,1	- 41	MV/m
Comparative tracking index	600		V

### Optical properties

Refractive index	1,56	- 1,57	
Transparency	Translucent		

### Magnetic properties

Magnetic type	Non-magnetic		
---------------	--------------	--	--

### Absorption & permeability

Water absorption @ 24 hrs	* 1,9	- 3,1	%
Water absorption @ sat	8,2	- 11	%
Humidity absorption @ sat	2,3	- 3,2	%
Water vapor transmission	0,958	- 1,73	g.mm/m <sup>2</sup> .day
Permeability (O <sub>2</sub> )	0,622	- 1,15	cm <sup>3</sup> .mm/m <sup>2</sup> .day.atm

**Processing properties**

Polymer injection molding	Excellent			
Polymer extrusion	Acceptable			
Polymer thermoforming	Limited use			
Linear mold shrinkage	0,3	-	1,5	%
Melt temperature	227	-	288	°C
Mold temperature	40	-	80	°C
Molding pressure range	68,8	-	138	MPa

**Durability**

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Unacceptable
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Limited use
Strong alkalis	Limited use
Organic solvents	Acceptable
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Fair
Flammability	Slow-burning

**Primary production energy, CO2 and water**

Embodied energy, primary production	122	-	134	MJ/kg
-------------------------------------	-----	---	-----	-------

Sources

120 MJ/kg (Kemna et al. 2005); 120 MJ/kg (PlasticsEurope, 2010); 121 MJ/kg (Hammond and Jones, 2008); 123 MJ/kg (Patel, 2003); 156 MJ/kg (Song, Youn, Gutowski, 2009)

CO2 footprint, primary production	8,51	-	9,38	kg/kg
-----------------------------------	------	---	------	-------

Sources

8.56 kg/kg (Kemna et al. 2005); 9.1 kg/kg (PlasticsEurope, 2010); 9.14 kg/kg (Hammond and Jones, 2008)

Water usage	* 176	-	194	l/kg
-------------	-------	---	-----	------

**Processing energy, CO2 footprint & water**

Polymer extrusion energy	* 5,89	-	6,52	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,442	-	0,489	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,86	-	7,29	l/kg
Polymer molding energy	* 20,7	-	22,9	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,55	-	1,72	kg/kg
Polymer molding water	* 13,4	-	20,2	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	1,31	-	1,45	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0982	-	0,109	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 8,82	-	9,75	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,662	-	0,731	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 17,2	-	19	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1,29	-	1,42	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Overview

Note: Polyamides are moisture sensitive. Density, mechanical, impact, and electrical properties on this datasheet are for material conditioned at 50% relative humidity and 23°C. These are more typical of in-use performance than the properties of the dry material. Other properties are for the dry-as-molded material.

### Designation

Polyamide (Nylon) (Type 6, 30-35% Glass Fiber)

### Tradenames

Akromid, Akulon, Amilan, Aqualloy, Aquamid, Armamid, Ashlene, Badamid, Bergamid, Celstran, Daunyl, Durethan, EcoLon, Econyl, Elastoblend, Frianyl, Grilon, Grodnamid, HiFill, Kepamid, Lumid, Miramid, Nilamid, Niretan, Novamid, Nylfor, Nymax, Orgalloy, PA Ecotan, Plus Tek, Radiflam, Radilon, Reconyl, RTP, Schulamid, Technylstar, Technyl, Terez, Trimid, UBE Nylon, Ultramid, Wellamid, Zytel

### Typical uses

Gears; cams; rollers; bearings; nuts and bolts; power tool housing; electrical connectors; combs; coil formers; fuel tanks for cars; kitchen utensils.

## Composition overview

### Compositional summary

$(\text{NH}(\text{CH}_2)_5\text{CO})_n$  + glass filler

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)		
Base material	PA6 (Polyamide/nylon 6)		
% filler (by weight)	30	- 35	%
Filler/reinforcement	Glass		
Filler/reinforcement form	Short fiber (<5mm)		

### Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	65	- 70	%
Glass (fiber)	30	- 35	%

### Price

Price	* 3,34	- 3,91	EUR/kg
-------	--------	--------	--------

### Physical properties

Density	1,34e3	- 1,36e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	--------	----------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	5,34	- 6,66	GPa
Yield strength (elastic limit)	111	- 139	MPa
Tensile strength	108	- 132	MPa
Elongation	5,14	- 7,4	% strain
Elongation at yield	2,9	- 5,5	% strain
Compressive modulus	* 5,7	- 6,3	GPa
Compressive strength	* 137	- 151	MPa
Flexural modulus	4,87	- 5,84	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	147	- 179	MPa

Shear modulus	* 2,15	- 2,26	GPa
Shear strength	* 64,8	- 79,2	MPa
Bulk modulus	* 6,78	- 7,5	GPa
Poisson's ratio	0,34	- 0,36	
Shape factor	5,19		
Hardness - Vickers	* 35,6	- 39,4	HV
Hardness - Rockwell M	* 158	- 175	
Hardness - Rockwell R	* 158	- 175	
Hardness - Brinell	96,4	- 120	MPa
Hardness - Shore D	* 92,3	- 96,1	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 45,6	- 50,4	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,0109	- 0,012	

### Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 4,39	- 4,85	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	14	- 27,2	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, notched -30 °C	6,9	- 15	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched 23 °C	77,6	- 114	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched -30 °C	54,1	- 81,2	kJ/m <sup>2</sup>

### Thermal properties

Melting point	210	- 220	°C
Glass temperature	44	- 56	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	216	- 221	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	200	- 216	°C
Maximum service temperature	90	- 130	°C
Minimum service temperature	-64	- -54	°C
Thermal conductivity	0,243	- 0,477	W/m.°C
Specific heat capacity	* 1,39e3	- 1,44e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	28,8	- 144	µstrain/°C

### Electrical properties

Electrical resistivity	2,53e19	- 6,32e20	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	10,1	- 14,2	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	0,117	- 0,309	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	25,1	- 42,7	MV/m
Comparative tracking index	450	- 600	V

### Optical properties

Transparency	Opaque		
--------------	--------	--	--

### Magnetic properties

Magnetic type	Non-magnetic		
---------------	--------------	--	--

### Absorption & permeability

Water absorption @ 24 hrs	* 1,2	- 2	%
Water absorption @ sat	5,4	- 7,2	%
Humidity absorption @ sat	1,7	- 2,3	%

**Processing properties**

Polymer injection molding	Excellent		
Polymer extrusion	Limited use		
Polymer thermoforming	Limited use		
Linear mold shrinkage	0,1	-	0,2 %
Melt temperature	198	-	288 °C
Mold temperature	50	-	60 °C
Molding pressure range	13,8	-	138 MPa

**Durability**

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Acceptable
Weak acids	Unacceptable
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Limited use
Strong alkalis	Limited use
Organic solvents	Acceptable
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Fair
Flammability	Slow-burning

**Primary production energy, CO2 and water**

Embodied energy, primary production	* 95,8	-	106	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 6,4	-	7,06	kg/kg
Water usage	* 210	-	232	l/kg

**Processing energy, CO2 footprint & water**

Polymer extrusion energy	* 5,84	-	6,45	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,438	-	0,484	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,83	-	7,25	l/kg
Polymer molding energy	* 19	-	21,1	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,43	-	1,58	kg/kg
Polymer molding water	* 12,7	-	19,1	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	1,48	-	1,64	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,111	-	0,123	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 10,6	-	11,7	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,792	-	0,876	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 20,7	-	22,8	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1,55	-	1,71	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Overview

Note: Polyamides are moisture sensitive. Density, mechanical, impact, and electrical properties on this datasheet are for material conditioned at 50% relative humidity and 23°C. These are more typical of in-use performance than the properties of the dry material. Other properties are for the dry-as-molded material.

### Designation

Polyamide (Nylon) (Type 66, MoS2 Lubricated, Anti-friction)

### Tradenames

Nylatron, RTP

### Typical uses

Gears; cams; rollers; bearings; nuts and bolts; power tool housing; electrical connectors; combs; coil formers; fuel tanks for cars; kitchen utensils.

## Composition overview

### Compositional summary

$(\text{NH}-(\text{CH}_2)_6-\text{NH}-\text{CO}-(\text{CH}_2)_4-\text{CO})_n + \text{MoS}_2$  filler

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)
Base material	PA66 (Polyamide/nylon 66)
Additive	Anti-friction/wear lubricant

### Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	95	-	96	%
MoS2 (molybdenum disulfide)	* 4	-	5	%

### Price

Price	* 5,99	-	6,6	EUR/kg
-------	--------	---	-----	--------

### Physical properties

Density	* 1,15e3	-	1,18e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	----------	---	--------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	1,54	-	1,91	GPa
Yield strength (elastic limit)	49	-	61,1	MPa
Tensile strength	* 53,4	-	65,3	MPa
Elongation	41	-	59	% strain
Elongation at yield	* 19	-	36	% strain
Compressive modulus	* 1,64	-	1,81	GPa
Compressive strength	* 67,7	-	74,8	MPa
Flexural modulus	* 1,59	-	1,91	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	* 60,1	-	73,4	MPa
Shear modulus	* 0,601	-	0,631	GPa
Shear strength	* 32,1	-	39,2	MPa
Bulk modulus	* 2,73	-	3,02	GPa
Poisson's ratio	* 0,384	-	0,4	
Shape factor	4,2			

Hardness - Vickers	* 15,7	- 17,3	HV
Hardness - Rockwell M	* 110	- 122	
Hardness - Rockwell R	* 110	- 122	
Hardness - Shore D	* 79,9	- 83,2	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 22,6	- 24,9	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,019	- 0,021	
<b>Impact &amp; fracture properties</b>			
Fracture toughness	* 3,42	- 3,77	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	* 4,65	- 9,02	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, notched -30 °C	* 3,3	- 7,18	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched 23 °C	* 590	- 600	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched -30 °C	590	- 600	kJ/m <sup>2</sup>
<b>Thermal properties</b>			
Melting point	249	- 265	°C
Glass temperature	54	- 66	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	202	- 221	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	88	- 127	°C
Maximum service temperature	90	- 130	°C
Minimum service temperature	-81	- -71	°C
Thermal conductivity	* 0,282	- 0,293	W/m.°C
Specific heat capacity	* 1,57e3	- 1,63e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	111	- 116	µstrain/°C
<b>Electrical properties</b>			
Electrical resistivity	2e17	- 5e18	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	6,14	- 8,66	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	0,0715	- 0,189	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	12,6	- 21,4	MV/m
Comparative tracking index	600		V
<b>Optical properties</b>			
Transparency	Opaque		
<b>Magnetic properties</b>			
Magnetic type	Non-magnetic		
<b>Absorption &amp; permeability</b>			
Water absorption @ 24 hrs	0,6	- 0,98	%
Water absorption @ sat	6,7	- 8,9	%
Humidity absorption @ sat	2	- 2,6	%
<b>Processing properties</b>			
Polymer injection molding	Excellent		
Polymer extrusion	Limited use		
Polymer thermoforming	Limited use		
Linear mold shrinkage	0,7	- 1,8	%
Melt temperature	220	- 316	°C

Mold temperature	50	-	80	°C
Molding pressure range	34,4	-	172	MPa

### Durability

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Unacceptable
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Acceptable
Strong alkalis	Acceptable
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Poor
Flammability	Slow-burning

### Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 143	-	158	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 7,71	-	8,5	kg/kg
Water usage	* 711	-	786	l/kg

### Processing energy, CO2 footprint & water

Polymer extrusion energy	* 5,94	-	6,57	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,446	-	0,493	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,88	-	7,32	l/kg
Polymer molding energy	* 22,1	-	24,4	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,66	-	1,83	kg/kg
Polymer molding water	* 14	-	21	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	1,16	-	1,29	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0873	-	0,0965	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 7,36	-	8,14	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,552	-	0,61	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 14,2	-	15,7	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1,07	-	1,18	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Overview

Note: Polyamides are moisture sensitive. Density, mechanical, impact, and electrical properties on this datasheet are for material conditioned at 50% relative humidity and 23°C. These are more typical of in-use performance than the properties of the dry material. Other properties are for the dry-as-molded material.

### Designation

Polyamide (Nylon) (Type 66, 30-33% Glass Fiber)

### Tradenames

Akromid, Akulon, Amilan, Aquamid, Ashlene, Badamid, Bergamid, Celstran, ComAlloy, Daunyl, Durethan, Econyl, Edgetek, Frianyl, Grilon, Kepamid, Kopa, Leona, LubriOne, Lumid, Miramid, Nilamid, Niretan, Novamid, Nylene, Nylfor, Nymax, Orgalloy PA Ecotan, Plus Tek, Polytron, Radiflam, Radilon, Reconyl, RTP, Schulamid, Technyl, Ultramid, Vydyne, Wellamid, Zytel

### Typical uses

Gears; cams; rollers; bearings; nuts and bolts; power tool housing; electrical connectors; combs; coil formers; fuel tanks for cars; kitchen utensils.

## Composition overview

### Compositional summary

$(\text{NH}-(\text{CH}_2)_6-\text{NH}-\text{CO}-(\text{CH}_2)_4-\text{CO})_n + \text{glass filler}$

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)		
Base material	PA66 (Polyamide/nylon 66)		
% filler (by weight)	30	- 33	%
Filler/reinforcement	Glass		
Filler/reinforcement form	Short fiber (<5mm)		

### Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	67	- 70	%
Glass (fiber)	30	- 33	%

### Price

Price	* 3,25	- 3,79	EUR/kg
-------	--------	--------	--------

### Physical properties

Density	* 1,35e3	- 1,38e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	----------	----------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	6,11	- 7,62	GPa
Yield strength (elastic limit)	138	- 140	MPa
Tensile strength	142	- 156	MPa
Elongation	4,73	- 5,5	% strain
Elongation at yield	* 4,25	- 4,93	% strain
Compressive modulus	* 6,55	- 7,23	GPa
Compressive strength	* 170	- 188	MPa
Flexural modulus	6,37	- 7,63	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	* 259	- 286	MPa

Shear modulus	* 2,46	- 2,59	GPa
Shear strength	* 84,8	- 93,8	MPa
Bulk modulus	* 7,2	- 7,95	GPa
Poisson's ratio	0,34	- 0,36	
Shape factor	5,5		
Hardness - Vickers	* 39,6	- 43,8	HV
Hardness - Rockwell M	83,6	- 92,4	
Hardness - Rockwell R	111	- 123	
Hardness - Brinell	117	- 147	MPa
Hardness - Shore D	* 92	- 102	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 56,5	- 62,5	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,0095	- 0,0105	

### Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 4,51	- 4,99	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	11,2	- 21,8	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, notched -30 °C	6,93	- 15,1	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched 23 °C	73,1	- 107	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched -30 °C	53,3	- 80	kJ/m <sup>2</sup>

### Thermal properties

Melting point	260	- 265	°C
Glass temperature	54	- 66	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	* 252	- 279	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	227	- 254	°C
Maximum service temperature	90	- 130	°C
Minimum service temperature	-81	- -71	°C
Thermal conductivity	0,4	- 0,49	W/m.°C
Specific heat capacity	* 1,48e3	- 1,53e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	27	- 97,2	µstrain/°C

### Electrical properties

Electrical resistivity	1,97e19	- 4,92e20	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	8,56	- 12,1	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	0,136	- 0,358	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	27,8	- 47,3	MV/m
Comparative tracking index	450	- 600	V

### Optical properties

Transparency	Opaque		
--------------	--------	--	--

### Magnetic properties

Magnetic type	Non-magnetic		
---------------	--------------	--	--

### Absorption & permeability

Water absorption @ 24 hrs	* 0,51	- 0,83	%
Water absorption @ sat	5	- 6,6	%
Humidity absorption @ sat	1,4	- 1,9	%

**Processing properties**

Polymer injection molding	Limited use		
Polymer extrusion	Limited use		
Polymer thermoforming	Limited use		
Linear mold shrinkage	0,2	-	0,6 %
Melt temperature	220	-	304 °C
Mold temperature	40	-	60 °C
Molding pressure range	34,4	-	138 MPa

**Durability**

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Unacceptable
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Acceptable
Strong alkalis	Acceptable
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Poor
Flammability	Slow-burning

**Primary production energy, CO2 and water**

Embodied energy, primary production	109	-	120	MJ/kg
Sources				
114 MJ/kg (PlasticsEurope, 2005)				
CO2 footprint, primary production	6,67	-	7,35	kg/kg
Sources				
7 kg/kg (PlasticsEurope, 2005)				
Water usage	* 597	-	660	l/kg

**Processing energy, CO2 footprint & water**

Polymer extrusion energy	* 5,9	-	6,52	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,443	-	0,489	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,86	-	7,29	l/kg
Polymer molding energy	* 20,9	-	23,1	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,57	-	1,74	kg/kg
Polymer molding water	* 13,5	-	20,3	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	1,95	-	2,15	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,146	-	0,162	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 15,2	-	16,8	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 1,14	-	1,26	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 30	-	33,1	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 2,25	-	2,48	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Designation

Polyoxymethylene, acetal (copolymer)

### Tradenames

Acetron; Alcom; Amcel; Amilus; Anjaform; BeetleAcetal; Bergaform; Celcon; Compocet; Dafnelan; Delrin; Deniform; Duracon; Durmax; Ecoform; Encore; Ensital; Ertacetal; Formax; Formosacan; Hostaform; Isotal; Iupital; Kematal; Kepital; Kocetal; Kopla; Latan; Lucel; Lucet; Lunex-T; Luvocom; Murytal; Nevipom; Niform; Nyloy; Palform; Pomalux; Peral; Poliform; POLYform; Pomfor; Seratal; Sniatal; Talnex; Tarnoform; Tarofrom; Tecaform; Tekuform; Tenac; Tepcon; Terez; TismoPoticon; Ultraform; Whistatt

### Typical uses

Bearings; Gears; Electrical kettles; Snap-fit components; Chemical pumps; Bathroom scales; Pulley wheels; Domestic appliance housings; Shower heads; Fuel expansion tanks; Toys.

## Composition overview

### Compositional summary

Copolymer of (CH<sub>2</sub>-O)<sub>n</sub> (from formaldehyde or trioxane) with small amounts (<5%) of a comonomer such as -(CH<sub>2</sub>-CH<sub>2</sub>-O)- (from ethylene oxide or dioxolane)

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)
Base material	POM(co) (Polyoxymethylene / acetal copolymer)

## Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	100	%
---------	-----	---

### Price

Price	* 1,88	- 2,08	EUR/kg
-------	--------	--------	--------

### Physical properties

Density	1,39e3	- 1,41e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	--------	----------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	2,6	- 3,2	GPa
Yield strength (elastic limit)	57,2	- 71,7	MPa
Tensile strength	* 71,5	- 89,6	MPa
Elongation	15	- 75	% strain
Compressive modulus	3,02	- 3,17	GPa
Compressive strength	* 105	- 116	MPa
Flexural modulus	2,54	- 3,09	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	85,4	- 94,1	MPa
Shear modulus	* 0,933	- 1,15	GPa
Bulk modulus	* 4,41	- 4,63	GPa
Poisson's ratio	* 0,386	- 0,401	
Shape factor	5		
Hardness - Vickers	* 17,2	- 21,5	HV
Hardness - Rockwell M	75	- 90	
Hardness - Rockwell R			

Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 111	- 122	
Mechanical loss coefficient (tan delta)	22	- 26	MPa
	* 0,0125	- 0,0154	
<b>Impact &amp; fracture properties</b>			
Fracture toughness	3,8	- 4,2	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	4,14	- 7,51	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, notched -30 °C	4,09	- 6,56	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched 23 °C	99,9	- 200	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched -30 °C	75,2	- 200	kJ/m <sup>2</sup>
<b>Thermal properties</b>			
Melting point	160	- 175	°C
Glass temperature	-60	- -50	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	155	- 166	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	85	- 121	°C
Maximum service temperature	83	- 97	°C
Minimum service temperature	-50	- -40	°C
Thermal conductivity	0,221	- 0,239	W/m.°C
Specific heat capacity	1,28e3	- 1,31e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	110	- 198	µstrain/°C
<b>Electrical properties</b>			
Electrical resistivity	3,3e20	- 3e21	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	3,6	- 3,8	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	9,5e-4	- 0,00105	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	18,9	- 20,5	MV/m
Comparative tracking index	300	- 600	V
<b>Optical properties</b>			
Transparency	Opaque		
<b>Magnetic properties</b>			
Magnetic type	Non-magnetic		
<b>Absorption &amp; permeability</b>			
Water absorption @ 24 hrs	0,2	- 0,22	%
Permeability (O2)	1,85	- 3,13	cm <sup>3</sup> .mm/m <sup>2</sup> .day.atm
<b>Processing properties</b>			
Polymer injection molding	Acceptable		
Polymer extrusion	Acceptable		
Polymer thermoforming	Unsuitable		
Linear mold shrinkage	1,82	- 2,2	%
Melt temperature	142	- 232	°C
Mold temperature	80	- 100	°C
Molding pressure range	55	- 138	MPa
<b>Durability</b>			

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Acceptable
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Excellent
Strong alkalis	Excellent
Organic solvents	Acceptable
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Poor
Flammability	Highly flammable

### Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 102	- 112	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 4,48	- 4,94	kg/kg
Water usage	* 240	- 265	l/kg

### Processing energy, CO2 footprint & water

Polymer extrusion energy	* 5,7	- 6,3	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,427	- 0,472	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,78	- 7,16	l/kg
Polymer molding energy	* 15,2	- 16,8	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,14	- 1,26	kg/kg
Polymer molding water	* 11,2	- 16,7	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	1,22	- 1,35	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0918	- 0,101	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 7,96	- 8,8	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,597	- 0,66	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 15,5	- 17,1	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1,16	- 1,28	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Designation

Polyoxymethylene, acetal (copolymer, 25% glass fiber, coupled)

### Tradenames

Acetron; Alcom; Amcel; Amilus; Anjaform; BeetleAcetal; Bergaform; Celcon; Compocet; Dafnelan; Delrin; Deniform; Duracon; Durmax; Ecoform; Encore; Ensital; Ertacetal; Formax; Formosacan; Hostaform; Isotal; Iupital; Kematal; Kepital; Kocetal; Kopla; Latan; Lucel; Lucet; Lunex-T; Luvocom; Murytal; Nevipom; Niform; Nyloy; Palform; Paomalux; Peral; Poliform; POLYform; Pomfor; Seratal; Sniatal; Talnex; Tarnoform; Taroform; Tecaform; Tekuform; Tenac; Tepcon; Terez; TismoPoticon; Ultraform; Whistatt

### Typical uses

Fuel-system; seat-belt components; steering columns; window-support brackets and handles; shower heads, ballcocks, faucet cartridges, and various fittings; quality toys; garden sprayers; stereo cassette parts; butane lighter bodies; zippers; telephone components; couplings; pump impellers; conveyor plates; gears; sprockets; springs; gears; cams; bushings; clips; lugs; door handles; window cranks; housings; seat-belt components; watch gears; conveyor links; aerosols; mechanical pen and pencil parts; milk pumps; coffee spigots; filter housings; food conveyors; cams; gears; TV tuner arms; automotive underhood components.

## Composition overview

### Compositional summary

Copolymer of (CH<sub>2</sub>-O)<sub>n</sub> (from formaldehyde or trioxane) with small amounts (<5%) of a comonomer such as -(CH<sub>2</sub>-CH<sub>2</sub>-O)- (from ethylene oxide or dioxolane)

+ glass filler

Material family	Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)		
Base material	POM(co) (Polyoxymethylene / acetal coploymer)		
% filler (by weight)	25		%
Filler/reinforcement	Glass		
Filler/reinforcement form	Short fiber (<5mm)		

### Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	75		%
Glass (fiber)	25		%

### Price

Price	* 2,77	-	3,25	EUR/kg
-------	--------	---	------	--------

### Physical properties

Density	1,58e3	-	1,61e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	--------	---	--------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	8,62	-	9,65	GPa
Yield strength (elastic limit)	105	-	116	MPa
Tensile strength	110	-	120	MPa
Elongation	2	-	3	% strain
Compressive modulus	* 8,62	-	9,65	GPa

Compressive strength	* 112	- 123	MPa
Flexural modulus	7,38	- 7,75	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	* 154	- 168	MPa
Shear modulus	* 3,17	- 3,56	GPa
Bulk modulus	* 10,4	- 10,9	GPa
Poisson's ratio	* 0,35	- 0,364	
Shape factor	7,2		
Hardness - Vickers	* 31,5	- 34,8	HV
Hardness - Rockwell M	79	- 90	
Hardness - Rockwell R	105	- 116	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	29,5	- 32,5	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,00818	- 0,00886	
<b>Impact &amp; fracture properties</b>			
Fracture toughness	* 3,93	- 5,71	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	7,01	- 9,27	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, notched -30 °C	8,1	- 8,93	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched 23 °C	47,7	- 57,2	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched -30 °C	57,1	- 63	kJ/m <sup>2</sup>
<b>Thermal properties</b>			
Melting point	160	- 180	°C
Glass temperature	-60	- -50	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	164	- 166	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	160	- 163	°C
Maximum service temperature	93	- 107	°C
Minimum service temperature	-50	- -40	°C
Thermal conductivity	* 0,472	- 0,491	W/m.°C
Specific heat capacity	* 1,26e3	- 1,31e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	30,6	- 79,2	µstrain/°C
<b>Electrical properties</b>			
Electrical resistivity	* 3,3e20	- 3e21	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	3,8	- 4	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	* 0,001	- 0,003	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	18,9	- 22,8	MV/m
Comparative tracking index	300	- 600	V
<b>Optical properties</b>			
Transparency	Opaque		
<b>Magnetic properties</b>			
Magnetic type	Non-magnetic		
<b>Absorption &amp; permeability</b>			
Water absorption @ 24 hrs	0,22	- 0,29	%
<b>Processing properties</b>			
Polymer injection molding	Acceptable		

Polymer extrusion	Limited use		
Polymer thermoforming	Unsuitable		
Linear mold shrinkage	0,4	- 1,8	%
Melt temperature	145	- 249	°C
Mold temperature	80	- 100	°C
Molding pressure range	55	- 138	MPa

### Durability

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Acceptable
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Excellent
Strong alkalis	Excellent
Organic solvents	Acceptable
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Poor
Flammability	Highly flammable

### Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 101	- 111	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 5,4	- 5,96	kg/kg

### Processing energy, CO2 footprint & water

Polymer extrusion energy	* 5,71	- 6,31	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,428	- 0,473	kg/kg
Polymer molding energy	* 15,6	- 17,2	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,17	- 1,29	kg/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	1,17	- 1,3	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0881	- 0,0973	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 7,47	- 8,25	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,56	- 0,619	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 14,5	- 16	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1,08	- 1,2	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Designation

Polyimide (Unfilled)

### Tradenames

Apical; Aurum; Duratron; Imidex; Kapton; Meldin; Neoflex; Upilex; Upimol; Vespel

### Typical uses

Bearings; valve seats; piston rings; gears, bearings, electrical insulation; engine parts; printed circuit boards, film (Kapton) for capacitors; coatings for electrical components.

## Composition overview

### Compositional summary

Polyimides from dianhydrides and diamines, commonly from pyromellitic dianhydride and 4,4'-oxydianiline, resulting formula  $(N(CO)2C6H2(CO)2NC6H4OC6H4)n$

Material family Plastic (thermoplastic, amorphous)  
Base material PI (Polyimide, aromatic)

## Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	100		%
---------	-----	--	---

### Price

Price	* 106	- 117	EUR/kg
-------	-------	-------	--------

### Physical properties

Density	1,33e3	- 1,43e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	--------	----------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	2,07	- 2,76	GPa
Yield strength (elastic limit)	86,2	- 89,6	MPa
Tensile strength	72,4	- 118	MPa
Elongation	7,5	- 90	% strain
Compressive modulus	2,17	- 2,41	GPa
Compressive strength	* 125	- 276	MPa
Flexural modulus	2,48	- 3,44	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	90,5	- 199	MPa
Shear modulus	* 0,74	- 0,987	GPa
Bulk modulus	* 3,84	- 4,03	GPa
Poisson's ratio	* 0,391	- 0,407	
Shape factor	4		
Hardness - Vickers	* 25,9	- 26,9	HV
Hardness - Rockwell M	90,5	- 99,8	
Hardness - Rockwell R	123	- 135	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	45	- 50	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,0145	- 0,0193	

### Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 2,16	- 6,4	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	7,9	- 9	kJ/m <sup>2</sup>

Impact strength, notched -30 °C	6,36	-	7,7	kJ/m <sup>2</sup>
<b>Thermal properties</b>				
Melting point	375	-	401	°C
Glass temperature	240	-	260	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	* 263	-	385	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	307	-	360	°C
Maximum service temperature	* 221	-	241	°C
Minimum service temperature	-248	-	-238	°C
Thermal conductivity	0,0963	-	0,176	W/m.°C
Specific heat capacity	* 1,39e3	-	1,45e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	81	-	101	µstrain/°C
<b>Electrical properties</b>				
Electrical resistivity	3,3e21	-	3e22	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	4	-	4,2	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	0,0028	-	0,0032	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	16,3	-	22	MV/m
<b>Optical properties</b>				
Refractive index	1,65	-	1,67	
Transparency	Opaque			
<b>Magnetic properties</b>				
Magnetic type	Non-magnetic			
<b>Absorption &amp; permeability</b>				
Water absorption @ 24 hrs	0,24	-	0,34	%
Water vapor transmission	1,59	-	2,24	g.mm/m <sup>2</sup> .day
Permeability (O <sub>2</sub> )	7,86	-	8,85	cm <sup>3</sup> .mm/m <sup>2</sup> .day.atm
<b>Processing properties</b>				
Polymer injection molding	Limited use			
Polymer extrusion	Limited use			
Polymer thermoforming	Unsuitable			
Linear mold shrinkage	0,755	-	0,913	%
Melt temperature	390	-	393	°C
Molding pressure range	20,6	-	138	MPa
<b>Durability</b>				
Water (fresh)	Excellent			
Water (salt)	Excellent			
Weak acids	Limited use			
Strong acids	Unacceptable			
Weak alkalis	Unacceptable			
Strong alkalis	Unacceptable			
Organic solvents	Acceptable			
Oxidation at 500C	Unacceptable			
UV radiation (sunlight)	Excellent			

Flammability

Self-extinguishing

**Primary production energy, CO2 and water**

Embodied energy, primary production	* 314	- 347	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 17,6	- 19,4	kg/kg
Water usage	* 652	- 720	l/kg

**Processing energy, CO2 footprint & water**

Polymer extrusion energy	* 6,13	- 6,78	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,46	- 0,508	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,96	- 7,43	l/kg
Polymer molding energy	* 27,3	- 30,2	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 2,05	- 2,27	kg/kg
Polymer molding water	* 16,2	- 24,3	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	1,75	- 1,94	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,132	- 0,145	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 13,3	- 14,7	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,995	- 1,1	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 26,1	- 28,8	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1,95	- 2,16	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Designation

Polyetherketone - unfilled

### Tradenames

Luvocom; PEEK-HT; Ultrapek

### Typical uses

Bearing cages; gear support bearings; thrust washers; clutch seals; transmission parts; housing for tire pressure sensors; valve spring discs; rollers; guides; gears; reciprocating components.

## Composition overview

### Compositional summary

$((C_6H_4)O(C_6H_4)C=O)_n$

Material family Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)  
Base material PEK (Polyetherketone)

## Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	100		%
---------	-----	--	---

### Price

Price	* 77,8	- 85,7	EUR/kg
-------	--------	--------	--------

### Physical properties

Density	1,29e3	- 1,31e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	--------	----------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	3,59	- 4,1	GPa
Yield strength (elastic limit)	112	- 124	MPa
Tensile strength	88,7	- 120	MPa
Elongation	20	- 53,8	% strain
Compressive modulus	* 3,59	- 4,1	GPa
Compressive strength	* 131	- 149	MPa
Flexural modulus	3,55	- 4,1	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	124	- 169	MPa
Shear modulus	* 1,3	- 1,48	GPa
Bulk modulus	* 5,41	- 5,91	GPa
Poisson's ratio	* 0,377	- 0,394	
Shape factor	4,3		
Hardness - Vickers	* 29,7	- 37,2	HV
Hardness - Rockwell M	93,3	- 103	
Hardness - Rockwell R	* 117	- 130	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 32,7	- 67,3	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,00976	- 0,0111	

### Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 2,28	- 6,83	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	5,91	- 7,15	kJ/m <sup>2</sup>

Impact strength, notched -30 °C	5,91	-	7,15	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched 23 °C	590	-	600	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched -30 °C	590	-	600	kJ/m <sup>2</sup>

### Thermal properties

Melting point	368	-	394	°C
Glass temperature	182	-	200	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	225	-	306	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	175	-	247	°C
Vicat softening point	* 225	-	306	°C
Maximum service temperature	* 179	-	214	°C
Minimum service temperature	* -47	-	-27	°C
Thermal conductivity	0,286	-	0,31	W/m.°C
Specific heat capacity	* 1,45e3	-	1,51e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	72,4	-	79,6	µstrain/°C

### Electrical properties

Electrical resistivity	* 3,3e21	-	3e22	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	* 3,14	-	3,46	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	* 0,00398	-	0,00477	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	13,4	-	14,5	MV/m
Comparative tracking index	175	-	225	V

### Optical properties

Transparency	Opaque
--------------	--------

### Magnetic properties

Magnetic type	Non-magnetic
---------------	--------------

### Absorption & permeability

Water absorption @ 24 hrs	* 0,09	-	0,11	%
---------------------------	--------	---	------	---

### Processing properties

Polymer injection molding	Limited use			
Polymer extrusion	Limited use			
Polymer thermoforming	Unsuitable			
Linear mold shrinkage	0,8	-	1,5	%
Melt temperature	379	-	430	°C
Molding pressure range	68,8	-	138	MPa

### Durability

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Excellent
Strong acids	Limited use
Weak alkalis	Excellent
Strong alkalis	Acceptable
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Unacceptable

UV radiation (sunlight)	Good
Flammability	Self-extinguishing

### Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 297	- 328	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 16,6	- 18,3	kg/kg
Water usage	* 852	- 941	l/kg

### Processing energy, CO2 footprint & water

Polymer extrusion energy	* 6,19	- 6,84	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,464	- 0,513	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,98	- 7,47	l/kg
Polymer molding energy	* 28,9	- 31,9	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 2,16	- 2,39	kg/kg
Polymer molding water	* 16,8	- 25,3	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	1,5	- 1,65	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,112	- 0,124	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 10,7	- 11,8	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,801	- 0,886	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 20,9	- 23,1	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1,57	- 1,73	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Designation

Polyetheretherketone (Unfilled)

### Tradenames

Edgetek; Gatone; HiMod; Ketron; Larpeek; Luvocom; Murpec; PEEK-OPTIMA; PEEK-CLASSIX; Sustatec; Tecapeek; Victrex; Zeniva

### Typical uses

Wire covering; injection molded engineering products; film for flexible PCB; resin in fiber prepegs; aerospace applications; radiation environments.

## Composition overview

### Compositional summary

$((C_6H_4)O(C_6H_4)O(C_6H_4)C=O)_n$

Material family

Plastic (thermoplastic, semi-crystalline)

Base material

PEEK (Polyetheretherketone)

## Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	100	%
---------	-----	---

### Price

Price	* 70,7	- 77,9	EUR/kg
-------	--------	--------	--------

### Physical properties

Density	1,3e3	- 1,32e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	-------	----------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	* 3,76	- 3,95	GPa
Yield strength (elastic limit)	87	- 95	MPa
Tensile strength	70,3	- 103	MPa
Elongation	30	- 150	% strain
Compressive modulus	* 3,76	- 3,95	GPa
Compressive strength	* 118	- 130	MPa
Flexural modulus	3,76	- 3,95	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	105	- 116	MPa
Shear modulus	* 1,36	- 1,43	GPa
Bulk modulus	* 5,48	- 5,75	GPa
Poisson's ratio	0,39	- 0,41	
Shape factor	4,9		
Hardness - Vickers	* 26,1	- 28,5	HV
Hardness - Rockwell M	95	- 105	
Hardness - Rockwell R	* 119	- 131	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 28,1	- 41,2	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,0101	- 0,0106	

### Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 2,73	- 4,3	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	5,91	- 7,15	kJ/m <sup>2</sup>

Impact strength, notched -30 °C	5,91	-	7,15	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched 23 °C	590	-	600	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched -30 °C	590	-	600	kJ/m <sup>2</sup>

### Thermal properties

Melting point	322	-	346	°C
Glass temperature	143	-	157	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	* 164	-	208	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	139	-	182	°C
Maximum service temperature	239	-	260	°C
Minimum service temperature	* -70	-	-50	°C
Thermal conductivity	0,24	-	0,26	W/m.°C
Specific heat capacity	1,34e3			J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	50	-	60	µstrain/°C

### Electrical properties

Electrical resistivity	3,3e21	-	3e22	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	3,1	-	3,3	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	0,0015	-	0,0017	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	* 16,7	-	20	MV/m
Comparative tracking index	175	-	225	V

### Optical properties

Transparency Opaque

### Magnetic properties

Magnetic type Non-magnetic

### Absorption & permeability

Water absorption @ 24 hrs	0,1	-	0,14	%
Permeability (O <sub>2</sub> )	6,54	-	11,3	cm <sup>3</sup> .mm/m <sup>2</sup> .day.atm

### Processing properties

Polymer injection molding	Limited use			
Polymer extrusion	Acceptable			
Polymer thermoforming	Limited use			
Linear mold shrinkage	1	-	1,21	%
Melt temperature	349	-	399	°C
Mold temperature	120	-	160	°C
Molding pressure range	68,8	-	138	MPa

### Durability

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Excellent
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Excellent
Strong alkalis	Excellent
Organic solvents	Excellent

Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Good
Flammability	Self-extinguishing

### Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 286	- 315	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 15,9	- 17,5	kg/kg
Water usage	534	- 1,6e3	l/kg

### Processing energy, CO2 footprint & water

Polymer extrusion energy	* 6,06	- 6,69	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,454	- 0,502	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,92	- 7,39	l/kg
Polymer molding energy	* 25,3	- 27,9	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,9	- 2,09	kg/kg
Polymer molding water	* 15,3	- 23	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	1,37	- 1,52	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,103	- 0,114	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 9,46	- 10,5	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,709	- 0,784	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 18,4	- 20,4	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1,38	- 1,53	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Designation

Phenol formaldehyde (Cotton Filled, Impact Modified, Molding)

### Tradenames

Bakelite; Durez; Ferroreg; Fiberite; Norsophen; Plaslok; Plenco; Polychem; Reliapreg; Resinoid; Texolite; Trolitan; Vyncolite

### Typical uses

Electrical parts - sockets, switches, connectors, general industrial, water-lubricated bearings, relays, pump impellers, microwave cookware, handles, bottles tops, coatings, adhesives, bearings, foams and sandwich structures.

## Composition overview

### Compositional summary

PF + cotton filler

Material family	Plastic (thermoset)		
Base material	PF (Phenol formaldehyde resin)		
% filler (by weight)	* 30	- 55	%
Filler/reinforcement	Rag/cotton/fabric		
Filler/reinforcement form	Woven fabric		
Additive	Impact modifier		

### Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	* 25	- 60	%
Impact modifier	10	- 20	%
Rag/cotton/fabric	* 30	- 55	%

### Price

Price	* 1,59	- 1,75	EUR/kg
-------	--------	--------	--------

### Physical properties

Density	1,38e3	- 1,42e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	--------	----------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	7,58	- 9,65	GPa
Yield strength (elastic limit)	* 33,1	- 55,2	MPa
Tensile strength	41,4	- 69	MPa
Elongation	1	- 2	% strain
Compressive modulus	* 7,58	- 9,65	GPa
Compressive strength	* 159	- 214	MPa
Flexural modulus	5,5	- 8,94	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	62,1	- 89,6	MPa
Shear modulus	* 2,86	- 3,64	GPa
Bulk modulus	* 7,95	- 8,35	GPa
Poisson's ratio	0,3	- 0,35	
Shape factor	13		
Hardness - Vickers	* 9,9	- 16,6	HV
Hardness - Rockwell M	95	- 115	

Hardness - Rockwell R	* 120	-	132	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 16,6	-	27,6	MPa
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 0,00818	-	0,00969	
<b>Impact &amp; fracture properties</b>				
Fracture toughness	* 1,49	-	3,38	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	1,6	-	10	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched 23 °C	6,17	-	7,6	kJ/m <sup>2</sup>
<b>Thermal properties</b>				
Glass temperature	170	-	270	°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	* 174	-	229	°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	149	-	204	°C
Maximum service temperature	142	-	158	°C
Minimum service temperature	* -43	-	7	°C
Thermal conductivity	0,335	-	0,419	W/m.°C
Specific heat capacity	* 1,38e3	-	1,43e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	27	-	39,6	µstrain/°C
<b>Electrical properties</b>				
Electrical resistivity	3,3e15	-	3e16	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	10,6	-	11,4	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	0,057	-	0,063	
Dielectric strength (dielectric breakdown)	7,87	-	14,2	MV/m
Comparative tracking index	125	-	225	V
<b>Optical properties</b>				
Transparency	Opaque			
<b>Magnetic properties</b>				
Magnetic type	Non-magnetic			
<b>Absorption &amp; permeability</b>				
Water absorption @ 24 hrs	0,6	-	0,9	%
<b>Processing properties</b>				
Polymer injection molding	Acceptable			
Polymer extrusion	Unsuitable			
Polymer thermoforming	Unsuitable			
Linear mold shrinkage	0,4	-	0,9	%
Melt temperature	166	-	204	°C
Mold temperature	150	-	170	°C
Molding pressure range	13,8	-	138	MPa
<b>Durability</b>				
Water (fresh)	Excellent			
Water (salt)	Excellent			
Weak acids	Excellent			
Strong acids	Limited use			

Weak alkalis	Unacceptable
Strong alkalis	Unacceptable
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Good
Flammability	Slow-burning

### Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 122	- 135	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 13,8	- 15,2	kg/kg
Water usage	* 3,16e3	- 3,49e3	l/kg

### Processing energy, CO2 footprint & water

Polymer molding energy	* 16	- 17,7	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,2	- 1,33	kg/kg
Polymer molding water	* 11,5	- 17,2	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	1,73	- 1,91	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,13	- 0,143	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 13	- 14,4	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,974	- 1,08	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 25,5	- 28,2	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1,91	- 2,11	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Designation

Polyphenylene, Self-reinforced (extrusion & compression molding grade). Abbreviations: SRP, PPP.

### Tradenames

PrimoSpire (formerly Parmax), Tecamax, Proniva

### Typical uses

Components for aerospace & defence, semiconductor, medical device industries.

## Composition overview

### Compositional summary

Poly-1,4-phenylene with benzoyl side chain substitution and probably some meta (1,3) or other kinked linkages.

Material family	Plastic (thermoplastic, amorphous)
Base material	SRP (Self-reinforcing polyphenylene)

### Composition detail (polymers and natural materials)

Polymer	100	%
---------	-----	---

### Price

Price	* 97,3	- 112	EUR/kg
-------	--------	-------	--------

### Physical properties

Density	1,2e3	- 1,22e3	kg/m <sup>3</sup>
---------	-------	----------	-------------------

### Mechanical properties

Young's modulus	8,3		GPa
Yield strength (elastic limit)	207		MPa
Tensile strength	207		MPa
Elongation	4	- 5	% strain
Elongation at yield	4	- 5	% strain
Compressive modulus	8	- 8,6	GPa
Compressive strength	241		MPa
Flexural modulus	7,7	- 8,3	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	310		MPa
Shape factor	4,72		
Hardness - Vickers	* 4,8	- 6,6	HV
Hardness - Shore D	* 95	- 100	
Hardness - Shore A	* 95	- 100	
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	* 60	- 80	MPa

### Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 0,8	- 1,3	MPa.m <sup>0.5</sup>
Impact strength, notched 23 °C	4	- 4,6	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, notched -30 °C	* 3,7	- 4,3	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched 23 °C	100	- 120	kJ/m <sup>2</sup>
Impact strength, unnotched -30 °C	* 90	- 110	kJ/m <sup>2</sup>

**Thermal properties**

Glass temperature	158		°C
Heat deflection temperature 0.45MPa	163		°C
Heat deflection temperature 1.8MPa	154		°C
Vicat softening point	* 160	- 170	°C
Maximum service temperature	130	- 140	°C
Minimum service temperature	-270	- -265	°C
Thermal conductivity	* 0,1	- 0,3	W/m.°C
Specific heat capacity	* 1,25e3	- 1,3e3	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	30	- 45	µstrain/°C

**Electrical properties**

Electrical resistivity	7e21	- 7e22	µohm.cm
Dielectric constant (relative permittivity)	3	- 3,2	
Dissipation factor (dielectric loss tangent)	0,007		
Dielectric strength (dielectric breakdown)	19		MV/m
Comparative tracking index	150		V

**Optical properties**

Refractive index	* 1,66	- 1,71	
Transparency	Transparent		

**Magnetic properties**

Magnetic type	Non-magnetic		
---------------	--------------	--	--

**Absorption & permeability**

Water absorption @ 24 hrs	0,2	- 0,5	%
Water absorption @ sat	0,5		%
Humidity absorption @ sat	0,5		%

**Processing properties**

Polymer injection molding	Acceptable		
Polymer extrusion	Acceptable		
Polymer thermoforming	Unsuitable		
Linear mold shrinkage	0,3	- 0,5	%
Melt temperature	300	- 350	°C
Molding pressure range	3,4	- 13,8	MPa

**Durability**

Water (fresh)	Excellent		
Water (salt)	Excellent		
Weak acids	Excellent		
Strong acids	Acceptable		
Weak alkalis	Excellent		
Strong alkalis	Excellent		
Organic solvents	Limited use		
Oils and fuels	Acceptable		
Oxidation at 500C	Unacceptable		

UV radiation (sunlight)	Fair
Flammability	Non-flammable

### Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production	* 308	- 340	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 17,2	- 19	kg/kg
Water usage	* 959	- 1,06e3	l/kg

### Processing energy, CO2 footprint & water

Polymer extrusion energy	* 5,94	- 6,57	MJ/kg
Polymer extrusion CO2	* 0,446	- 0,492	kg/kg
Polymer extrusion water	* 4,88	- 7,31	l/kg
Polymer molding energy	* 22	- 24,3	MJ/kg
Polymer molding CO2	* 1,65	- 1,82	kg/kg
Polymer molding water	* 14	- 21	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	2,37	- 2,62	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,178	- 0,196	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 19,4	- 21,4	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 1,45	- 1,61	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 38,3	- 42,4	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 2,87	- 3,18	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.



## General information

### Designation

Copper Alloy: CuSn5Pb10 (UNS C93500)

UNS number C93500

### Typical uses

Bearings and bushes to resist corrosion and poor lubrication (plasticity increases with lead content, making them suitable for minor misalignment and for use with soft steel shafts).

## Composition overview

### Compositional summary

Cu80-88 / Pb8-10 / Sn4.3-6 (impurities: Zn<2, Ni<1, Sb<0.3, Fe<0.2, S<0.08, P<0.05, Al<0.005, Si<0.005)

Material family Metal (non-ferrous)  
Base material Cu (Copper)

### Composition detail (metals, ceramics and glasses)

Al (aluminum)	0	-	0,005	%
Cu (copper)	80,4	-	87,7	%
Fe (iron)	0	-	0,2	%
Ni (nickel)	0	-	1	%
P (phosphorus)	0	-	0,05	%
Pb (lead)	8	-	10	%
S (sulfur)	0	-	0,08	%
Sb (antimony)	0	-	0,3	%
Si (silicon)	0	-	0,005	%
Sn (tin)	4,3	-	6	%
Zn (zinc)	0	-	2	%

### Price

Price \* 5,67 - 6,26 EUR/kg

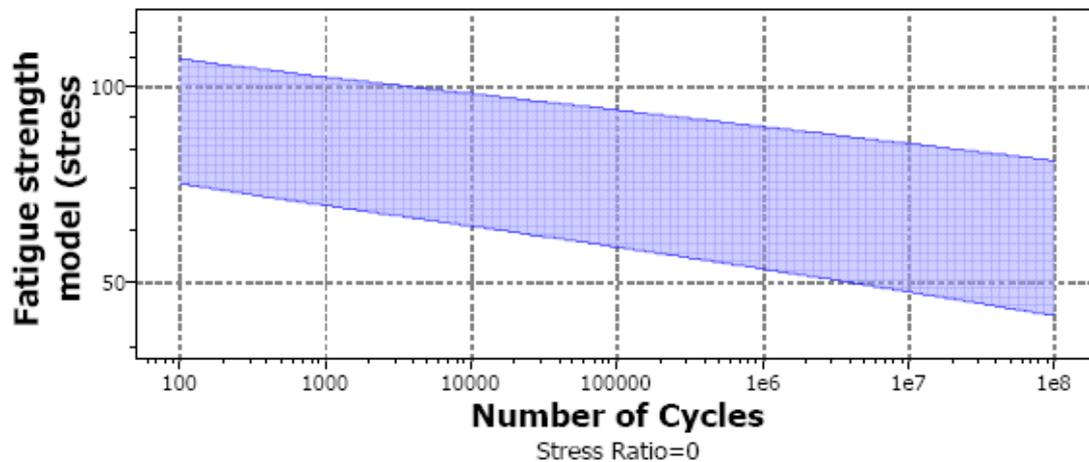
### Physical properties

Density 8,91e3 - 9,09e3 kg/m<sup>3</sup>

### Mechanical properties

Young's modulus	72	-	74	GPa
Yield strength (elastic limit)	60	-	130	MPa
Tensile strength	160	-	230	MPa
Elongation	5	-	9	% strain
Compressive strength	* 60	-	130	MPa
Flexural modulus	* 72	-	74	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	60	-	130	MPa
Shear modulus	* 26,6	-	27,4	GPa
Bulk modulus	* 77,8	-	79,9	GPa
Poisson's ratio	0,34	-	0,35	
Shape factor	29			
Hardness - Vickers	55	-	75	HV

Hardness - Brinell	55	-	80	MPa
Fatigue strength at 10 <sup>7</sup> cycles	90	-	100	MPa
Fatigue strength model (stress range)	48,4	-	81,6	MPa
<u>Parameters</u> : Stress Ratio = 0, Number of Cycles = 1e7cycles				



Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 4e-4	-	0,00111
---	--------	---	---------

### Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 76	-	90,5	MPa.m <sup>0.5</sup>
--------------------	------	---	------	----------------------

### Thermal properties

Melting point	927	-	1,06e3	°C
Maximum service temperature	180	-	190	°C
Minimum service temperature	-273			°C
Thermal conductivity	68	-	74	W/m.°C
Specific heat capacity	376	-	392	J/kg.°C
Thermal expansion coefficient	18	-	19	µstrain/°C
Latent heat of fusion	* 220	-	240	kJ/kg

### Electrical properties

Electrical resistivity	11	-	12	µohm.cm
Galvanic potential	* -0,25	-	-0,17	V

### Optical properties

Transparency	Opaque
--------------	--------

### Magnetic properties

Magnetic type	Non-magnetic
---------------	--------------

### Processing properties

Metal casting	Excellent
Metal cold forming	Unsuitable
Metal hot forming	Unsuitable
Metal press forming	Unsuitable
Metal deep drawing	Unsuitable

**Durability**

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Excellent
Weak acids	Acceptable
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Excellent
Strong alkalis	Excellent
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Limited use
UV radiation (sunlight)	Excellent
Flammability	Non-flammable

**Primary production energy, CO2 and water**

Embodied energy, primary production	* 62,3	- 68,7	MJ/kg
CO2 footprint, primary production	* 3,97	- 4,38	kg/kg
Water usage	* 833	- 920	l/kg

**Processing energy, CO2 footprint & water**

Casting energy	* 8,57	- 9,47	MJ/kg
Casting CO2	* 0,643	- 0,71	kg/kg
Casting water	* 16,2	- 24,3	l/kg
Vaporization energy	* 9,17e3	- 1,01e4	MJ/kg
Vaporization CO2	* 688	- 760	kg/kg
Vaporization water	* 3,82e3	- 5,73e3	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)*	0,568	- 0,628	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0426	- 0,0471	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 1,41	- 1,56	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,106	- 0,117	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 2,34	- 2,59	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 0,175	- 0,194	kg/kg

Values marked \* are estimates – No warranty is given for the accuracy of this data.