

Methodenentwicklung zur Vorhersage des Verhaltens einer  
selbstfurchenden Schraubenverbindung im Multimaterialdesign

DIPLOMARBEIT

Michael Thaler



Montanuniversität Leoben  
Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau

Betreuer:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wilfried Eichlseder  
Dipl.-Ing. Dr. mont Jürgen Fröschl

Leoben, Januar 2009



# Vorwort

Hiermit möchte ich mich bei allen bedanken, die mich bei der Erstellung meiner Diplomarbeit unterstützt haben und mit Rat und Tat zur Seite standen.

Auf universitärer Seite gilt dem Institutsvorstand für Allgemeinen Maschinenbau Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wilfried Eichseder besonderer Dank, da er mir diese Diplomarbeit am Lehrstuhl ermöglicht hat. Meinem Diplomarbeitsbetreuer Herrn Dipl.-Ing. Dr.mont. Jürgen Fröschl möchte ich für die volle Unterstützung und seinem Einsatz bei Problemen zu dieser Arbeit danken. Großer Dank gilt auch Herrn Dipl.-Ing. Dr.mont. Gerhard Wollendorfer für seine Hilfestellung und Beratung zu Problemen seitens der Simulation. Bei Herrn Dipl.-Ing. Gerhard Gerstmayr möchte ich mich herzlich für die Unterstützung hinsichtlich des Versuchs und der Bereitstellung der Werkstoffdaten bedanken.

Auf privater Seite möchte ich mich recht herzlich bei meiner Familie bedanken, die mich während meiner gesamten Studienzzeit tatkräftig unterstützt hat und auch in schwierigen Zeiten meines Studiums stets hinter mir stand.

---

Michael Thaler  
Leoben, 30. Januar 2009

## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

---

Michael Thaler  
Leoben, 30. Januar 2009

# Abstract

Title:

Method for predicting the behaviour of self-tapping screw connections in multi-material design

Increasingly heavy demands for weight and cost reduction have established self-tapping screw connections in multi-material design. In particular screws made of high-strength aluminium and magnesium base materials are prevalent in lightweight constructions. These lightweight materials show a tendency to creep at high temperature operational conditions. Thereby the screw connection suffers a loss of pretension. Because this can inhibit the functionality of the entire assemblage, a finite element model was set up to represent the fastening process and to predict the loss of pretension.

This thesis shows that it is possible to describe the process of grooving and tensioning as well as to predict in principle the loss of pretension. The impact of different frictional conditions and model geometries on the momentum curve was studied. The forming process shows strong frictional dependency and the frictional moment takes up the biggest part of the forming moment. The forming moment strongly increases with ascending frictional coefficients. The deformation moment took only a small fraction of the total moment needed. To describe properly the tensioning and creep behaviour of the screw connection, a full model is needed. Only a quarter model is needed to ascertain the moment needed for forming the thread. This thesis developed a primary basis to describe the fastening and relaxation of lightweight, self-tapping screw connections. In future the number of real experiments can be reduced by using improved models. The required experiment time of virtual experiments depends only on the computational power.

**Key words:** grooving, self-grooving, relaxation, screw connection, forming moment, furrowing, groove forming, thread grooving, thread forming, self-tapping, self-tapping screw, loss of pretension, pretension, thread mould.

# Kurzfassung

Titel:

Methodenentwicklung zur Vorhersage des Verhaltens einer selbstfurchenden Schraubenverbindung im Multimaterialdesign

Immer stärker werdende Forderungen nach Gewichts- und Kostensenkung im Automobilbau haben selbstfurchende Schraubenverbindungen in Multimaterialdesign zunehmend etabliert. Besonders die Komponentenpaarung von einer Schraube aus einer hochfesten Aluminiumlegierung und einer Magnesiumlegierung als Grundwerkstoff haben sich im Leichtbau durchgesetzt. Diese Leichtmetalllegierungen zeigen im Einsatz bei höheren Betriebstemperaturen aber Kriecherscheinungen. Dadurch verliert die Schraubenverbindung an Vorspannkraft. Da dies die Funktionsfähigkeit der verschraubten Baugruppe beeinträchtigen kann, ist ein Finite Elemente Modell erstellt worden, das den Verschraubungsprozess abbildet und den Verlust der Vorspannkraft prognostiziert.

Diese Diplomarbeit zeigt, dass eine Abbildung des Furch- und Verschraubungsvorgangs prinzipiell möglich ist und sich Aussagen über den Verlust der Vorspannkraft treffen lassen. Dabei wird der Einfluss von verschiedenen Reibzuständen und Modellgeometrien auf den Formmomentenverlauf untersucht. Es konnte festgestellt werden, dass das Reibmoment einen wesentlichen Anteil am Formmoment hat und der ganze Prozess äußerst reibungssensitiv ist. Das Formmoment steigt mit zunehmender Reibzahl stark an. Das eigentliche Umformmoment nimmt nur einen kleinen Anteil am Gesamtmoment ein. Um das Anziehen und Kriechen der Schraubenverbindung richtig abbilden zu können, ist die Abbildung des Prozesses in einem Vollmodell nötig. Das rein zum Formen des Gewindes benötigte Moment kann bereits im Viertelmodell ermittelt werden. Diese Arbeit schafft die Ausgangsbasis zur numerischen Darstellung der Verschraubung und Relaxation von selbstfurchenden Schraubenverbindungen in Leichtmetalllegierungen. Realversuche können so in Zukunft mit verfeinerten Modellen reduziert werden. Die benötigte Versuchszeit der virtuellen Versuche hängt nur mehr von der Rechenleistung ab.

**Schlagnworte:** Magnesium, Aluminium, Furchen, selbstfurchend, Kriechen, Relaxieren, Schraubenverbindung, Formmoment, Furchmoment, Verschraubungssimulation, Gewindeformen, Vorspannkraft, Vorspannkraftverlust, Gewindeausformung.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b>	<b>i</b>
<b>Eidesstattliche Erklärung</b>	<b>ii</b>
<b>Abstract</b>	<b>iii</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>iv</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>v</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation . . . . .	1
1.2 Ziele der Arbeit . . . . .	2
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>4</b>
2.1 Schraubenverbindungen . . . . .	4
2.1.1 Allgemeines . . . . .	4
2.1.2 Normung und Gewindeform . . . . .	5
2.1.3 Kräfte am Gewindegang / Kräfteplan . . . . .	8
2.1.4 Anforderungen an die Schraubenverbindung . . . . .	8
2.1.5 Schrauben in Montage- und Betriebszustand . . . . .	10
2.2 Tribologie . . . . .	17

2.2.1	Das tribologische System . . . . .	17
2.2.2	Die technische Oberfläche . . . . .	18
2.2.3	Verschleiß . . . . .	20
2.2.4	Reibung . . . . .	21
2.3	Werkstofftechnik . . . . .	25
2.3.1	Werkstoffwahl . . . . .	25
2.3.2	Verfestigungsmechanismen . . . . .	25
2.3.3	Kriechen . . . . .	28
2.4	Umformtechnik . . . . .	34
2.4.1	Grundlagen der Umformung . . . . .	34
2.4.2	Spannung und Dehnung . . . . .	36
2.4.3	Hookesches Gesetz . . . . .	39
2.4.4	Umformenergie . . . . .	41
2.4.5	Spannungs-Dehnungs Diagramm . . . . .	41
2.4.6	Vergleichsspannung - Vergleichsformänderung . . . . .	42
2.4.7	Fließbedingung - Mohrsche Hüllparabel . . . . .	43
2.4.8	Fließregel . . . . .	44
2.5	Gewindefurchen . . . . .	45
2.5.1	Allgemeines . . . . .	45
2.5.2	Vor- und Nachteile des Gewindefurchens . . . . .	46
2.5.3	Werkstoffe . . . . .	47
2.5.4	Prozessablauf . . . . .	47
<b>3</b>	<b>Realversuch</b>	<b>53</b>
3.1	Begriffsdefinitionen . . . . .	53



3.2	Versuchsaufbau . . . . .	54
3.3	Ergebnisse . . . . .	56
<b>4</b>	<b>Modellbildung / Simulation</b>	<b>60</b>
4.1	Nichtlineare Probleme . . . . .	60
4.2	Modellierung . . . . .	61
4.3	Material und Reibungseigenschaften . . . . .	62
4.4	Modellaufbau Viertelmodell . . . . .	66
4.4.1	Modellaufbau . . . . .	66
4.4.2	Verschraubungssimulation . . . . .	67
4.4.3	Kriechsimulation . . . . .	75
4.5	Modellaufbau Vollmodell . . . . .	77
4.5.1	Modellaufbau . . . . .	77
4.5.2	Verschraubungssimulation . . . . .	78
4.5.3	Kriechsimulation . . . . .	79
<b>5</b>	<b>Simulationsergebnisse</b>	<b>81</b>
5.1	Verschraubungssimulation . . . . .	81
5.1.1	Viertelmodell . . . . .	81
5.1.2	Vollmodell . . . . .	87
5.2	Kriechsimulation . . . . .	91
5.2.1	Viertelmodell . . . . .	91
5.2.2	Vollmodell . . . . .	95
5.3	Kritische Betrachtung der Simulation . . . . .	101
5.3.1	Korrelation Realversuch / Simulation . . . . .	101

5.3.2	Korrelation Viertelmodell / Vollmodell . . . . .	101
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>104</b>
6.1	Zusammenfassung der Diplomarbeit . . . . .	104
6.2	Ausblick und Interpretation . . . . .	107
	<b>Zeichenerklärung</b>	<b>109</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>113</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>117</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>118</b>

# Kapitel 1

## Einleitung

### 1.1 Motivation

Immer höher werdende Anforderungen im Automobilbau hinsichtlich Gewichtsreduktion und Kostensenkung haben unter Anderem dazu geführt, dass sich selbstfurchende Schraubenverbindungen im Multimaterialdesign zunehmend etabliert haben. Diese moderne Art der Schraubenverbindungstechnik senkt die Kosten und sichert zugleich die Qualität der Verbindung. Eine umfassende Analyse zum Optimierungspotential der Gesamtverbindungskosten im Automobilbau der Firma Arnold Umformtechnik GmbH & Co. KG kommt zu dem Ergebnis, dass bei einer ganzheitlichen Betrachtung der Verbindungselemente eine Kostenreduktion von bis zu 20 % möglich ist. Besonderes Augenmerk ist deshalb auf diese Möglichkeit der Schraubenverbindung zu richten, da der Gesamtkonstruktions- und Entwicklungsprozess lediglich 10 % zu den Gesamtkosten beiträgt, die Folgekosten aber bis zu 70 % beeinflusst [1].

Allgemein kann gesagt werden, dass die Verwendung von selbstfurchenden Schraubenverbindungen ein enormes Einsparungspotential hinsichtlich Zeit und Kosten birgt (Abb. 1.1).

Der durch den Einsatz von Leichtmetallen und dieser Verschraubungstechnologie erreichte Gewichtsvorteil trägt kurzfristig zu einer Verminderung des Kraftstoffverbrauchs und somit zu einer Reduzierung des Schadstoffausstoßes sowie zu einer Erhöhung der Fahrdynamik bei. So bringt beispielsweise der Einsatz dieser Verbindungstechnik alleine bei einer Applikation von 20 Schrauben pro Getriebeeinheit einen Gewichtsvorteil von 350 g [3]. Langfristig trägt aber diese Paarung aus innovativem Werkstoffkonzept und innovativer Verschraubungstechnologie in einem immer anspruchsvoller werdenden Umfeld an Konkurrenten und Mitbewerbern dazu bei den Unternehmenserfolg auch künftig zu sichern.

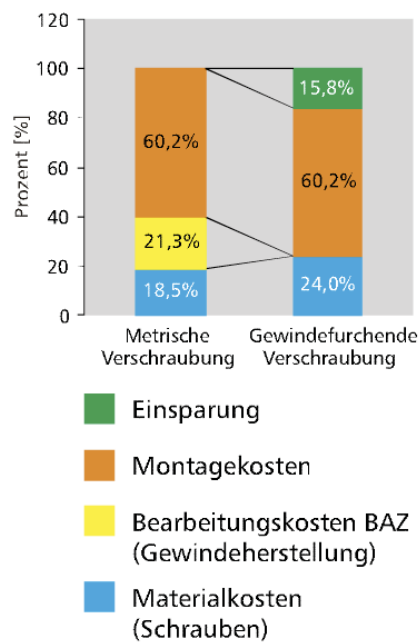


Abbildung 1.1: Kostenvergleich konventionelle-/ selbstfurchende Schraubenverbindung [2]

Vor allem die Komponentenpaarung mit der Schraube aus einer hochfesten Aluminiumlegierung und der zu verschraubenden Bauteilen aus einer Magnesiumlegierung hat sich im Leichtbau etabliert und wird bereits angewandt.

## 1.2 Ziele der Arbeit

Die klassische Berechnungsrichtlinie nach VDI 2230 ist auf Grund von materialspezifischen Erscheinungen, die diese Leichtmetallverbindungen zeigen wie etwa das Kriechen des Werkstoffs, nur mehr beschränkt anwendbar. Daher ist es nötig relaxierend wirkende Kriechprozesse in ein Verschraubungsmodell aufzunehmen, um so Prognosen über die Entwicklung der Vorspannkraft abgeben zu können. Zwar hat man zum Verhalten dieser Verbindungen bereits Erfahrungen aus Praxis und aus Realversuchen gesammelt, doch fehlt bis zum heutigen Tag ein numerisches Basismodell, um den Furchprozess, das Verspannen der Schraube und den dadurch erzielten Vorspannkraftaufbau, sowie den Abbau der Vorspannkraft durch anschließende Relaxationsprozesse während der Einsatzdauer abzubilden.

Ziel dieser Arbeit ist die Schaffung eines numerischen Basismodells zur Abbildung des Furchprozesses, des Verspannungsvorganges und der Relaxationsperiode in Leichtmetalllegie-

rungen. Dabei sollte der tatsächliche Verschraubungs- bzw. Furchvorgang möglichst realitätsnahe in einem Finite Elemente Modell abgebildet werden. Parallel zu den virtuellen Versuchen sollen mit realen Versuchen die Simulationsergebnisse, insbesondere das Furchmoment und die Vorspannkraft validiert werden. Weiters soll mit einer Sensitivitätsanalyse der Einfluss unterschiedlicher Reibungsbedingungen auf den Verlauf des benötigten Verschraubungsmoments ermittelt werden. Diese Arbeit sollte die grundlegenden Methoden liefern, um die besagten Teilprozesse virtuell abbilden zu können und den durch Relaxationsvorgänge stattfindenden Vorspannungsverlust zu prognostizieren.

Die Arbeitsschritte dieser Diplomarbeit umfassen dabei:

- Validierung der Simulationsergebnisse anhand von Realversuchen
- Modellierung des Versuchsaufbaus in einem Finite Elemente Modell
- Analyse von Formmomentenverlauf, Furchmoment und Grenzmoment
- Sensitivitätsanalyse verschiedener Reibwerte auf den Formmomentenverlauf
- Abbildung des Vorspannkraftverlusts auf Grund von Relaxation

# Kapitel 2

## Stand der Technik

### 2.1 Schraubenverbindungen

#### 2.1.1 Allgemeines

Schraubenverbindungen gehören zu den meistverbreitetsten Bauteilverbindungen. Das Funktionsprinzip der Schraube beruht auf der Keilwirkung eines entlang einer Helix auf dem Grundkörper aufgewickelten Keils. Wobei die Schraube als rechtsgängig (rechtssteigend) bezeichnet wird, falls ein auf ihr bewegter Punkt beim Umlauf im Uhrzeigersinn sich axial vom Beobachter entfernt, ansonsten linksgängig (linkssteigend). Je nach Verwendungszweck läßt sich der Einsatzbereich der Schraube in zwei Hauptkategorien aufteilen.

- Die Schraube als Maschine: Hier dient die Schraube als Maschine zur Übersetzung einer Dreh- in eine Längsbewegung, wobei nach den folgenden Arbeitsfunktionen unterschieden wird:
  - Stellfunktion: Primäre Aufgabe ist die Bewegungswandlung mit hoher Genauigkeit
  - Arbeitsfunktion: Aufgabe ist die Momenten-Kraftwandlung
  
- Die Schraube als Verbindungselement: Die Aufgabe der Schraube liegt darin Bauteile zu verbinden. Ein wesentlicher Vorteil der Schraubenverbindung gegenüber einer Schweiß-, Niet-, Löt-, oder Pressverbindungen besteht darin, dass sich die Bauteile zerstörungsfrei

wieder lösen und abermals verbinden lassen. Dabei bewirkt die Schraubenkraft eine elastische Verspannung der Fügeteile und des Schraubenbolzens und somit eine Kraftspeicherung [4].

### 2.1.2 Normung und Gewindeform

**Normung** Da die Funktion, die Austauschbarkeit sowie Montagesicherheit bei Schraubenverbindungen unbedingt gesichert sein muss unterliegt das Maschinenelement Schraube sowie die Ausführung des die Schraube aufnehmenden Gegenstücks (Mutter bzw. Gewindebohrung) einer äußerst strengen Reglementierung. Grundsätzlich besteht ein Gewindesystem aus den Komponenten Profilform und Maßsystem. Allgemeines über diese Gewindesysteme deckt die Norm DIN 202 ab. Da dem metrischen ISO-Gewinde weitaus die größte Bedeutung im Maschinenbau zukommt, werden diese Gewinde ausführlich in den DIN Normen 13 und 14 behandelt. Die Definition der Schraubenlinie selbst ist in DIN 2244 nachzulesen. Ein Gewinde wird durch folgende Bestimmungsgrößen definiert (Abb. 2.1) [5]:

- Außendurchmesser (Nenndurchmesser)  $d$  bzw.  $D$
- Flankendurchmesser  $d_2$  bzw.  $D_2$
- Kerndurchmesser  $d_3$  bzw.  $D_3$
- Gewindesteigung  $P$
- Flankenwinkel  $\alpha$
- Teilflankenwinkel  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$
- Radius am Gewindegrund (Rundung)  $R$
- Gewindetiefe  $h_3$
- Flankenüberdeckung (Gewindetragtiefe)  $H_1$

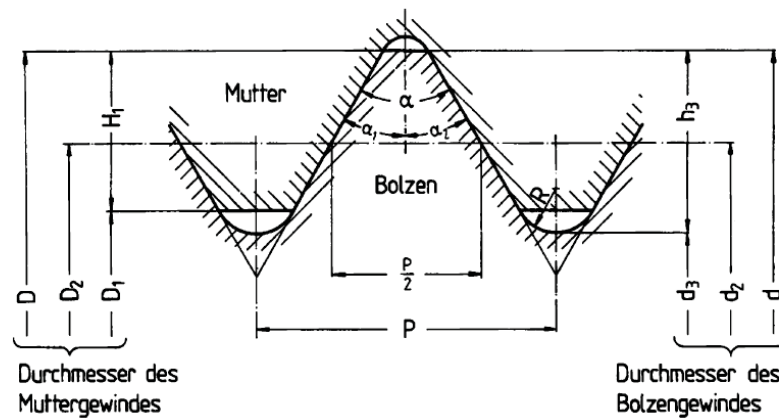


Abbildung 2.1: Bestimmungsgrößen eines Gewindes [5]

**Gewindeform** Kommen für Befestigungsaufgaben hauptsächlich metrische Gewinde (Abb. 2.2) zur Anwendung, so finden Trapezgewinde (Abb. 2.3(a)) Einsatz bei Bewegungsaufgaben, Rundgewinde (Abb. 2.3(b)) bieten die Möglichkeit der Verschraubung auch unter widrigen Bedingungen und Sägezahn- und Withworthgewinde (Abb. 2.3(c)) werden vor allem bei hoher, einseitiger Belastung eingesetzt. Die noch im Zollmaß gefertigten Withworthgewinde (Abb. 2.3(d)) finden besonders in der Rohrverbindungstechnik Verbreitung.

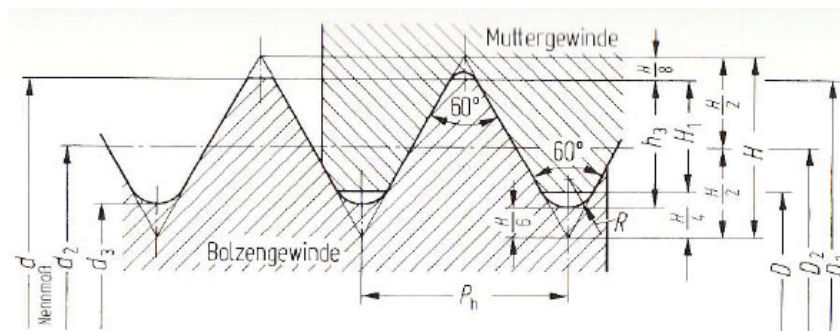


Abbildung 2.2: Metrisches Gewinde nach DIN 13/14 [6]



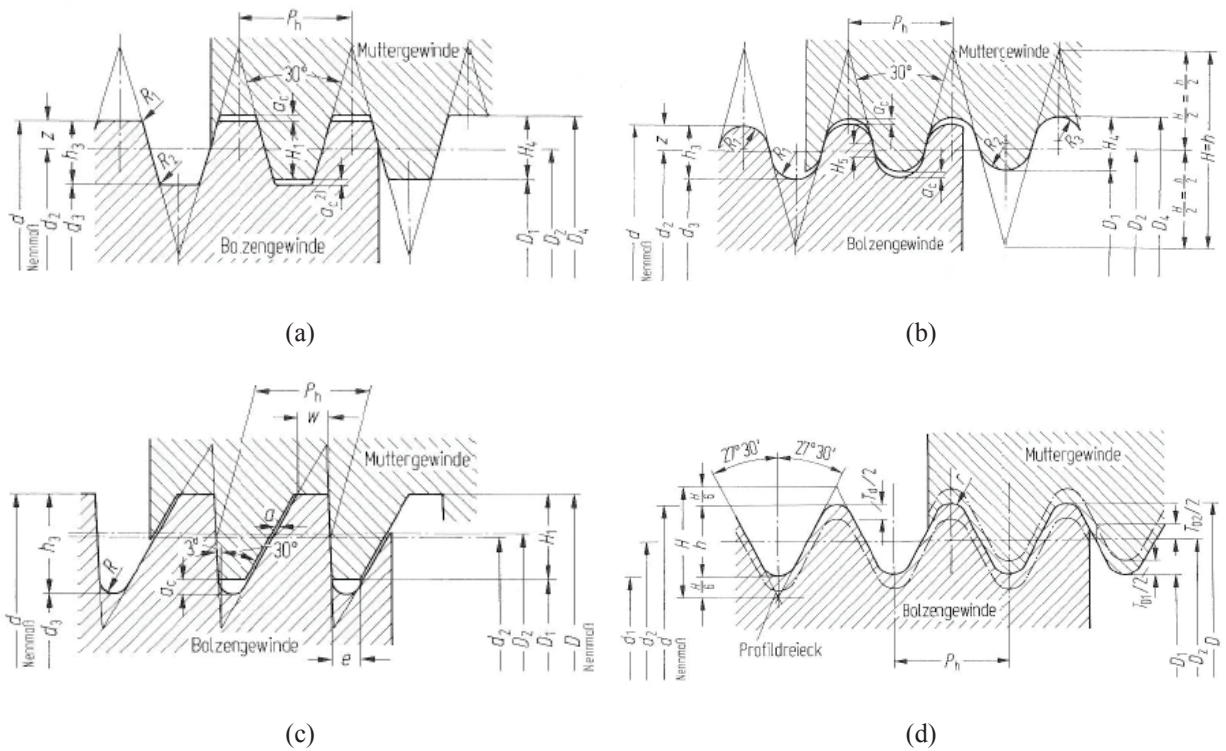


Abbildung 2.3: (a) Trapezgewinde DIN 103 (b) Rundgewinde DIN 405 (c) Sägezahnengewinde DIN 513 und (d) Withworthgewinde [6]

Je nach Ausführung des Verhältnisses von Basis zu Steigung unterscheidet man offene und geschlossene Gewinde. Das Gewinde wird als geschlossen bezeichnet, wenn die Basisbreite gleich der Steigungshöhe ist. Werden mehrere Gewindegänge gleicher Steigung verwendet spricht man von mehrgängigen Gewinden. Auf Grund ihrer hohen Steigung und Gewindefläche (Belastbarkeit) werden sie oft für Schnellverschlüsse und Stellaufgaben eingesetzt, Befestigungsgewinde werden immer und Lastgewinde überwiegend eingängig ausgeführt [4].

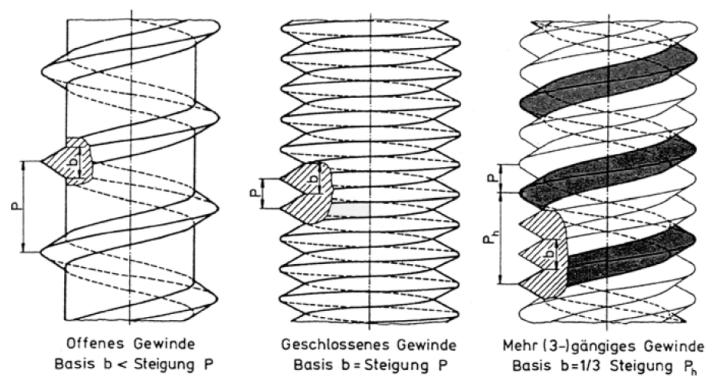


Abbildung 2.4: Ausführungsarten eines Gewindes [4]



Im Spezialfall einer Schraubenverbindung aus einer Aluminiumschraube und einem Muttermaterial aus Magnesium kommen neben den klassischen Anforderungen noch folgende hinzu [4]:

- Möglichst kleine Abmessungen mit hoch belastbaren Querschnitten
- Korrosionsbeständigkeit, die mindestens der des Basiswerkstoffs entspricht
- Sicherer und wirtschaftlicher Zusammenbau
- Höchstmögliche Wirtschaftlichkeit während der gesamten Lebensdauer der Anlage oder der Anlagenteile

**Festigkeitsklassen** Die Schraubenverbindung muss die auftretenden Kräfte mit dementsprechender Sicherheit ertragen können. Berechnungsgrundlagen bilden die jeweils gültigen Berechnungsvorschriften (VDI Datenblätter). Dabei muss dem Konstrukteur die von der Schraube ertragbare Spannung bekannt sein. Festigkeitsangaben der Schraube werden verschlüsselt am Schraubenkopf angegeben. Für Schrauben aus Stahl bis 39 mm Gewindedurchmesser erfolgt die Angabe durch zwei mit einem Punkt getrennten Zahlen. Die erste Zahl (Festigkeitskennzahl) gibt ein  $\frac{1}{100}$  der Mindestzugfestigkeit  $R_m$  in MPa, die zweite das zehnfache des Streckgrenzenverhältnisses  $\frac{R_{el}}{R_m}$  bzw.  $R_{p0,2}$  an. Das zehnfache Produkt beider Zahlen ergibt die Mindeststreckgrenze  $R_{el}$  in MPa. Die Unterteilung für Muttern erfolgt in drei Klassen:

- Muttern für Schraubenverbindungen mit voller Belastbarkeit
- Muttern für Schraubenverbindungen mit eingeschränkter Belastbarkeit
- Muttern für Schraubenverbindungen ohne festgelegte Belastbarkeit

*Schraubenfestigkeit - Berechnungsbeispiele:*

Für die Festigkeitsklasse 5.6 bedeutet dies zum Beispiel für die erste Zahl:

$$\frac{R_m}{100} = \frac{500}{100} = 5$$

d.h. die Mindestzugfestigkeit beträgt: 500 MPa. Die zweite Zahl bedeutet:

$$10 * \frac{R_{el}}{R_m} = 10 * \frac{300}{500} = 6$$

Das zehnfache Produkt beider Zahlen ergibt die Mindest-Streckgrenze  $R_{el}$  in MPa [7].

$$10 * 5 * 6 = 300 \text{ MPa}$$

**Beanspruchung** Schraubenverbindungen in der Befestigungstechnik haben Kräfte und Momente in allen Freiheitsgraden zu übertragen, also Zug/Druck, Scherung, Biegung und Torsion [8]. Meistens wird dies durch eine reibschlüssige Verbindung der Bauteile realisiert. Dabei werden an den sich berührenden Flächen durch Verspannen (Normalkräfte) Reibungskräfte erzeugt, die den Verschiebekräften entgegenwirken. Eine weitere Möglichkeit eine kraft- und momentensteife Verbindung herzustellen, liegt in der Verwendung von Passschrauben. Die sich geometrisch berührenden Flächen der Formelemente wirken als „Mitnehmer“ und werden auf Scherung beansprucht [9]. Das Wirkprinzip und damit der physikalische Effekt der Schraubenverbindung wird aber erst durch die Gestaltung der Verbindung festgelegt. So wirkt eine Schraubenverbindung z.B. bei der Befestigung eines Deckels im Kesselbau formschlüssig und bei der Verbindung zweier auf Längszug belasteten Platten reibschlüssig [4]. Die auftretenden Lastfälle legen so den Grundstein für die Auslegung und Berechnung der Schraubenverbindung.

### 2.1.5 Schrauben in Montage- und Betriebszustand

**Allgemeines** Ziel einer hochfesten Schraubenverbindung ist es zwei oder mehrere Bauteile so zu verbinden, dass sie sich möglichst wie ein Bauteil ohne Trennfuge verhalten. Kräfte, Momente und vor allem Wege sollen möglichst verlustarm von einem Bauteil zum anderem weitergeleitet werden. Dabei werden durch die Schraube beide Fügepartner so fest zusammengedrückt, dass der mechanische Energiefluss also das Leiten von Kräften, Momenten und Verschiebungen über die Trennfuge gewährleistet ist [8]. Die Schraube kann dabei als Zugfeder, die verspannten Teile als Druckfedern betrachtet werden.

**Verspannungsschaubild im Montagezustand** Anhand der Abbildung 2.7 soll das Kraft-Verformungsverhalten einer zentrisch verspannten Schraubenverbindung erläutert werden. Wird eine Schraube auf die Montagevorspannkraft  $F_M$  angezogen, dann längt sie sich um den Betrag  $f_{SM}$ . Die verspannten Teile werden dabei wiederum um den Betrag  $f_{PM}$  zusammengedrückt. Die Längenänderungen  $f_{SM}$  und  $f_{PM}$  stehen im Gleichgewicht und Verhalten sich entsprechend

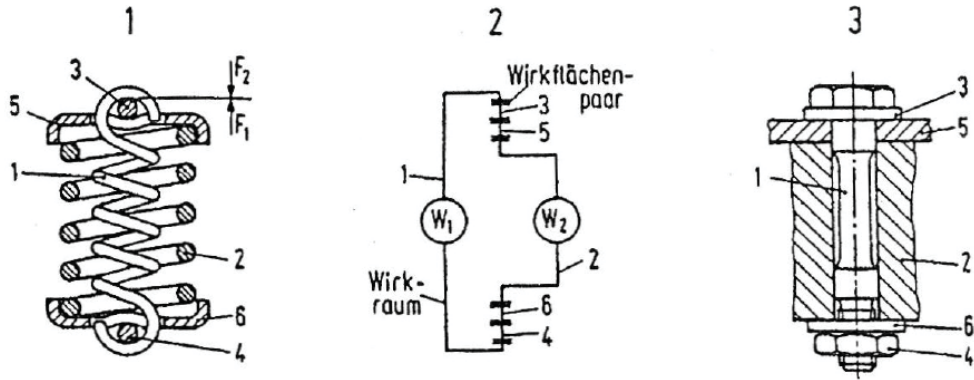


Abbildung 2.6: (1) Eine Schraubenverbindung als Federersatzsystem, (2) & (3) Kennzeichnung der Wirkflächenpaare [8]

dem Verhältnis der elastischen Moduli der Schraube  $E_S$  und der verspannten Teile  $E_P$ . Durch die elastische Dehnung der Schraube wird eine Montagevorspannkraft erzeugt, wobei die Schraubenvorspannkraft  $F_V$  gleich der Vorspannkraft in den verspannten Teilen jedoch entgegengesetzt ist. Ohne äußere Belastung entspricht die Montagevorspannkraft  $F_M$  der Schraubenkraft  $F_S$  bzw. Klemmkraft der verspannten Teile.

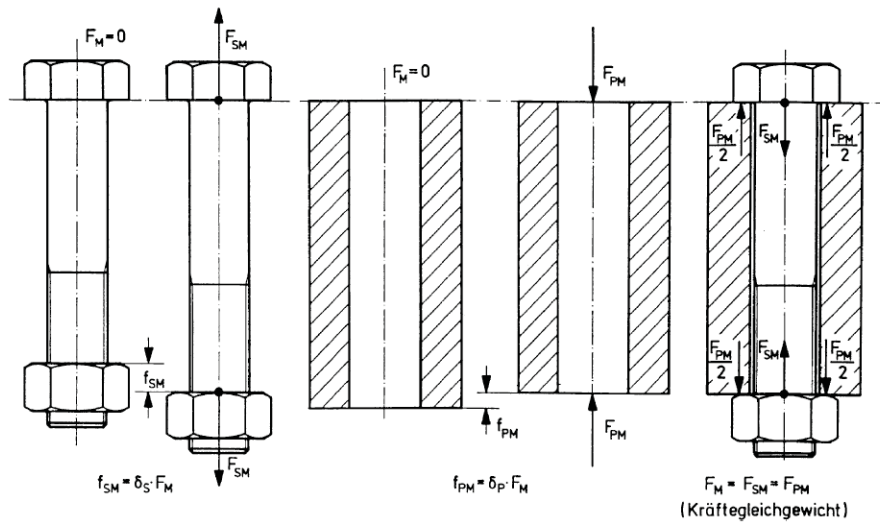


Abbildung 2.7: Längenänderungen von Schraube  $f_{SM}$  und verspannten Teilen  $f_{PM}$  infolge der Montagevorspannkraft  $F_M$  [5]

Werden die auftretenden Kräfte den Wegen gegenübergestellt, so erhält man das Verspannungsschaubild (Abb. 2.8). Dabei wird die Kennlinie der verspannten Platten zuerst um die Abszisse gespiegelt und anschließend eine horizontale Verschiebung vorgenommen. So erhält man die allgemein geläufige Form des Verspannungsschaubildes (Abb. 2.8). Die Steigungen der jewei-



Die Montagevorspannkraft in Schraubenverbindungen hängt von folgenden Faktoren ab:

- Anziehverfahren
  - Anziehen von Hand
  - Streckgrenzgesteuertes Anziehen
  - Drehwinkelgesteuertes Anziehen
  - Hydraulisches Anziehen
  - Drehmomentgesteuertes Anziehen
  - Impulsgesteuertes Anziehen
- Anziehwerkzeug
- Reibungsverhältnisse
  - Verschraubung mit Schmiermittel
  - Verschraubung ohne Schmiermittel
  - Beschichtung der Schrauben
- Geometrische Ausführung der Verbindung

Es ist also verständlich, dass die Berücksichtigung all dieser Faktoren in der Berechnung der benötigten Vorspannkraft bzw. Montagevorspannkraft schwer möglich ist. Die Möglichkeit der Streuung all dieser Faktoren bedingt die Überdimensionierung der Schraube, was durch den Anziehungsfaktor  $\alpha$  berücksichtigt wird (Abb. 2.9). Dies hat zur Folge, dass bei gleichbleibender Mindestvorspannkraft die Schraube für eine größere maximale Montagevorspannkraft auszuliegen ist [8].

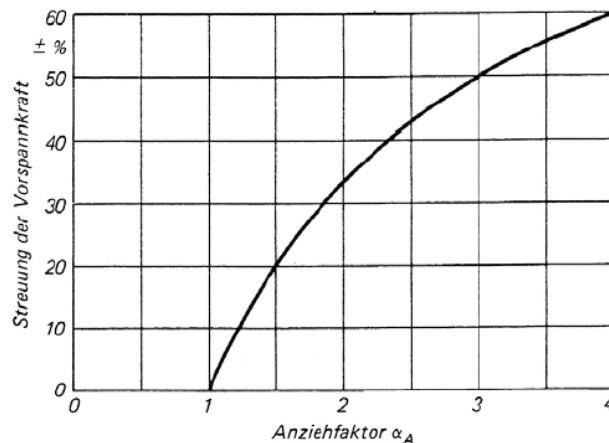


Abbildung 2.9: Streuung der Vorspannkraft anhand verschiedener Anziehfaktoren [8]

**Verschraubungsschaubild im Betriebszustand** Wird die verspannte Schraubenverbindung nun im Betrieb belastet, können die jeweiligen Kräfte direkt am Verspannungsschaubild abgelesen werden (Abb. 2.10(a)).  $F_A$  stellt die Komponente der in Achsrichtung der Schraube wirkenden Betriebskraft dar. Im Gegensatz zum Montagezustand sind sowohl der Betrag und die Richtung der Verformung im Betriebszustand gleich groß und auch gleich gerichtet. Wird die Verbindung statisch auf Zug belastet, so entlastet die Betriebskraft die verspannten Platten um den Anteil  $F_{PA} = \frac{f_{PA}}{\delta_P}$  auf die Restklemmkraft  $F_{KR}$  und belastet die Schraube zusätzlich um den Anteil  $F_{SA} = \frac{f_{SA}}{\delta_S}$  auf  $F_S$ . Die Verringerung der Montagedruckkraft in den verspannten Teilen auf Grund der Betriebskraft  $F_A$  bewirkt, dass auf die Schraube nur mehr der Differenzbetrag  $F_{SA} = F_A - F_{PA}$  wirkt. Nähert sich der die Platten entlastende Kräfteanteil  $F_{PA}$  der Betriebskraft  $F_A$  der Montagevorspannkraft  $F_M$  so verringert sich die verbleibende Klemmkraft  $F_{KR}$  dementsprechend und ein Auseinanderklaffen der Trennfugen und somit ein Versagen der Verbindung droht [5].



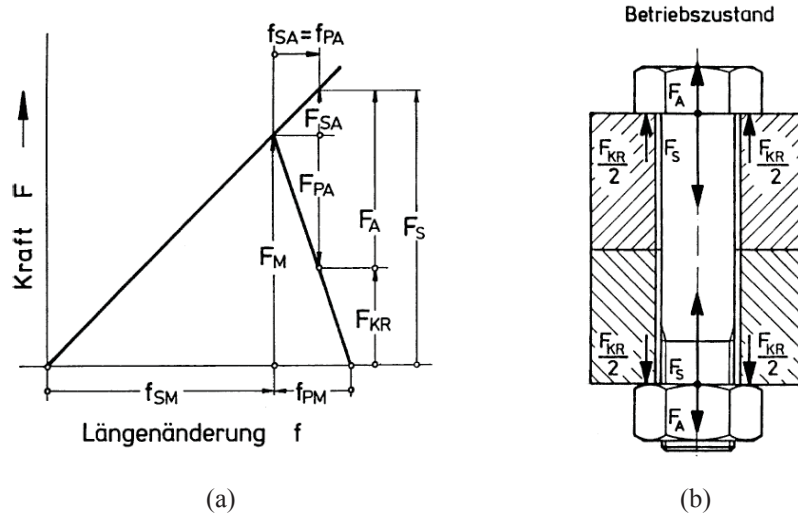


Abbildung 2.10: (a) Verspannungsschaubild im Betriebszustand (b) Kräfte im Betriebszustand [5]

**Setzen** Als das Setzen einer Schraubenverbindung bezeichnet man den Vorspannkraftverlust der angezogenen Schraube auf Grund von Fließvorgängen an einzelnen Stellen hoher Flächenpressung (Abb. 2.11). Im wesentlichen kommt es während des Setzens zu einer plastischen Verformung der Oberflächenrauheiten der miteinander in Kontakt stehenden Gewindegänge sowie der unter Druck stehenden Flächen wie zum Beispiel der Kopfauflegefläche der Schraube. Auch das Eindrücken und Verbiegen der Gewindegänge ist möglich. Durch die plastische Verformung dieser Gebiete verringert sich der elastisch verspannte Weg um den plastischen Anteil des Setzens (Setzbetrag)  $f_Z$ . Damit verbunden ist ein Vorspannkraftabbau der Montagevorspannkraft  $F_M$  um den Betrag  $F_Z$ . So kommt es auch im Laufe der Einsatzdauer auf Grund von den zwar ständig kleiner werdenden aber anhaltenden Setzvorgängen zu einer Verminderung der Vorspannkraft. Die Größenordnung des Vorspannkraftverlustes richtet sich vor allem nach der Festigkeit der verspannten Teile, der Rauigkeit der Oberflächen, der Höhe der Flächenpressung, der Art der Beanspruchung und vor allem nach der Temperatur. Oft kann ein kleinerer Setzbetrag beobachtet werden, als er von der herrschenden Oberflächenrauigkeit her zu erwarten wäre, da Unebenheiten oft schon während des Anziehvorgangs eingeebnet werden [8].

*„Im Allgemeinen lässt sich sagen, dass der Gesamtsetzbetrag sowohl von der Anzahl der Trennfugen als auch von der Größe der Rauigkeiten nahezu unabhängig ist. Er nimmt jedoch mit zunehmendem Klemmlängenverhältnis  $\frac{l_k}{d}$  zu“ [8].*

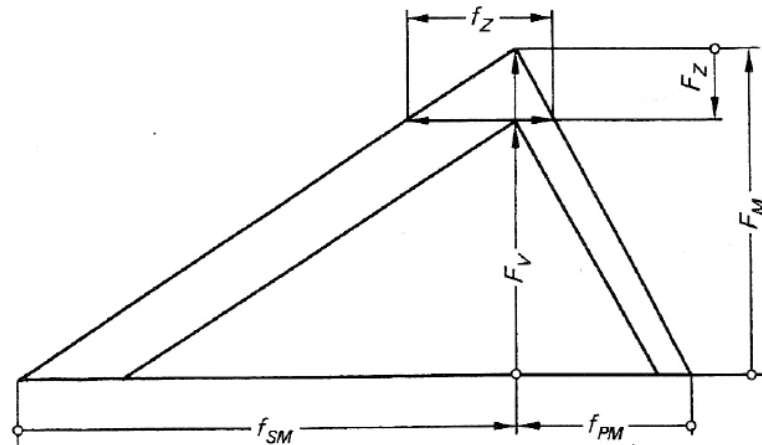


Abbildung 2.11: Verminderung der Montagevorspannkraft durch Setzen um den Betrag  $F_Z$  [8]

**Verhalten bei erhöhten Temperaturen** Werden Schraubenverbindungen bei höheren Temperaturen eingesetzt, kann es auf Grund der thermischen Ausdehnung der beteiligten Bauteile zu einer Verschiebung des Spannungsschaubildes kommen (Abb. 2.12). Je nach dem ob der thermische Ausdehnungskoeffizient  $\alpha$  der Platten bzw. der Schrauben größer ist wird das System mehr verspannt bzw. entspannt. Weiters kommt es mit zunehmender thermischer Aktivierung durch Wärmeeinbringung zu einer Verschiebung des E-Modul zu niedrigeren Werten. Besonders Leichtmetalle und ihre Legierungen neigen auf Grund der niedrigen Aktivierungsenergien (Abb. 2.1) bereits bei niedrigen Temperaturen zum Abbau der Vorspannkraft auf Grund von Kriecherscheinungen des Werkstoffs. Für Magnesium und Magnesiumlegierungen besteht dieser kritische Bereich kriechprozessbehafteter Verformung bereits bei Temperaturen um die 100 bis 150 °C [8].

$\gamma$ -Fe	Au	Al	Mg	Pb
380	205	150	125	95

Tabelle 2.1: Aktivierungsenergien für das Kriechen verschiedener Metalle in [J/mol] [10]

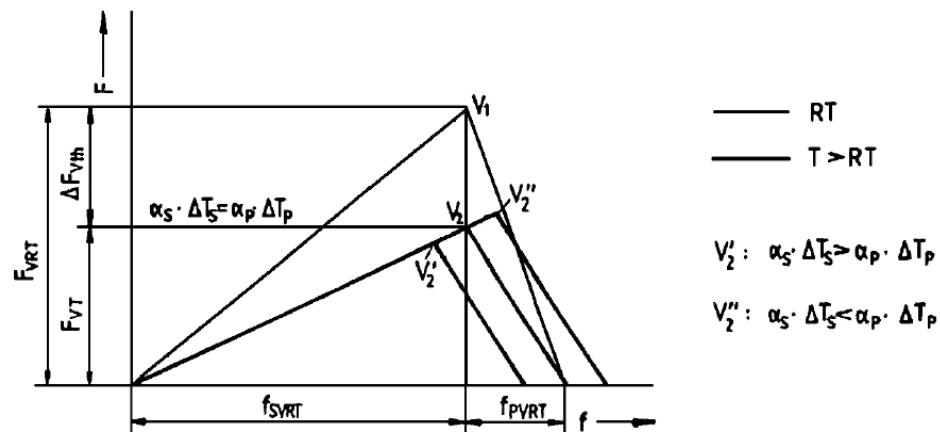


Abbildung 2.12: Veränderung des Verspannungsschaubildes auf Grund von Temperatureinwirkung [8]

**Zusammenfassung** Die hier ausgeführten Erklärungen sollen zum Grundverständnis des Maschinenelements Schraube und dessen Verbindung dienen. Berechnungsschritte im klassischen Stahlmaschinenbau sind den jeweiligen Belastungs- und Verspannungsbedingungen angepaßt, den verschiedenen Berechnungsvorschriften zu entnehmen.

## 2.2 Tribologie

### 2.2.1 Das tribologische System

Kommen Bauteile in ihrer Funktion in Berührung, sei es als Werkzeug in einem Umformprozess oder als Maschinenelement bei Zahnrädern im Eingriff, so wirken die Oberflächen der jeweiligen Teile mit ihrer physikalischen und chemischen Beschaffenheit aufeinander ein. Ein solches System von in unter relativer Bewegung zueinander befindlichen Bauteilen wird als Tribologisches System bezeichnet. Um Rückschlüsse auf Verschleiß, Oberflächenbeschaffenheit und somit die Lebensdauer bzw. den Grad der Abnutzung ziehen zu können, müssen alle Komponenten des Tribosystems sowie das Beanspruchungskollektiv bekannt sein. Diverse Tribologische Messverfahren ermöglichen die Feststellung des Verschleißes [11].

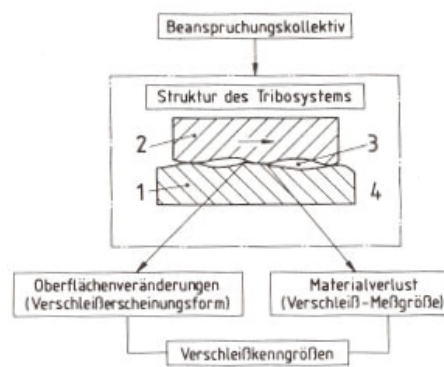


Abbildung 2.13: Tribologisches System nach DIN 50320 bestehend aus (1) Grundkörper (2) Gegenkörper (3) Zwischenstoff (4) Umgebungsmedium [11]

## 2.2.2 Die technische Oberfläche

### Allgemeines

Im Allgemeinen wird der Abschluß eines Stoffgebietes seiner Umwelt gegenüber als Oberfläche bezeichnet. Auf Grund der geltenden thermodynamischen Gegebenheiten kann sie in der Realität nie die Form einer ideal glatten Fläche annehmen. Je nach Art des Ur- oder Umformprozesses, der zur endgültigen Oberfläche des Bauteils führt, kann diese eine annähernd glatte Form, aber auch eine relativ höhere Oberfläche innerhalb eines geometrisch definierten Bereichs einnehmen. Dieses Verhältnis wird als spezifische Oberfläche bezeichnet, dabei sind grundsätzlich folgende Definitionen möglich:

- Volumenbezogene spezifische Oberfläche  $S_V$

$$[S_V] = \frac{[m^2]}{[m^3]}$$

- Massenbezogene spezifische Oberfläche  $S_M$

$$[S_M] = \frac{[m^2]}{[kg]}$$

### Oberflächenkennwerte

Die zwei in der Technik gebräuchlichsten Kennwerte zur Charakterisierung der Oberfläche sind der  $R_a$  bzw. der  $R_z$  Wert.

- Arithmetischer Mittenrauwert  $R_a$  (Abb. 2.14(a))

$$\sum A_o = \sum A_u, A_g = \sum A_o + \sum A_u, R_a = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 R_{al_i} \quad (2.1)$$

- Gemittelte Rautiefe  $R_z$  (Abb. 2.14(b))

$$R_z = \frac{1}{5}(Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5) \quad (2.2)$$

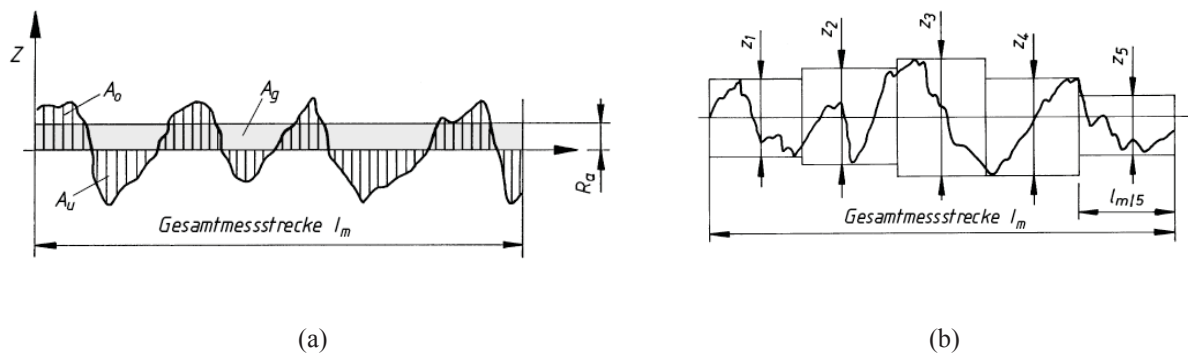


Abbildung 2.14: Oberflächenkennwerte (DIN EN ISO 4287 und DIN EN ISO 4288) (a) Arithmetischer Mittenrauwert  $R_a$  (b) gemittelte Rautiefe  $R_z$  [7]

Zwischen diesen beiden Größen besteht kein mathematischer Zusammenhang. Auf Grund der einfacheren messtechnischen Handhabung wird im mitteleuropäischen Raum bevorzugt  $R_z$  angegeben. Eine weitere Charakterisierungsmöglichkeit der Oberfläche besteht darin, die sich in regelmäßigen Abständen wiederholende Struktur der Oberfläche anzugeben. Man spricht dabei von der Welligkeit [7].

### 2.2.3 Verschleiß

Verschleiß ist ein komplexer Vorgang und wird im wesentlichen durch die Elemente des Tribosystems bestimmt. Je nach Beanspruchungsart können beim Verschleißvorgang verschiedene Verschleißarten wie Gleitverschleiß, Prallverschleiß, Rollverschleiß und Stoßverschleiß auftreten. Die Verschleißarten werden jeweils durch die auftretenden Verschleißmechanismen bestimmt [11]. Nach Burwell läßt der Festkörperverschleiß in vier Verschleißmechanismen unterteilen:

- Adhäsion
- Abrasion
- Oberflächenzerrütung
- Tribomechanische Reaktion

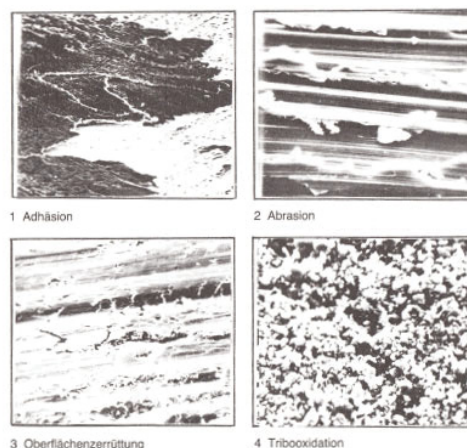


Abbildung 2.15: (1)-(4) Erscheinungsformen der verschiedenen Verschleißmechanismen [11]

**Adhäsion** tritt an Stellen hoher lokaler Flächenpressungen auf. Durch die Bildung von atomaren Bindungen treten Mikroverschweißungen auf. Diese Stellen können eine höhere Festigkeit als der sie umgebende Grundwerkstoff besitzen. Die ursprünglichen Grenzflächen decken sich so nicht mehr, sondern wandern in das Volumen eines der Kontaktpartner.

**Abrasion** entsteht auf Grund sich im Zwischenstoff befindlicher Partikel oder auf Grund eines härteren und rauheren Kontaktpartners. Ein wesentliches Merkmal der Abrasion sind Ritzungen der Oberfläche und Mikrozerspanung.

**Oberflächenzerrüttung** wird hervorgerufen durch wechselnde mechanische Beanspruchung die zum Abtrennen von Werkstoffpartikeln sowie zu Ermüdung, Rissbildung und Risswachstum führen kann.

Durch **Tribomechanische Reaktionen** entstehen chemische Reaktionsprodukte bei der Reaktion zwischen Grund- und/oder Gegenkörper mit den Zwischenstoff und/oder dem Umgebungsmedium infolge einer reibbedingten Aktivierung [11].

## 2.2.4 Reibung

### Reibungsmechanismen / Reibungszustände

Nach DIN 50320 wird als Reibung die Wechselwirkung zwischen den Oberflächen von Körpern bezeichnet, wobei diese der Relativbewegung entgegen wirkt. Vor allem die folgenden Mechanismen führen zu bewegungshemmenden und energiedissipierenden Prozessen:

- Adhäsion
- Abrasion
- Plastische Deformation
- Furchung
- Elastische Hysterese und Dämpfung

Da bei Kontakt technischer Oberflächen all diese Prozesse beteiligt sind, ist eine ungefähre Erfassung der einzelnen Mechanismen nur unter der Annahme einer statistischen Verteilung möglich. Eine weitere Unterteilung der Reibungszustände kann nach dem Kontaktzustand der Reibpartner erfolgen.

- Festkörperreibung
- Flüssigkeitsreibung
- Gasreibung
- Grenzschichtreibung

Ein funktionaler Zusammenhang zwischen Reibzahl und den Parametern Viskosität des Schmiermittels, Gleitgeschwindigkeit und wirkende Normalkraft wurde erstmals 1902 von Richard Stribeck formuliert (Abb. 2.16) [12].

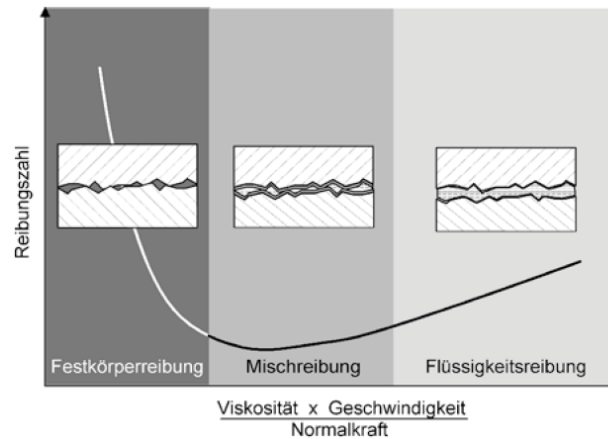


Abbildung 2.16: Stribeck-Kurve: funktionaler Zusammenhang von Reibzahl und Parametern Viskosität, Geschwindigkeit und Normalkraft [12]

### Mathematische Beschreibung der Reibung

Um Formänderungen, Spannungen und Kraftverläufe, die während eines Umformprozesses auftreten, abbilden zu können, ist es nötig die auftretenden Reibungsphänomene in einem mathematisch beschreibbaren Gesetz abzubilden und so der analytischen sowie numerischen Rechnung zugänglich zu machen. Dabei sind folgende Modelle geläufig (Abb. 2.17):

- Coulombsches Reibgesetz
- Reibzahlmodell
- Reibfaktormodell
- Shaw - Modell

**Coulombsches Reibgesetz** Beim Coulombschen Reibgesetz wird die Reibkraft  $F_R$  direkt linear über die Beziehung  $F_R = \mu * F_N$  zur Normalkraft  $F_N$  in Beziehung gesetzt. Die Proportionalitätszahl  $\mu$  wird als *Reibzahl* bezeichnet. Sie wird als zeitlich und örtlich konstanter Mittelwert angenommen.



**Reibzahlmodell** Im Gegensatz zum Coulombschen Reibgesetz, das sich auf Kräfte bezieht, werden beim Reibzahlmodell die Kräfte auf die Wirkflächen bezogen. Das Reibzahlmodell entspricht also dem auf die Wirkfläche bezogenen Coulombschen Reibgesetz. Die örtlich wirkende Reibschubspannung wird über die Reibzahl  $\mu$  mit der Kontaktnormalspannung verknüpft.

$$\tau_R = \mu * \sigma_N \quad (2.3)$$

Wird anstatt der Normalspannung  $\sigma_N$  die Fließspannung  $k_f$  des Werkstoffes gesetzt und die aus dem von Mises Kriterium abgeleitete Beziehung zwischen Fließgrenze und Schubfließgrenze  $k_f = 3 * \sqrt{k}$  für den einachsigen Zug ausgewertet, so folgt für  $\mu=1$   $\tau_R = 3 * \sqrt{k}$ . Es ist aber nur möglich maximale Spannungen der Schubfließgrenze zu übertragen, also  $\tau_R = \tau_{\max} = k$  was mit diesem Ansatz nicht abgebildet werden kann. Unterhalb dieser Grenze nähert das Reibzahlmodell das Reibverhalten gut an. Steigt die Reibschubspannung über diesen Wert verliert dieses Modell seine Gültigkeit! Da bei der Blechumformung die Normalspannungen in der Regel unterhalb der doppelten Fließgrenze liegen  $\sigma_N \leq 2 * k_f$  und die Reibwerte sich im Bereich von  $0,05 \leq \mu \leq 0,2$  bewegen, kann hier nach dem Reibzahlmodell gearbeitet werden. Liegen die Normalspannungen aber deutlich über der dreifachen Fließgrenze des Werkstoffes  $\sigma_N = 3 * k_f$  und herrscht ein Reibwert von  $\mu \geq 0,3$  wie z.B. in der Massivumformung, so muß auf andere Reibgesetze zurückgegriffen werden.

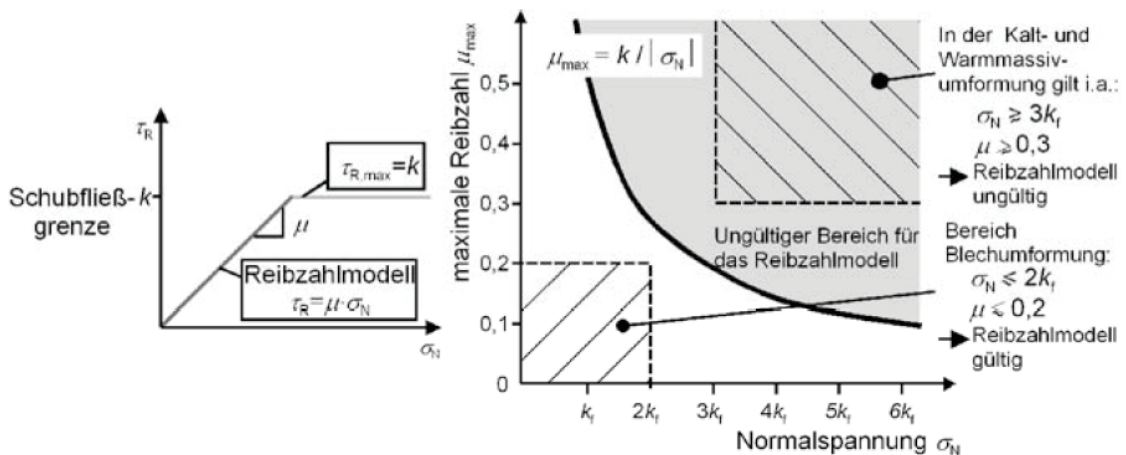


Abbildung 2.17: Gültigkeitsbereiche verschiedener Reibungsmodelle [12]

**Reibfaktormodell** Bei hohen Reibfaktoren bzw. Normalspannungen kann die Reibschubspannung  $\tau_R$  oberhalb der Schubfließgrenze  $k$  liegen. In der Realität äußert sich dies in einem Haften der Werkstückoberfläche an der Werkzeugoberfläche, dabei kann es zu einem Fließen des Materials unterhalb der Oberfläche kommen. Beim Reibfaktormodell wird die Reibschubspannung über den konstanten Faktor  $m$  linear mit der Schubfließgrenze verknüpft, wobei  $m$  als

Reibfaktor bezeichnet wird. Ein  $m$  von 1 bedeutet Haften der Oberfläche, ein  $m$  von 0 bedeutet Reibungsfreiheit.

$$\tau_R = m \cdot k \quad (2.4)$$

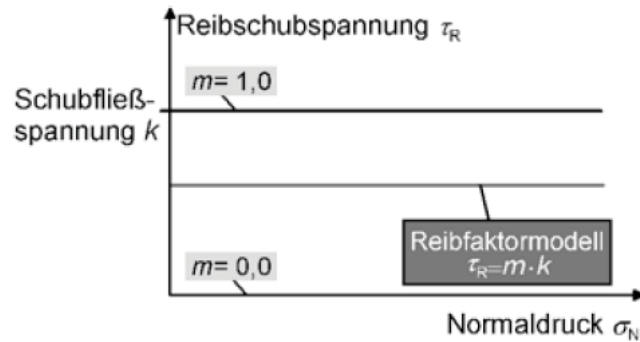


Abbildung 2.18: Reibschubspannungsverlauf nach dem Reibfaktormodell [12]

**Reibgesetz nach Shaw** Das Reibgesetz nach Shaw (Abb. 2.19) ermöglicht hohen Normalspannungen einen maximalen Grenzwert zuzuordnen. Es stellt damit eine Kombination aus Reibzahl- und Reibfaktormodell dar. Der Parameter  $n$  beschreibt die Schärfe des Übergangs zwischen den beiden Modellen [12].

$$\frac{\tau_R}{k} = \sqrt[n]{\tanh\left(\frac{\mu \cdot \sigma_N}{k}\right)^n} \quad (2.5)$$

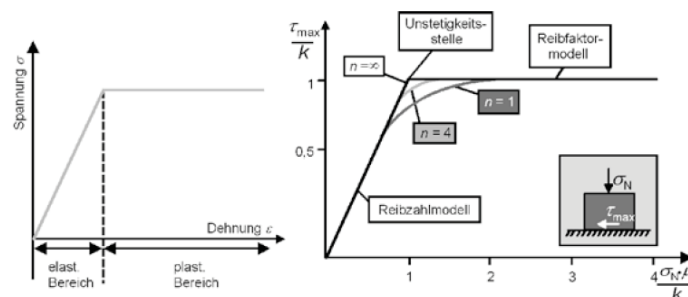


Abbildung 2.19: Elastisch - idealplastisches Stoffgesetz sowie Kombination aus Reibzahl- und Reibfaktormodell nach Shaw [12]

## 2.3 Werkstofftechnik

### 2.3.1 Werkstoffwahl

Durch die Forderung der Gewichtsreduzierung haben sich Leichtmetalle und ihre Legierungen in der Fertigung zunehmend durchgesetzt. Es muss jedoch zwischen Herstellkosten, Verfügbarkeit und Verhalten bzw. mechanische Eigenschaften der Werkstoffe abgewogen werden, um diese erfolgreich in der Serienfertigung einzuführen. Wie man an der Abbildung 2.20 erkennen kann, bieten sich besonders Magnesium und Aluminium sowie deren Legierungen für den gewichtsoptimierten Einsatz an.

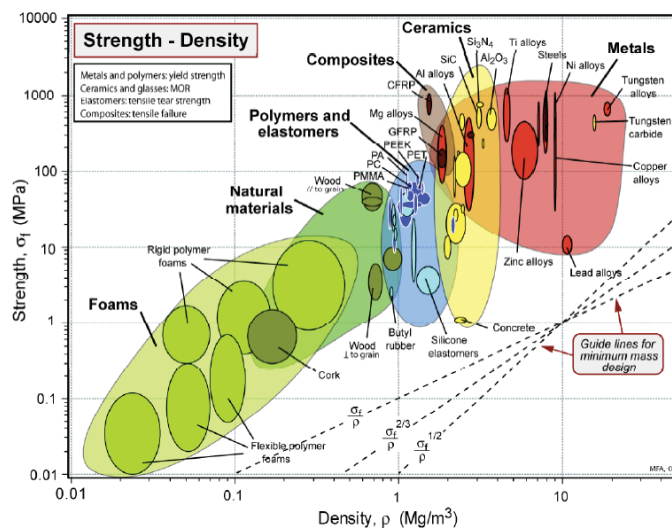


Abbildung 2.20: Übersicht der Festigkeiten von Werkstoffen im Vergleich zu deren Dichte - Ashby-Map [13]

### 2.3.2 Verfestigungsmechanismen

Da diese Werkstoffe in ihrer elementaren Form nur unzureichende Festigkeitseigenschaften zeigen nützt man diverse metallkundliche Mechanismen um ihre Festigkeit zu steigern [14].

- Verformungsverfestigung (Kaltverfestigung):  $\Delta\sigma_S \propto \sqrt{\rho}$
- Feinkornverfestigung:  $\Delta\sigma_S \propto \frac{1}{\sqrt{D}}$
- Mischkristallverfestigung:  $\Delta\sigma_S \propto \sqrt{c}$

- Teilchenhärtung
  - Ausscheidungshärtung  $\Delta\sigma_S \propto \sqrt{r_T * f_T}$
  - Dispersionshärtung  $\Delta\sigma_S \propto \frac{\sqrt{f_T}}{r_T}$
- Umwandlungshärte  $\Delta\sigma_S \propto f(\dot{T}, c, \dots)$

**Verformungsverfestigung** Die Verformung eines Metalls im kalten Zustand bedingt die Bildung von neuen Versetzungen. Diese wirken jeweils mit ihren langreichweitigen Spannungsfeldern aufeinander und werden immobilisiert, sobald sich Versetzungen schneiden. Eine zunehmende Immobilisierung durch sich schneidende Versetzungen bedarf aber bei einer vorgegebenen Verformung der Bildung weiterer Versetzungen, um den Umformvorgang aufrecht zu halten. Innere Spannungen bauen sich mehr und mehr auf, das Material verfestigt [15].

**Feinkornverfestigung** Je kleiner der Korndurchmesser, desto mehr Korngrenzen besitzt ein Werkstoff. Versetzungen können nicht direkt in das Nachbarkorn wandern, da dies eine Zerstörung des Kristallgitters im Nachbarkorn bedeuten würde, die Versetzungen stauen sich daher an den Korngrenzen auf. Dabei wird die wirkende Rückspannung, die auf der Abstoßung gleichartiger Spannungsfelder der Versetzungen beruht, mit der Anzahl der Versetzungen größer. Es wird immer mehr Spannung benötigt um die Versetzungen zu bewegen und näher „aneinander“ zu drücken, der Werkstoff verfestigt [15].

**Mischkristallverfestigung** beruht im wesentlichen auf einer Wechselwirkung der Legierungsatomen mit den Versetzungen, die zu einer Behinderung der Versetzungsbewegung führen kann. Der Aufenthalt eines Fremdatoms an einer Versetzung ist energetisch günstiger als der im perfekten Gitter. Je höher der Anteil an Legierungsatomen, desto ausgeprägter ist dieser Effekt [15].

## Teilchenhärtung

### Ausscheidungshärtung

Dieser Verfestigungsmechanismus beruht auf Ausscheidungen, die sich bei der Abkühlung eines homogenen Mischkristalls in einem Zweiphasengebiet bilden. Die Passung zur Matrix kann dabei kohärent, teilkohärent und inkohärent sein, wobei kohärente, feinstverteilte Ausscheidungen zu bevorzugen sind. Inkoherente Phasengrenzen wirken auf Versetzungen zwar wie Korngrenzen, können aber von Versetzungen durch den Orowan Mechanismus umgangen wer-

den. Ihre Wirkung ist daher ähnlich wie die von Partikeln in der Matrix, jedoch sind die bei hohen Temperaturen gebildeten Partikel relativ groß und somit wenig geeignet zur Erzielung hoher Festigkeiten. Die größte Festigkeit wird bei einem kritischen Durchmesser der Teilchen erreicht, diesen gilt es durch eine geeignete Prozessführung einzustellen. Je nach Kombination von Aus-

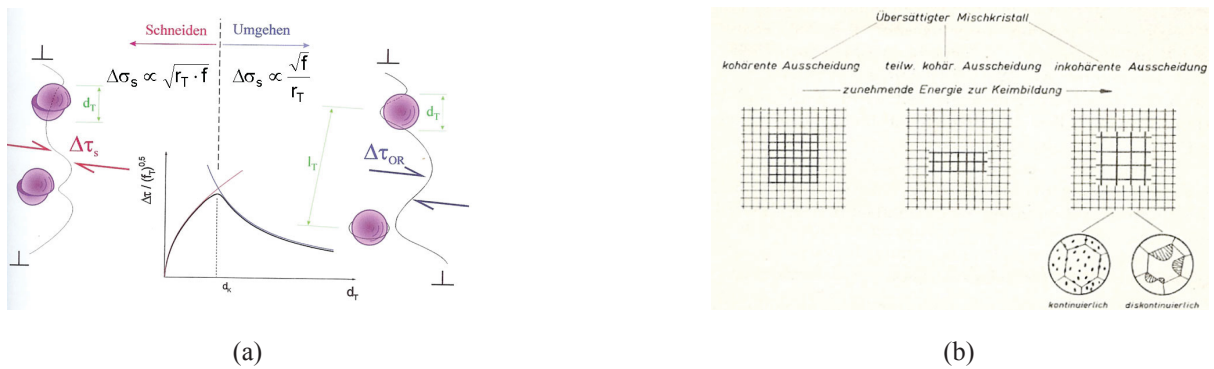


Abbildung 2.21: (a) Optimale Teilchengröße (b) Fehlpassungen zur Matrix [10]

lagerungszeit und Temperatur stellen sich verschiedene Strukturen der ausgeschiedenen Phase ein. Dabei ist zu beachten, dass die gewünschte Festigkeitssteigerung nur durch die metastabilen Zwischenphasen  $\theta'$  und  $\theta''$  erreicht wird. Die stabile Gleichgewichtsphase  $\theta$  führt nicht zu der gewünschten Steigerung. So sind in einer klassischen Aluminiumlegierung des Typs 7000  $MgZn_2$ -Ausscheidungen und in einer Legierung des Typs 6000  $Al_2CuMg$ -Ausscheidungen für die gesteigerte Festigkeit verantwortlich [10]. Folgender Ablauf beschreibt den Vorgang des Ausscheidungshärtens und ist in Abbildung 2.22(a) dargestellt:

1. Lösungsglühen
2. Abschrecken
3. Auslagern

### Dispersionshärtung

Oft werden den Werkstoffen auch bewußt Oxide oder Boride zugegeben, um der Versetzungsbe-  
 wegung entgegen zu wirken. Diese Strategie verfolgt man, um Werkstoffe für den Hochtempe-  
 ratureinsatz kriechbeständiger zu machen, da diese Teilchen oft bis hin zu hohen Temperaturen  
 stabil bleiben und nicht stark vergrößern. Da die beigemengten Partikel inkohärent zur Matrix  
 sind, können sie von Versetzungen nicht geschnitten, sondern nur umgangen werden [16]. Für  
 dispersoid gehärtete Werkstoffe gilt wie für ausscheidungsgehärtete Werkstoffe, dass je kleiner  
 die Partikel und je fein verteilter, desto wirksamer ist dieser Verfestigungsmechanismus [10].

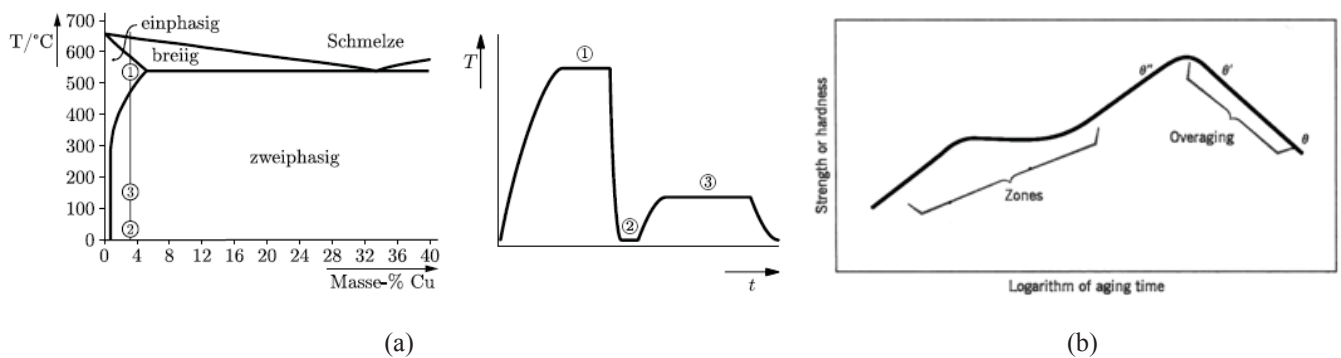


Abbildung 2.22: (a) Prinzip der Ausscheidungshärtung - Übersättigter Mischkristall, Abschrecken, Auslagern [14] (b) Auslagerungsstufen [16]

**Umwandlungshärte** Als klassisches Beispiel für die Steigerung der Festigkeit durch die Umwandlung von Phasen soll die Härtung von Stahl genannt werden. Dabei kann duktiles kubisch raumzentriertes Eisen mit einem definiertem Kohlenstoffgehalt auf das Vielfache seiner Festigkeit gebracht werden. Um diesen Effekt ausnützen zu können, ist eine genaue Kenntnis der thermodynamischen Eigenschaften des Werkstoffs von Nöten (ZTA, ZTU, Phasendiagramm).

### 2.3.3 Kriechen

#### Allgemeines

„Als Kriechen wird die zeitabhängige, plastische Verformung eines Werkstoffs unter Last bezeichnet“ [16]. Kritische Parameter sind dabei die herrschende Temperatur und Belastung. Deutliches Kriechverhalten ist bei metallischen Werkstoffen schon bei  $0,3 - 0,4 T_m$  zu beobachten, Keramiken hingegen zeigen auf Grund der ionisch-kovalenten Bindungen eine geringere Kriechneigung, die sich erst ab  $0,4 - 0,5 T_m$  bemerkbar macht [10].

Es muss unterschieden werden, ob sich der Werkstoff unter einer definierten Last (Spannung, Kraft) längt oder ob er auf eine definierte Länge gebracht wird und die sich in ihm aufgebaute Spannung mit fortlaufender Zeit abgebaut wird. Letzteres wird als Relaxation bezeichnet. Bei den Prozessen liegen die selben Mechanismen zu Grunde und hängen stark von der Temperatur ab.

Kriechversuch:

$$\dot{\epsilon} = \frac{\partial \epsilon}{\partial t} \neq 0 \quad \epsilon_0 = \epsilon_e + \epsilon_p \neq \text{const.} \quad \frac{\partial \sigma}{\partial t} = \text{const.}$$

Relaxationsversuch:

$$\dot{\epsilon} = \frac{\partial \epsilon}{\partial t} = 0 \quad \epsilon_0 = \epsilon_e + \epsilon_p = \text{const.} \quad \frac{\partial \sigma}{\partial t} \neq \text{const.}$$

Werden Proben im Zugkriechversuch getestet, so erhält man den in Abbildung 2.23(a) und 2.23(b) gegebenen Zusammenhang zwischen Dehnung und Versuchsdauer bzw. Dehn-/ Kriechgeschwindigkeit und Versuchsdauer. Man kann diese Diagramme in drei Hauptbereiche aufteilen um die beim Versuch herrschenden Vorgänge zu beschreiben. Zu beachten ist, dass Kriechversuche die unter Druck durchgeführt werden den Bereich des tertiären Kriechens nicht zeigen, sondern nur primäres und sekundäres Kriechen. Fatal an der Erscheinung des Kriechens ist, dass diese Vorgänge schon weit unter der Streckgrenze auftreten können und Konstruktionen, die im klassischen Maschinenbau auf die Streckgrenze hin konstruiert werden, für den Langzeiteinsatz unter hohen Temperaturen somit unter neuem Blickwinkel betrachtet werden müssen.

Druckkriechen:

$$\epsilon_{Ges} = \epsilon_e + \epsilon_{pr} + \epsilon_s$$

Zugkriechen:

$$\epsilon_{Ges} = \epsilon_e + \epsilon_{pr} + \epsilon_s + \epsilon_t$$

## Kriechstadien

**I. Primäres Kriechen** Dieser Bereich ist gekennzeichnet durch eine Abnahme der Kriechgeschwindigkeit  $\dot{\epsilon} = \frac{\partial \epsilon}{\partial t}$  und wird als Verfestigungs- oder Übergangsbereich bezeichnet. Hier überwiegt der Anteil der verfestigend wirkenden Mechanismen, wie die Steigerung der Verzungsdichte. Im Gegensatz zu den entfestigend wirkenden Mechanismen, wie der Erholung durch das Klettern und die darauffolgende Annihilation von Versetzungen [16].

**II. Sekundäres Kriechen** Der Bereich der Sättigung bzw. des stationären Kriechens  $\dot{\epsilon} = \frac{\partial \epsilon}{\partial t} = \text{const.}$  wird als sekundärer Kriechbereich bezeichnet. Die Anteile der verfestigend und

entfestigend wirkenden Mechanismen sind gleich groß. Der Werkstoff langt sich mit konstanter Kriechrate. Da die Kriechgeschwindigkeit bei moderaten Spannungen und Temperaturen hier ein Minimum einnimmt, ist man bemuhrt, diesen Bereich so lang wie möglich zu gestalten. Besonders für die Auslegung der Lebensdauer von Bauteilen ist eine genaue Kenntnis des sekundären Bereiches unerlässlich. Da sich der Querschnitt der Proben während des Versuches verringert und die Spannung damit relativ ansteigt, wird in den meisten technischen Anwendungsfällen eine minimale Kriechgeschwindigkeit angegeben und keine konstante Kriechgeschwindigkeit. Steigen aber Spannung und Temperatur in großem Maße an, kann dieser Bereich sehr klein werden oder gar verschwinden [16].

**III. Tertiäres Kriechen** Als tertiäres Kriechen wird jener Bereich im Diagramm bezeichnet, in dem die Kriechgeschwindigkeit wieder zu steigen beginnt. Am Ende des tertiären Bereichs steht das Versagen der Probe. Ein Einschnüren der Probe, wie auch die Agglomeration von Leerstellen oder Versetzungen zu Mikroporen, die den effektiven Querschnitt verringern und so zu uberhohnten Spannungen führen, zeichnen für das Versagen verantwortlich [17].

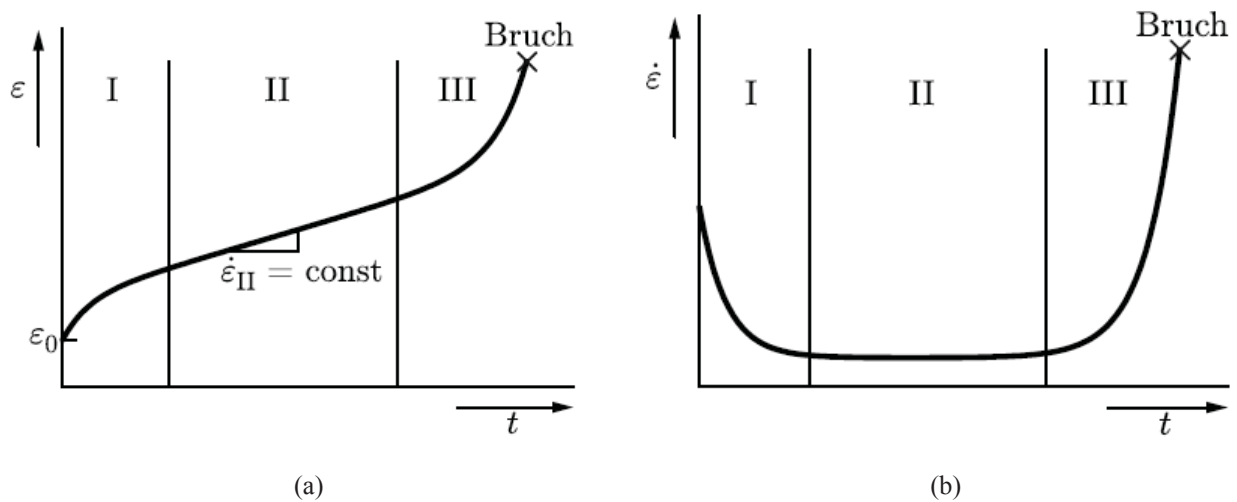


Abbildung 2.23: (a) Darstellung der Dehnung über die Zeit (b) Darstellung der Kriechgeschwindigkeit über die Zeit [16]

Je höher die Spannung, desto höher ist auch die Dehnung bzw. die Kriechgeschwindigkeit. Trägt man die Spannung bis zum Bruch bzw. das Erreichen einer bestimmten Spannung gegenüber der Zeit auf, so erhält man die sogenannten Zeitstandschaubilder (Abb. 2.24(b)). Sie geben die Kriechbeständigkeit eines Werkstoff bei einer bestimmten Temperatur wieder. Ihre Angabe folgt der Nomenklatur  $R_{m/t/T}$ , so gibt die Bezeichnung  $R_{m/100000/550}$  die Versagensspannung nach  $10^5$  Stunden bei  $550\text{ }^\circ\text{C}$  an [16].



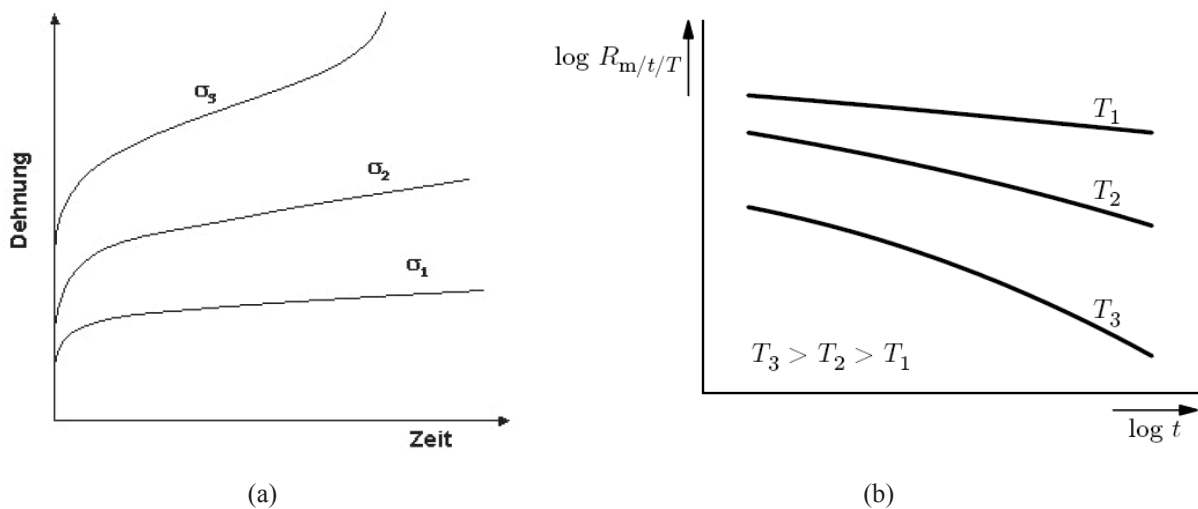


Abbildung 2.24: (a) Erhöhung der Kriechdehnung durch gesteigerte Zugspannung -  $\sigma_3 > \sigma_2 > \sigma_1$  [17] (b) Zeitstandschaubild [16]

### Kriechmechanismen

Je nach herrschender Temperatur und Spannung sind für die Kriechverformung verschiedene Mechanismen verantwortlich. Je nach herrschender Spannung und Temperatur können die jeweils geltenden Kriechmechanismen auf einer sogenannten Verformungslandkarte eingetragen werden.

- a. Versetzungsgleiten
- b. Versetzungskriechen
- c. Diffusionskriechen - Korngrenzendiffusion nach *Coble*
- d. Diffusionskriechen - Volumendiffusion nach *Nabarro – Herring*

**Versetzungsgleiten** Im Bereich des Versetzungsgleiten ist die herrschende Spannung immer groß genug, um ein Gleiten der Versetzungen zu ermöglichen. Es ist keine weitere thermische Aktivierung von Nöten.

**Versetzungskriechen** Etwa 80 % aller technischen Anwendungsfälle bewegen sich in Temperaturbereichen in denen Versetzungskriechen der vorherrschende Kriechmechanismus ist. Der wesentliche Unterschied zum Versetzungsgleiten besteht darin, dass Versetzungen durch thermische Aktivierung ihre Gleitebene verlassen können und so Hindernisse umgehen

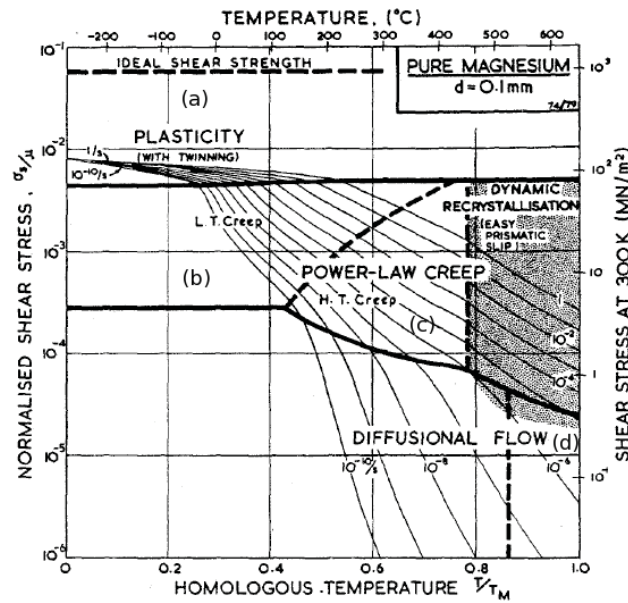


Abbildung 2.25: Verformungslandkarte von Reinmagnesium mit den Bereichen (a) Versetzungsgleiten (b) Versetzungskriechen (c) Diffusionskriechen - Korngrenzendiffusion nach *Coble* (d) Diffusionskriechen - Volumendiffusion nach *Nabarro – Herring* [18]

können, die sie sonst festhalten würden. Man spricht vom Klettern der Versetzungen. Der Mechanismus des Kletterns von Versetzungen kann im wesentlichen durch das Anlagern von Leerstellen am Versetzungskern sowie das Emittieren von Leerstellen von anderen Versetzungen erklärt werden. Dabei stellt sich ein Leerstellenstrom zwischen den beteiligten Versetzungen ein. Eine Versetzung fungiert als Leerstellensenke und eine andere Versetzung als Leerstellenquelle. Die Größe des Leerstellenstroms  $j$  ist somit bestimmend für die Geschwindigkeit der Verformung. Unter Einbeziehung grundlegender metallphysikalischer Gesetze kann man folgende Beziehung ableiten, welche auch als *Dorn - Gleichung* bezeichnet wird. Da die Spannung hier exponentiell vom Kriechexponenten abhängig ist, spricht man vom *Power Law Creep* [10] [16].

$$\dot{\epsilon} = A * \left(\frac{\sigma}{G}\right)^n * e^{\frac{Q_C}{R*T}} \quad (2.6)$$

$A$  ist eine Materialkonstante die experimentell ermittelt werden muss,  $G$  bezeichnet den Schubmodul wobei zu beachten ist das  $G = G(T)$ .  $Q_C$  stellt die Aktivierungsenergie für das Kriechen dar ( $Q_C \approx Q_{Vol}$ ) und  $n$  steht für den Kriechexponenten, der sich für das Versetzungskriechen im Bereich zwischen 3...8 bewegt. Zu bemerken ist, dass dieser Ansatz nicht für dispersoidgehärtete Werkstoffe gilt, da hier noch Wechselwirkungen zwischen Teilchen und Versetzungen zum Tragen kommen [10].

Weitere speziell angepasste mathematische Beziehungen zwischen der Kriechgeschwindigkeit und der herrschenden Spannung decken die Bereiche ab, in denen das klassische *Power Law Creep* versagt. So gilt die *Power Law Breakdown* Beziehung für sehr hohe Spannungen wie sie in der Warmumformung herrschen. Die Dehnrate  $\dot{\epsilon}$  wird hier durch den Sinushyperbolikus mit der Spannung verknüpft.

**Diffusionskriechen - Korngrenzendiffusion nach Coble** Bei hohen Temperaturen ist die durch Leerstellentransport unterstützte Versetzungsbewegung nicht mehr der dominierende Beitrag zur Verformung. Vielmehr reicht der Leerstellentransport alleine zur Verformung des Werkstoffs aus. Anders als beim Versetzungskriechen wirken hier die Korngrenzen als Quellen und Senken für Leerstellen. Dabei wird die Bildung von Leerstellen im Bereich von Zugspannungen erleichtert. Da sich im Vergleich zum unter Druck stehenden Bereich nun ein Konzentrationsgradient an Leerstellen bildet, versuchen die Leerstellen in Druckbereiche bzw. in Bereiche niedrigerer Zugspannungen zu diffundieren. Der Materialfluss erfolgt dabei in die entgegengesetzte Richtung (Abb. 2.26).

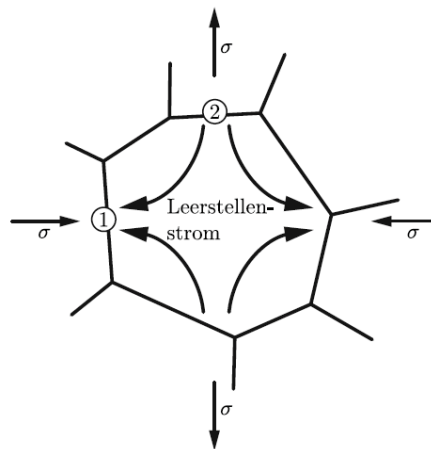


Abbildung 2.26: Diffusionskriechen - Wanderung von Leerstellen [16]

**Diffusionskriechen - Volumendiffusion nach Nabarro - Herring** Bei einer weiteren Erhöhung der Temperatur ist nicht nur eine Wanderung der Leerstellen und Atomen entlang der Korngrenzen möglich, sondern auch der direkte Weg durch das Gitter.

Einen Zusammenhang der Kriechgeschwindigkeit und dem jeweiligen Anteil von Korngrenzen- und Volumendiffusion gibt folgende Beziehung wieder [10] [16]:

$$\dot{\epsilon} = \dot{\epsilon}_{NH} + \dot{\epsilon}_C = C * \frac{\sigma * \Omega}{R * T} * \left( \frac{D_{Vol}}{d_k^2} + \frac{\pi * \delta * D_{KG}}{d_k^3} \right) \quad (2.7)$$

$C$  stellt eine Konstante dar,  $\Omega$  das Atomvolumen,  $\delta$  die Korngrenzendicke,  $d_k$  den Korndurchmesser,  $D_{Vol}$  den Volumsdiffusionskoeffizient und  $D_{KG}$  den Korngrenzendiffusionskoeffizient.

**Korngrenzengleiten** Bei höheren Temperaturen ist es möglich, dass Korngrenzen aneinander abzugleiten beginnen. Man spricht von Korngrenzengleiten. Dieser Vorgang dient als Akkomodationsprozess zum Diffusionskriechen, um die Kompatibilität der Körner untereinander bei der Verformung aufrecht zu erhalten [16]. Es ist daher leicht ersichtlich, dass kriechbeständige Gefüge einen relativ kleinen Anteil an Korngrenzen am Gesamtgefüge aufweisen sollen. Dies wird durch die Einstellung großer Korndurchmesser erreicht.

## 2.4 Umformtechnik

### 2.4.1 Grundlagen der Umformung

Grundlage jeglicher Verformung eines Werkstoffs ist die Bewegung von Versetzungen. Die Verformung wird dabei von Stufen- und Schraubenversetzungen getragen. Unterschieden werden diese beiden Typen durch die Orientierung des Burgers - Vektors zu ihrer jeweiligen Gleitebene. Der Burgersvektor gibt die Richtung der Gitterstörung in Relation zum ungestörten Gitter wieder. Bei Stufenversetzungen steht dieser normal zur Gleitebene, bei Schraubenversetzungen parallel dazu. Die Bewegung erfolgt dabei in Richtungen und Ebenen höchster Dichte, diese werden als Gleitrichtung bzw. Gleitebene bezeichnet. Die Bevorzugung der dichtest gepackten Ebenen zur Abgleitung resultiert aus der hier geringeren Peierlsspannung, die zur gegenseitigen Verschiebung der Atomrümpfe nötig ist.

Die Kombination aus Gleitrichtung und Gleitebene einer Kristallstruktur wird als Gleitsystem bezeichnet und ist ausschlaggebend für die Umformbarkeit von Werkstoffen. Kubisch flächenzentrierte Kristalle (kfz) besitzen 4 nicht parallele Ebenen mit 3 Gleitrichtungen pro Ebene (Abb. 2.28), somit also 12 Gleitsysteme. Kubisch raumzentrierte Kristalle (krz) besitzen 6 nicht

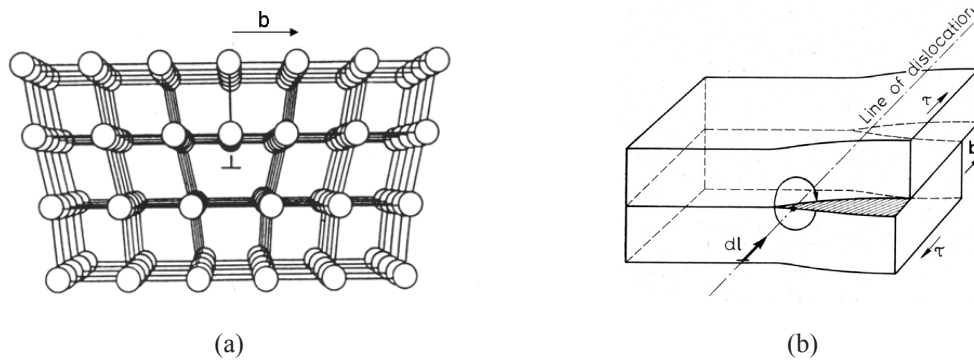


Abbildung 2.27: (a) Burgersvektor bei Stufenversetzungen (b) Burgersvektor bei Schraubenversetzungen [14]

parallele Ebenen und 2 Gleitrichtungen pro Ebene somit auch 12 Gleitsysteme. Nominell gleich viele, aber die Möglichkeit, dass sich die Verformung beim kfz Kristall auf noch eine zusätzliche Ebene verteilen kann, ist für die bessere Umformbarkeit von kfz Werkstoffen verantwortlich. Hingegen verfestigen kfz Werkstoffe mehr, da sich Versetzungen durch die zusätzliche „Bewegungsfreiheit“ schneller gegenseitig immobilisieren können.

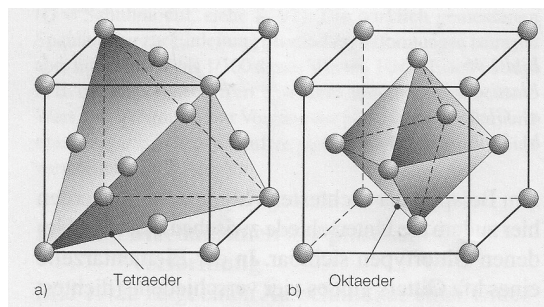


Abbildung 2.28: Gleitebenen des kfz Gitters (a) Tetraeder- (b) Oktaedergleitebenen [19]

Anders sieht hingegen die Situation bei hexagonalen Raumstrukturen aus. Da die Seitenlängen dieser Struktur verschieden sind, muss ein Seitenlängenverhältnis von Höhe zu Breite  $c/a$  berücksichtigt werden. Übersteigt dieses Verhältnis den kritischen Wert von 1,63, so erfolgt die Verformung bevorzugt auf den Basalflächen ( $\{100\bar{1}\}$ -Ebenen) des Kristalls. Darunter werden auch die Pyramidal- ( $\{10\bar{1}1\}$  und  $\{11\bar{2}2\}$ -Ebenen) und Prismenebenen ( $\{10\bar{1}0\}$  und  $\{11\bar{2}0\}$ -Ebenen) zur Gleitung aktiviert (Abb. 2.29). Der Grund der schlechten Umformbarkeit von Werkstoffen mit hexagonaler Struktur wie Magnesium ist auf die drei vorhandenen Gleitsysteme (3 Gleitebenen und 1 Gleitrichtung) zurückzuführen [19]. Eine Besonderheit weist Magnesium in seinen Umformeigenschaften aber bei Temperaturen oberhalb von 225 °C auf. Das hexagonale Gitter erfährt hier eine Aktivierung der prismatischen Gleitebenen, was zu einer sprunghaften Steigerung der Duktilität führt [18].

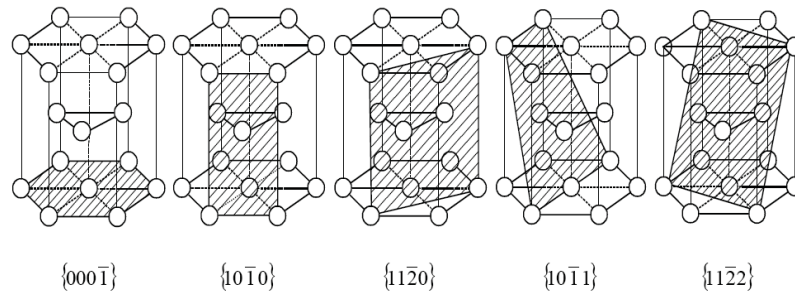


Abbildung 2.29: Gleitebenen des hexagonalen Gitters [18]

### 2.4.2 Spannung und Dehnung

**Spannung** Werkstoffe erfahren im Einsatz beliebige Belastungen durch Kräfte und Momente. Wie stark der Werkstoff beansprucht wird, hängt dabei vom Querschnitt ab. Um Belastungen miteinander vergleichbar zu machen, werden diese auf die Fläche auf die sie wirken normiert. Diese Kennwerte werden als Spannungen bezeichnet. Spannungen können je nach der Orientierung von Kraft und Fläche zueinander in Normalspannungen und Schubspannungen unterteilt werden. Steht die Kraft  $F$  normal zur Fläche  $A$  so spricht man von einer Normalspannung  $\sigma$

$$\sigma = \frac{F_{\perp}}{A} \quad (2.8)$$

wirkt die Kraft  $F$  im Gegensatz dazu parallel zur Fläche  $A$  so wird diese als Schubspannung  $\tau$  bezeichnet.

$$\tau = \frac{F_{\parallel}}{A} \quad (2.9)$$

In der Realität herrscht meist ein komplexer Spannungszustand, der eine Kombination von Normal- und Schubspannungen darstellt. Um den allgemeinen Spannungszustand eines beliebigen Punktes des Kontinuums darzustellen, greift man auf Spannungstensoren zurück. Dabei wird angenommen, dass alle Kräfte um einen Punkt im Gleichgewicht sind und somit in der Summe Null ergeben. Im dreidimensionalen Raum ist der Spannungszustand eines Punktes durch die herrschenden Spannungen in drei Schnittebenen darstellbar. Im einfachsten Fall führt man diese parallel zu den Koordinatenachsen ein, wobei der erste Index die Normale auf die Fläche angibt auf der die Spannung wirkt, während der zweite Index die Richtung der Spannung an-

zeigt:  $\sigma_{ij} = \frac{F_j}{A_i}$ . Schubspannungen werden weiters in die zu den Koordinatenachsen parallelen Anteile zerlegt (Abb. 2.30).

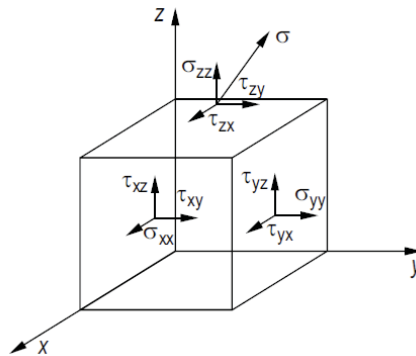


Abbildung 2.30: Nomenklatur von Normal  $\sigma$  - und Schubspannungen  $\tau$  [20]

Die so erhaltene Komponentenmatrix wird als Spannungstensor bezeichnet. Der Spannungstensor  $\underline{\underline{\sigma}}$  ist ein Tensor zweiter Stufe. Da der Spannungstensor symmetrisch ist, hat er anstatt von 9 nur noch 6 unabhängige Komponenten, nämlich 3 Hauptdiagonal- und 3 Nebendiagonalkomponenten. Wird ein anderes Koordinatensystem gewählt, so wird derselbe Spannungszustand beschrieben, nur die Werte der Komponenten ändern sich. Diese Änderung der Komponenten erfolgt nach der Koordinatentransformationsregel für Tensoren. Auch läßt sich für jeden Spannungstensor  $\underline{\underline{\sigma}}$  ein Koordinatensystem angeben in dem nur mehr die Hauptdiagonalelemente vorhanden sind. Man spricht von der Hauptachsenform des Tensors. Die dazugehörigen Spannungen werden als Hauptspannungen bezeichnet [16].

$$\underline{\underline{\sigma}} = \begin{pmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{pmatrix}$$

Eine weitere Unterteilung des Spannungszustandes in einen hydrostatischen und deviatorischen Anteil ist möglich. Dabei erfährt das Material durch den hydrostatischen Anteil nur eine Volumenänderung und keine Gestaltsänderung. Beim deviatorischen Anteil hingegen wiederfährt dem Werkstoff keine Volumsänderung sondern nur eine Gestaltsänderung (Abb. 2.31) [21].

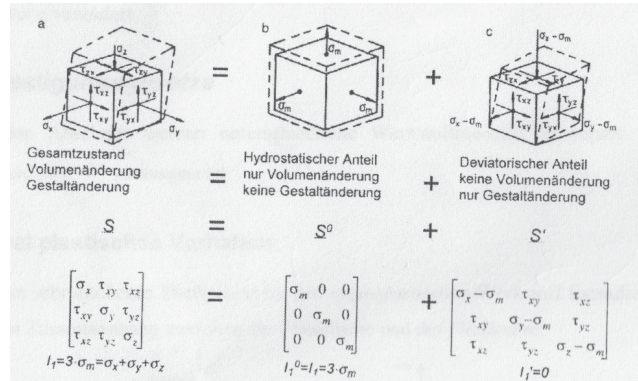


Abbildung 2.31: Unterteilung des Gesamtspannungszustandes in hydrostatischen und deviatorischen Anteil [21]

**Dehnung** Als Dehnung wird die relative Abstands- und/oder Winkeländerungen zweier Punkte im Material zueinander bezeichnet. Da sich bei der Starrkörperverschiebung oder Rotation zwar die Position der Punkte ändert, nicht aber der Abstand bzw. Winkel zwischen den Punkten, muss für die Beschreibung der Verformung eines Bauteils die Änderung der Verschiebung an den betrachteten Ort gekoppelt werden. Alle Formänderungen lassen sich aus Längenänderungen und Winkelverzerrungen darstellen (Abb. 2.32). Bei Längenänderungen ist die Normaldehnung  $\epsilon$  definiert als Längenänderung  $\Delta l$  bezogen auf die Ursprungslänge  $l_0$ .

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{l_1 - l_0}{l_0} \tag{2.10}$$

Für kleine  $\Delta x$  entspricht die Scherung der Winkelveränderung eines ursprünglich rechten Winkels.

$$\gamma = \frac{\Delta x}{y} \tag{2.11}$$

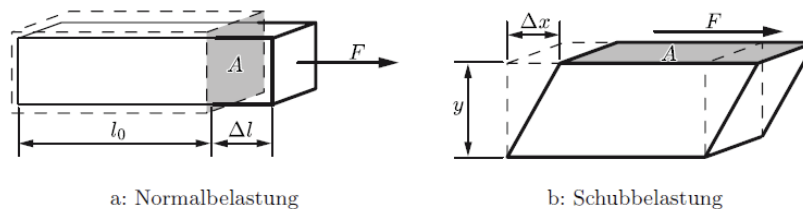


Abbildung 2.32: Lastfälle Normal- und Schubbelastung [16]

Als allgemeine und für alle Komponenten gültige Beschreibung von kleinen Dehnungen kann folgende Beziehung angegeben werden:



$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2.12)$$

Es gilt  $\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ji}$ , somit ist der Dehnungstensor symmetrisch und besitzt 6 unabhängige Komponenten.

Die zur Herleitung dieser Formeln angenommenen mathematischen Vereinfachungen gelten bei großen Scherungen nicht mehr. Um allgemeine, große Deformationen darzustellen muß eine Abbildungsmatrix gefunden werden, die einer Koordinatentransformation zwischen verformten und unverformten Zustand entspricht, man spricht vom Deformationsgradienten  $\underline{\underline{F}}$ . Die beiden Anteile der Rotation  $\underline{\underline{R}}$  und der Verschiebung  $\underline{\underline{U}}$  des Deformationsgradienten müssen getrennt von einander betrachtet werden, da die Starrkörperrotation nicht zur Deformation beiträgt.

$$\underline{\underline{F}} = \underline{\underline{R}} \underline{\underline{U}} \quad (2.13)$$

$\underline{\underline{U}}$  kann zwar mit der Beziehung  $\underline{\underline{U}}^2 = \underline{\underline{F}}^T \underline{\underline{F}}$  berechnet werden, doch oft finden von  $\underline{\underline{U}}$  abgeleitete Verzerrungstensoren Verwendung z.B. der *Greensche Verzerrungstensor*  $\underline{\underline{G}}$ , welcher folgend definiert ist:

$$\underline{\underline{G}} = \frac{1}{2} (\underline{\underline{U}}^2 - \underline{\underline{1}}) = \frac{1}{2} (\underline{\underline{F}}^T \underline{\underline{F}} - \underline{\underline{1}}) \quad (2.14)$$

Für ein unverformtes System verschwindet der *Greensche Verzerrungstensor*  $\underline{\underline{G}} = 0$ . Für kleine Verzerrungen nähert er sich dem Dehnungstensor  $\underline{\underline{\varepsilon}}$  an [16].

### 2.4.3 Hookesches Gesetz

Wird das Material nur kleinen Verformungen unterzogen, so kann man einen linearen Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung beobachten. Dieses Verhalten spiegelt direkt die zwischen den Atomen wirkende Kräfte wieder. Solange diese Beziehung gilt spricht man vom linear-elastischen Verhalten des Werkstoffs. Beschrieben wird dieses Verhalten durch das *Hookesche Gesetz*, dabei gilt für die einachsige Beanspruchung:

$$\underline{\underline{\sigma}} = E * \underline{\underline{\varepsilon}} \quad (2.15)$$

Der in dieser Formulierung vorkommende  $E$ -Modul ist ein Maß für die Steifigkeit. Er spiegelt direkt das Bindungspotential der Atome und sinkt daher mit steigender Temperatur. Da im allgemeinen Fall der Spannungstensor mit dem Dehnungstensor, die beide Tensoren zweiter Stufe sind, über die Beziehung

$$\underline{\underline{\sigma}} = \underset{\sim}{\underset{4}{C}} \cdot \underline{\underline{\varepsilon}} \quad (2.16)$$

verknüpft sind muß der Elastizitätstensor von vierter Stufe sein. Im allgemeinen Fall weist er 81 Einträge auf. In isotropen Materialien ergibt sich auf Grund der Invarianz der Komponenten gegenüber Rotation folgende Elastizitätsmatrix  $\underset{\sim}{\underset{4}{C}}$ :

$$(C_{\alpha\beta}) = \begin{pmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{12} & & & \\ C_{12} & C_{11} & C_{12} & & & \\ C_{12} & C_{12} & C_{11} & & & \\ & & & C_{44} & & \\ & & & & C_{44} & \\ & & & & & C_{44} \end{pmatrix}$$

Die Steifigkeit eines Materials gegen Scherverformung wird durch den Schubmodul  $G$  angegeben. Schubspannungen sind somit vom Schubmodul  $G$  und Scherwinkel  $\gamma$  abhängig:

$$\tau = G * \gamma \quad (2.17)$$

In isotropen Materialien gilt folgender Zusammenhang:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (2.18)$$

Dabei steht  $\nu$  für die Querkontraktions- oder Poissonzahl. Diese beschreibt das Verhältnis von relativer Dickenänderung der Probe zur relativen Längenänderung.

$$\nu = -\frac{\frac{\Delta d}{d}}{\frac{\Delta l}{l}} \quad (2.19)$$

Metalle weisen meist eine Poissonzahl um 0,3 auf. Dies bedeutet, dass eine Volumenabnahme unter Zugbelastung erfolgt. Ein  $\nu$  von 0,5 würde unabhängig von der Art der Belastung Volumenkonstanz bedeuten [16].

### 2.4.4 Umformenergie

**Energie bei elastischer Verformung** Die rein zur Umformung des Materials benötigte Energie entspricht der Fläche unter der Spannungs - Dehnungskurve. Da aber auch die Reibung miteingerechnet werden muß ist die zur Umformung benötigte Energie meist wesentlich höher. Im elastischen Fall bedeutet dies:

$$w = \int_0^{\epsilon_{\max}} \sigma d\epsilon \quad (2.20)$$

im einachsigen Spannungszustand gilt:

$$w = \frac{1}{2E} \sigma_{\max}^2 \quad (2.21)$$

Für die **Energie der plastischen Verformung** gilt der selbe Zusammenhang. Mit dem Unterschied, dass hier der größte Teil der Energie nicht gespeichert wird, sondern in Form von Wärme abgeführt wird [16].

### 2.4.5 Spannungs-Dehnungs Diagramm

Trägt man die Spannungs-Dehnungsrelation eines Material in einem Diagramm auf, so muss man berücksichtigen, ob es sich bei der Spannung um wahre oder technische Spannung und bei der Dehnung um technische oder logarithmische Dehnung handelt. Der Unterschied liegt in der Betrachtungsweise des Systems begründet. Bei der technischen Darstellung wird der Querschnitt der Probe als konstant betrachtet, bei der wahren Auftragung hingegen wird die Veränderung des Probenquerschnittes während der Verformung berücksichtigt. Um die Fließkurve auftragen zu können, muss ab der Gleichmaßdehnung die wahre Spannung von dem sich einstellenden dreiachsigen Spannungszustand auf den einachsigen Zustand zurückgerechnet werden. Einen Ansatz dazu bieten *Siebel und Schwaigerer* [22].

Die Formänderung eines Werkstoffs kann auch durch einen logarithmischen Ansatz beschrieben werden.

$$\varphi = \ln \left( \frac{l_1}{l_0} \right) \quad (2.22)$$

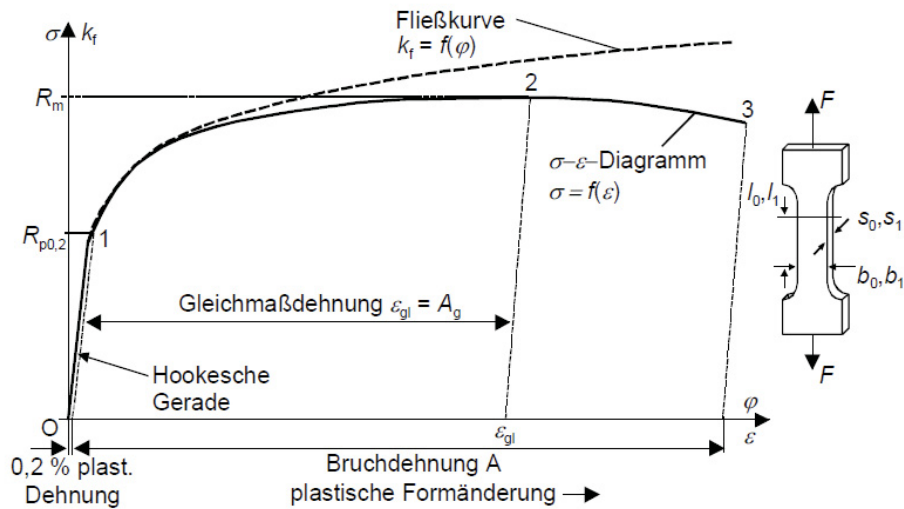


Abbildung 2.33: Spannungs-Dehnungs Diagramm eines Werkstoffs ohne ausgeprägte Streckgrenze [12]

Ein Vorteil der logarithmischen Darstellung der Formänderung  $\varphi$  liegt darin, dass die Gesamtformänderung durch Summieren der Einzelformänderungen berechnet werden kann. Ein Aufsummieren der Änderungen der Dehnungen hätte ein falsches Ergebnis zur Folge. Es besteht folgender Zusammenhang zwischen logarithmischer Formänderung und Dehnung.

$$\varphi = \ln(\epsilon + 1) \tag{2.23}$$

In der Umformtechnik ist es gebräuchlich die logarithmische Formänderung  $\varphi$  auch als Umformgrad zu bezeichnen, die Fließspannung wird mit  $k_f$  abgekürzt.

### 2.4.6 Vergleichsspannung - Vergleichsformänderung

Da viele mechanische Kennwerte im einachsigen Zug- oder Druckversuch ermittelt werden, ist es schwierig die in diesen Versuchen erhaltenen Werte auf die in der Realität herrschenden mehrachsigen Beanspruchungen zu übertragen. Um diese Werte trotzdem in Beziehung setzen zu können, wurden Vergleichshypothesen geschaffen. Für die Spannung haben sich die Hypothesen von Tresca und von Mises etabliert.

- Schubspannungshypothese nach Tresca

$$\sigma_{V,T} = \sigma_I - \sigma_{III} = 2 |\tau_{\max}| \tag{2.24}$$

- Gestaltänderungshypothese nach von Mises

$$\sigma_{V,vM} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 \right] + 3 (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (2.25)$$

bzw. im Hauptachsensystem

$$\sigma_{V,vM} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[ (\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{III} - \sigma_I)^2 \right]} \quad (2.26)$$

Um Dehnungen vergleichbar zu machen, bedient man sich der der Vergleichsformänderung nach Tresca,

$$\varphi_T = \{|\varphi_1|; |\varphi_2|; |\varphi_3|\}_{\max} \quad (2.27)$$

sowie der Vergleichsformänderung nach von Mises.

$$\varphi_{vM} = \sqrt{\frac{2}{3} (\varphi_1^2 + \varphi_2^2 + \varphi_3^2)} \quad (2.28)$$

### 2.4.7 Fließbedingung - Mohrsche Hüllparabel

#### Fließbedingung

Fließen tritt ein, wenn die Vergleichsspannung  $\sigma_V$  die Fließspannung  $k_f$  übersteigt. Der Werkstoff ist plastisch [22].

$$\sigma_V > k_f \quad (2.29)$$

Darunter tritt kein Fließen ein.

#### Mohrsche Hüllparabel

Eine elegante Art die Grenzen für Fließen und Versagen des Werkstoffes durch Werkstofftrennung darzustellen, bietet die Mohrsche Hüllparabel. Zusätzlich zum Mohrschen Spannungskreis werden die Schubfließgrenze als auch die Trennfestigkeit des Werkstoffes eingetragen [22].

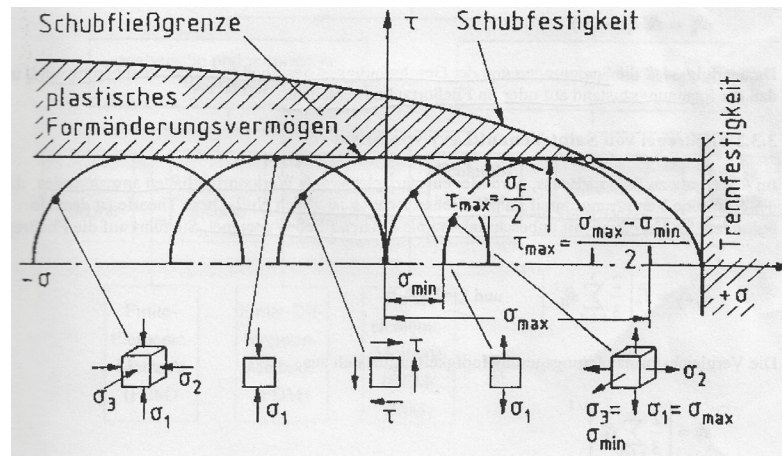


Abbildung 2.34: Fließ ( $\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$ )- und Bruchbeginn ( $\tau_{krit}(=k)$ ) anhand der Mohrschen Hüllparabel [22]

Der Werkstoffzusammenhalt geht verloren, wenn die Trennbruch- bzw. Scherbruchgrenze den Mohrschen Spannungskreis berührt (Abb. 2.34). Der Werkstoff plastifiziert wenn die maximale Schubspannung  $\tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$  gleich der kritischen Schubspannung  $\tau_{krit}(=k)$  wird [22].

Unter Annahme eines einachsigen Spannungszustandes bei Fließbeginn und des Fließkriteriums nach von Mises, ergibt sich zwischen Fließgrenze  $k_f$  und Schubfließgrenze  $k$  der Zusammenhang [12]:

$$k_f = \sqrt{3} \cdot k \quad (2.30)$$

### 2.4.8 Fließregel

Ist das Fließkriterium erfüllt, so finden Spannungsumlagerungen und Fließvorgänge statt, welche durch Fließregeln beschrieben werden. Davon stellen die Regeln nach *Prandtl/Reuß* und *St.Venant/Levy/von Mises* die wichtigsten zwei dar [22].

#### Prandtl / Reuß Gleichung

Diese Theorie berücksichtigt den elastischen Verzerrungsanteil im plastischen Bereich und eignet sich somit für Vorgänge mit beschränkter plastischer Verformung [22]. Grundlagen der Theorie sind:

- Das Hookesche Gesetz für den elastischen Verzerrungsanteil
- Inkompressibilität für den plastischen Anteil
- Proportionalität zwischen dem Spannungsdeviator und dem Inkrement des plastischen Anteils des Verzerrungsdeviators

Spannungen sind in diesem Ansatz somit von der Geschwindigkeit unabhängig und der Spannungszustand verläßt den Fließortszyylinder nicht.

### **St.Venant / Levy /von Mises**

Hier wird starr-plastisches Werkstoffverhalten angenommen. Der elastische Verzerrungsanteil im plastischen Bereich ist Null. Diese Regel findet bei Vorgängen mit unbeschränktem plastischen Fließen Verwendung [22].

## **2.5 Gewindefurchen**

### **2.5.1 Allgemeines**

Die ersten Versuche Innengewinde durch Umformen herzustellen wurden bereits im 18. Jahrhundert unternommen. Im Laufe der Zeit haben sich viele Begriffe entwickelt um diesen Vorgang zu beschreiben, wobei sich in der Literatur der Begriff „Gewindefurchen“ inzwischen etabliert hat [23]. Das Verfahren ist in der DIN 8583 genormt [24]. Eine junge Erscheinung in der Verschraubungstechnik ist, im Gegensatz zu selbstschneidenden Blechschrauben das Verschrauben von selbstfurchenden Schrauben in Massivbauteilen. Der immer größer werdende Kostendruck sorgt dafür, dass sich die selbstfurchende Schraube zunehmend etabliert, da Bohren, Schneiden und Verschrauben in einem Arbeitsgang kombiniert werden können. Das Werkstück ist einer selbstfurchenden Verbindung gerecht auszulegen. Das bedeutet enge Toleranzen im Guß bei Schwindung und Form der Bohrung, da diese Parameter für die Reproduzierbarkeit einer solchen Verbindung ausschlaggebend sind. Der Durchmesser darf nicht zu groß sein, damit die Gewinde im Kerndurchmesser voll ausgedrückt werden. Andererseits darf er nicht zu klein sein, damit die Drehmomente nicht zu groß werden [25]. Ein Ansenken der Bohrung vor dem Formen verhindert auf Grund der Werkstoffverdrängung beim Furchen die Wulstbildung an der Oberfläche und somit die Gefahr des Eindrückens des Wulstes in die Bohrung bei einer nachträglichen Entfernung. Die Verschraubung ist so unproblematischer durch-

zuführen [23]. Bei gegossenen Bohrungen ist dies bereits in der Konstruktion zu berücksichtigen und somit kann wiederum der Arbeitsgang des Ansenkens gespart werden. Vorteilhaft wirken die sich im Vergleich zum Gewindeschneiden etwa gleich hohen Arbeitsgeschwindigkeiten wie beim Bohren aus. Besonders vorteilhaft äußert sich dies bei Drehautomaten, da keine Reduzierung der Drehzahl nötig ist [26].

## 2.5.2 Vor- und Nachteile des Gewindefurchens

### Vorteile

- **Keine Spanbildung:** Teures Entspannen kann entfallen und Gewinde können somit tiefer gefertigt werden als geschnittene [24] [27]. Gefurchte Gewinde können tiefer ausgenutzt werden.
- **Höhere Gewindefestigkeit:** Auf Grund von Kaltverfestigung und ununterbrochenen Faserverlaufs zeigen gefurchte Gewinde höhere Festigkeiten [24].

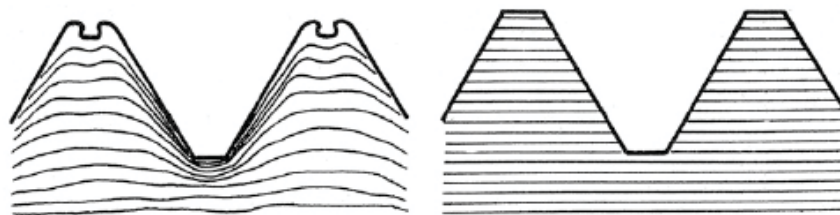


Abbildung 2.35: Ungestörter Faserverlauf bei gefurchten Gewinden [28]

- **Glättung der Gewindeflanken:** Der Furchprozess bewirkt eine Glättung der Gewindeflanken und vermindert so die Flächenpressung und Spannungsspitzen in der Schraubenverbindung. Das Setzverhalten der Schraubenverbindung wird somit positiv beeinflusst [24].
- **Eigenführung:** Auf Grund der guten Eigenführungseigenschaften des Furchprozesses kann auch ohne Zwangsvorschub gearbeitet werden [27].
- **Gasdichte Randschicht:** Poren werden nicht aufgeschnitten sondern durch den Werkstofffluß aufgefüllt. Eine Herstellung von gasdichten Schraubenverbindungen ist somit möglich [24].



### Nachteile

- **Hohes Drehmoment:** Bedingt durch die spanlose Umformung herrscht beim Gewindefurchen ein höheres Drehmoment als beim Gewindeschneiden. Das Moment kann auf Grund von Faktoren wie Werkstoff, Vorbohrdurchmesser, Umfangsgeschwindigkeit, Schmierung und Beschichtung stark variieren [27].
- **Werkstoff:** Der Werkstoff muß für den Furchprozess hinsichtlich Festigkeit und Bruchdehnung geeignet sein.
- **Dünnwandige Werkstücke:** Das Furchen von dünnwandigen Werkstücken ist nur bis zu einer Stärke von  $2,5xP$  möglich, da sonst in Abhängigkeit von Werkstoff und Wandstärke eine Aufweitung erfolgen kann [27].
- **Aufwurf:** Bedingt durch die Volumenskonstanz beim Furchen muß mit einer Abweichung von der Ausgangsform am Gewindeanfang bzw. Ende gerechnet werden, wenn keine konstruktiven Vorkehrungen getroffen werden [27].
- **Durchmesserbereich:** Im allgemeinen werden nur Gewinde kleinerer Durchmesser gewindeformend hergestellt. Aber auch Feingewinde der Abmessung M24x2 sind bekannt [27].

### 2.5.3 Werkstoffe

Eine grundlegende Voraussetzung für die Anwendung des Innengewindeformens ist ein ausreichendes Formänderungsvermögen des Werkstoffs, was bei fließfähigen, langspanigen Werkstoffen, wie niedrig legierten Stählen, grundsätzlich der Fall ist [23] [26]. Aber auch bei kurzspanenden Aluminiumlegierungen mit nur 1 bis 3 % Bruchdehnung wurde das Verfahren schon erfolgreich angewandt [28].

### 2.5.4 Prozessablauf

Beim Furchen von Innengewinden handelt es sich um einen Drückprozess. Dabei werden keine Späne erzeugt und es tritt eine Verfestigung des Werkstoffs am Gewinde ein [25]. Die Ausgangsbohrungen müssen etwas größer sein als der Flankendurchmesser des zu furchenden Gewindes.

Startet der Furchvorgang so wird ein Teil des Werkstoffs an den Gewindeflanken entlang gedrückt [23]. Da der Querschnitt eines Gewindeformers im Gegensatz zum runden Querschnitt eines Gewindebohrers ein Polygon mit drei oder mehreren abgeflachten Eckbereichen darstellt (Abb. 2.36) entsteht durch die Abweichung von der Kreisform ein Freiwinkel. Diese Freiräume nehmen, falls verwendet, das Kühlschmiermittel auf und bieten Platz für den in Drehrichtung verdrängten Werkstoff [26].

„Darüber hinaus verringert diese Geometrie die Wirkfläche und somit das aufzubringende Reibmoment“ [24]. Eine Erhöhung der Anzahl der Drückkanten führt dabei im allgemeinen zu einer Reduzierung des Formmoments [29]. Der Werkstoff fließt im Laufe des Prozesses immer weiter in die Zahnlücken des Furchers, es entstehen die für das Gewindefurchen typischen Zipfel an der Gewindespitze [24]. Die wesentliche Umformarbeit wird am Umformkegel des Gewindeformers bzw. der gewindeformenden Schraube verrichtet. Alle nachfolgenden Gewindegänge haben nur mehr eine glättende oder kallibrierende Funktion. Dementsprechend ist die Beanspruchung an den vorderen Gewindegängen eines Gewindeformers am höchsten. Ein Blick auf ein umgeformtes Gewinde kann im Vergleich zu einem geschnittenen Gewinde den Eindruck einer vorhandenen Rauheit hinterlassen, hervorgerufen durch die Vertiefungen an der Gewindespitze. Doch haben diese Vertiefungen keinerlei Einfluss auf das Ein- und Ausschrauben (Abb. 2.37). Auch kann auf Grund des umformenden Prozesses der Durchmesser des Innengewindes nie einen größeren Durchmesser als der des Gewindeformers haben [23].

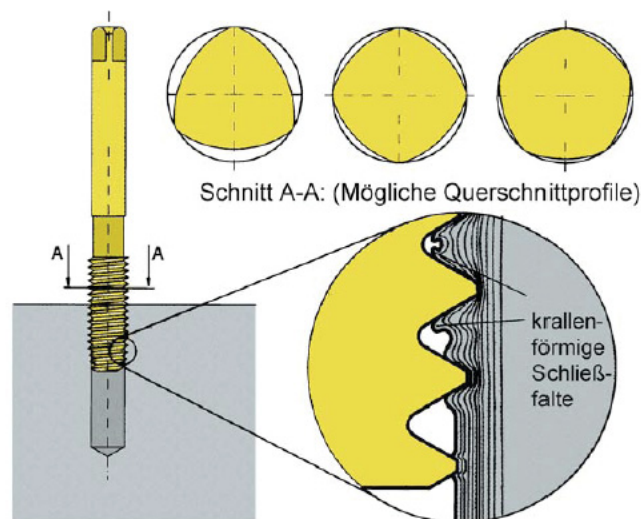


Abbildung 2.36: Vorgang des Gewindefurchens und verschiedene Profile des Gewindefurchers [30]

**Gewindeausformung** Je nach Ausführung des Vorbohrdurchmessers erhält man eine abweichende Qualität der Gewindeausformung. Im Allgemeinen kann gesagt werden, dass der Flankendurchmesser mit zunehmenden Vorbohrdurchmesser ansteigt. Auch sinken auf Grund der geringeren Materialverdrängung die Umformkräfte, die bei der Furchung von Gewinden aber immer noch das zwei- bis zehnfache des Gewindegewindeschneidens betragen [23] [24]. Eine Möglichkeit die Ausbildung des tragenden Anteils der Gewindezähne zu beschreiben bietet der Traganteil. Dieser ist um so höher je kleiner der Vorbohrdurchmesser ist.

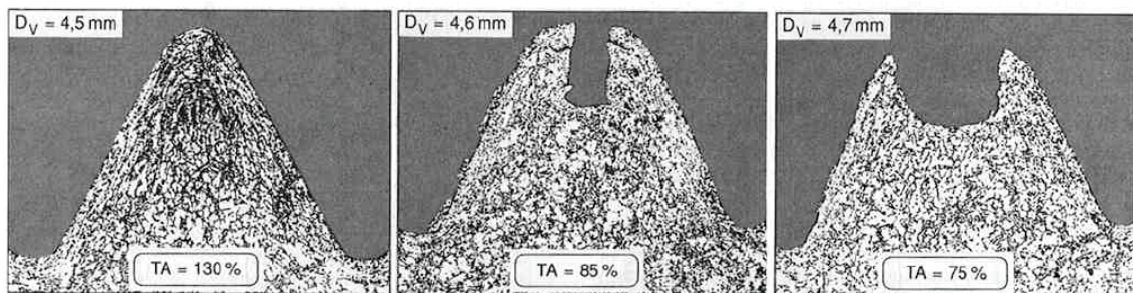


Abbildung 2.37: Zunehmende Gewindeausformung mit abnehmenden Vorbohrdurchmesser  $D_V$  [24]

$$TA = \frac{D - D_{1reel}}{D - D_{1theor.}} * 100 \% \quad (2.31)$$

Hierbei bezeichnet  $TA$  den Traganteil,  $D$  den Nenndurchmesser und  $D_1$  den Kerndurchmesser.

Tragtiefen von 85 % lassen sich in der Fertigung aber schon nur mehr mit erheblichem Aufwand herstellen. Dies ist meist auch nicht notwendig, da bereits eine Flankenüberdeckung von 65 % die beim Gewindebohren übliche Tragtiefe übersteigt [26].

Weiters ist zu berücksichtigen, dass ein Teil der in das Werkstück eingebrachten Umformenergie in Form von elastischer Verformung gespeichert bleibt. Das Gewinde erfährt mit zunehmendem Vorbohrdurchmesser eine geringere Materialverdrängung und elastisch verformte Bereiche können, falls das Werkzeug entfernt wird, zu geringeren Flankendurchmessern führen [24].

**Gewindefestigkeit** Ein wesentlicher Vorteil des Gewindefurchens gegenüber dem Gewindegewindeschneidens besteht in der höheren Festigkeit gegenüber Scherung (Abb. 2.38(b)) [25]. Mit größer werdendem Vorbohrdurchmesser nimmt die Gewindefestigkeit ab. Die Abstreifkraft verläuft dabei mit zunehmenden Vorbohrdurchmesser progressiv fallend. Dies lässt sich damit

erklären, dass mit fortschreitender Ausformung lediglich die zur Gewindefestigkeit untergeordnet beitragenden Gewindespitzen eine zunehmende Umformung erfahren. Eine Erhöhung der Festigkeit durch eine Verringerung des Vorbohrdurchmessers ist demnach nur bis zu einem gewissen Grad ergiebig (Abb. 2.38). Auch die Standardabweichung der Meßwerte nimmt mit steigendem Vorbohrdurchmesser zu. Geringfügige Veränderungen bei größerem Vorbohrdurchmesser Niveau verursachen große Schwankungen in der Abstreifkraft [24].

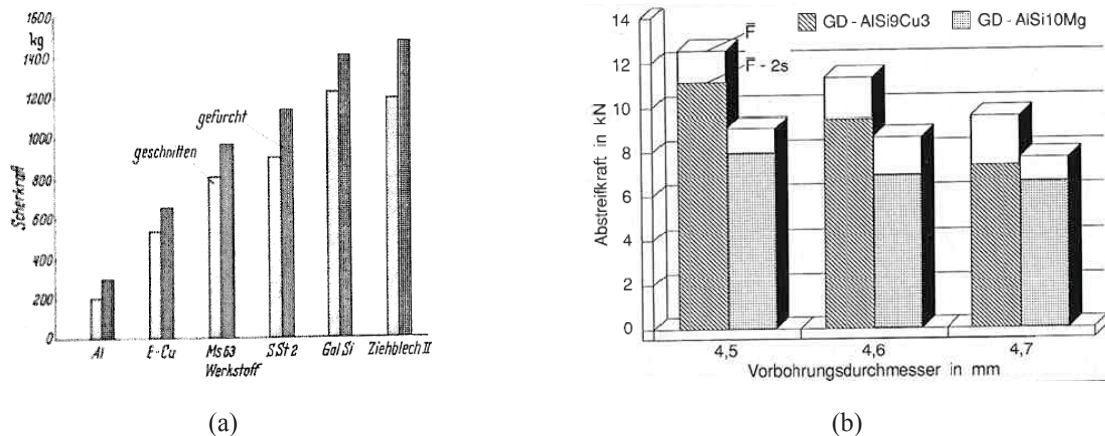


Abbildung 2.38: (a) Scherkraft des Gewindes, geschnitten und gefurcht [25] (b) Sinkende Gewindefestigkeit bei steigendem Vorbohrdurchmesser [24]

**Formmoment** Beim Gewindefurchen setzt sich das Formmoment aus folgenden zwei Komponenten zusammen:

- Umformmoment
- Reibmoment

Zwischen Formmoment und Vorbohrdurchmesser besteht ein linearer Zusammenhang. Mit zunehmenden Vorbohrdurchmesser nimmt das Formmoment ab. Das Reibmoment wird auf Grund der geringer werdenden Kontaktfläche mit zunehmenden Vorbohrdurchmesser kleiner und das Werkstoffumformungsmoment durch die geringere Ausformung ebenfalls (Abb. 2.39).

Es muss so immer ein Kompromiss zwischen der Verringerung des Vorbohrdurchmessers zur Steigerung der Gewindefestigkeit und der Vergrößerung des Vorbohrdurchmessers zur Reduzierung der Rückfederungskräfte und der Formmomente gefunden werden. Vorrang ist der Leh-

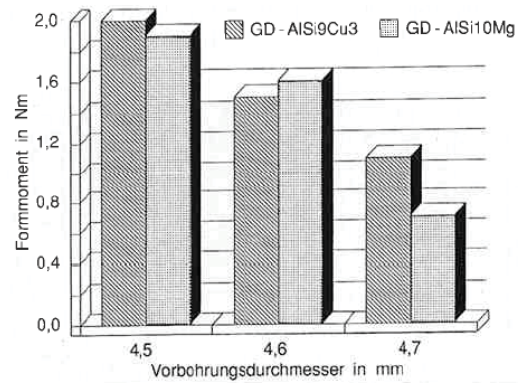


Abbildung 2.39: Sinkendes Formmoment mit steigendem Vorbohrdurchmesser [24]

renhaltigkeit des Gewindes zu geben. In guter Näherung kann der Vorbohrdurchmesser durch folgende Formel bestimmt werden [24].

$$D_V = D - \frac{1}{2}P \quad (2.32)$$

## Geometrie

Gewindeformende Werkzeuge als auch Schrauben sind prinzipiell gleich aufgebaut. Gewindeformer bestehen aus drei Teilen, dem konischen Anformbereich, der sich über mehrere Gewindegänge erstreckt, dem zweiten Bereich mit dem größtem Aussendurchmesser und dem Dritten der leicht verjüngt ausgeführt ist. Die Hauptumformarbeit erfolgt im ersten Teil, der zweite Teil dient zur Ausformung der Gewindeflanken und der dritte zur Glättung der Gewindeflanken und zur Führung des Werkzeugs. Den Querschnitt stellt meist ein gleichseitiges Polygon dar. Da beim Furchen keine Spannuten nötig sind, zeigen Formwerkzeuge im Vergleich zu Gewindebohrern auf Grund des größeren Querschnitts eine deutlich höhere Steifigkeit [30].

Ausschlaggebend für die im Prozess auftretenden Kräfte ist die Gestaltung der Formkeile. Diese können in Anzahl, Hubhöhe  $H$  und durch die Art des Hinterschliffs variieren (Abb. 2.40). Die Wirkfläche, der Umformquerschnitt und das Reibmoment werden so stark beeinflusst. Werkstoffe die sich schlecht furchen lassen, können oft durch eine Erhöhung der Anzahl der Formkeile einer Bearbeitung zugänglich gemacht werden, da sich die Dicke des Umformquerschnitts pro Formkeil verringert [27].

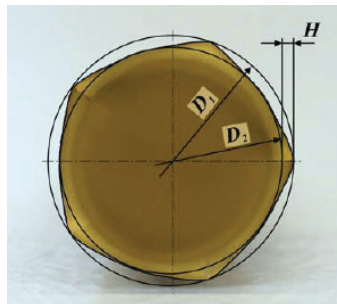


Abbildung 2.40: Querschnitt eines Gewindeformers [27]

# Kapitel 3

## Realversuch

### 3.1 Begriffsdefinitionen

Um eine einheitliche und verständliche Formulierung dieser Arbeit zu gewährleisten, werden im Folgenden die Begriffe Formmoment und Fuchmoment definiert. Als **Formmoment** wird der allgemeine Verlauf des zur Umformung benötigten Drehmoments bezeichnet. Das **Furchmoment** stellt das anliegende Formmoment zu dem Zeitpunkt dar, in welchem die Kopfauflage der Schraube stattfindet und ein Knick im Formmoment als auch im Vorspannkraftverlauf erkennbar ist.

Die Formmomentenkurve wird in drei Teile unterteilt (Abb. 3.1):

- I. Verschrauben
- II. Verspannen
- III. Überziehen

Im ersten Teil erfolgt die Ausformung des Gewindes. Das Verspannen der Verbindung erfolgt im zweiten Abschnitt. Mit dem dritten und letzten Teilabschnitt erfolgt die beginnende Zerstörung des Gewindes durch zu hohe Scherkräfte. Dies erkennt man an dem nicht mehr linearen Kurvenverlauf des Formmoments. Die Grenze zwischen dem linearen Furchmomentverlauf des zweiten Abschnitts und dem nichtlinearen Verhalten im dritten Abschnitt markiert das **Grenzmoment**.

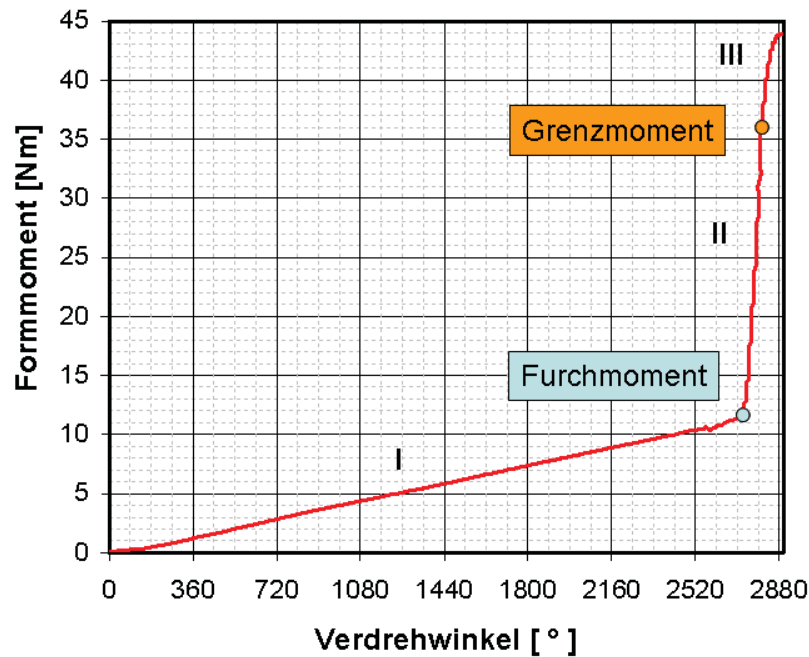


Abbildung 3.1: Begriffsdefinition im Formmoment Diagramm

## 3.2 Versuchsaufbau

Um die Daten der Simulation validieren zu können, wurde der Realversuch mit einer der Simulation ähnlichen Ausgangskonfiguration durchgeführt. Dabei wurden die zur Verfügung gestellten Dome bestehend aus einer AE44 Magnesium Legierung (4 % Aluminium, 4 % seltene Erden) mit genormten M8 Stahlschrauben verschraubt. Unter Berücksichtigung des großen Rechenzeitbedarfs der numerischen Modelle wurde die Einschraubtiefe bewusst durch die Einbringung einer Distanzhülse verkürzt. Die Verschraubung der Teile erfolgte durch einen momenten- und winkelgesteuerten Verschraubungsautomat. Eine Kopplung an einen Messwertaufnehmer ermöglichte die Aufzeichnung der relevanten Daten wie Drehmoment, Drehwinkel und Vorspannkraft. Die Vorspannkraft wurde mittels einer Kraftmessdose, die sich zwischen Dom und Distanzhülse befand, ermittelt. Da die standardmäßig verwendeten Anzugsvorschriften auf Grund der sehr kurzen Einschraubtiefe zu einem Ausreißen des Gewindes führte, wurde das Drehmomentniveau angepasst und das winkelgesteuerte Überziehen weggelassen, um einer Zerstörung des Gewindes entgegen zu wirken. Die Verbindung wurde schließlich drehmomentgesteuert mit 25 Nm verschraubt. Bei den verwendeten Domen handelte es sich um eine Charge



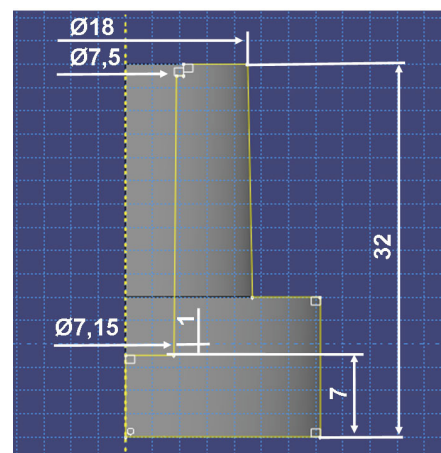
der unteren Kernlochtoleranz. Daher sind die im Versuch als auch in der Simulation erhaltenen Momente als Obergrenze anzusehen.

Bezeichnung	Type
Schrauber	Weber TT 160
Messverstärker	HBM Spider 8 4,8kHz DC
Verschraubvorrichtung	TECNA 9353

Tabelle 3.1: Realversuch - verwendete Geräte



(a)



(b)

Abbildung 3.2: (a) Realversuch - Magnesium Dom (b) Skizze Dom - Hauptmaße

Komponente	Höhe / Länge [mm]	Werkstoff
Dom	32	Magnesium / AE44
Kraftmessdose	15	-
Distanzhülse	12	Stahl
Schraube	40	Stahl

Tabelle 3.2: Realversuch - Komponenteneigenschaften

Aus diesem Versuchsaufbau (Abb. 3.3) resultiert eine Klemmlänge von 27 mm und eine Verschraubungstiefe von 13 mm. Um den realen Versuch mit der Simulation vergleichbar zu machen wurde dem Momentenverlauf der Verdrehwinkel gegenübergestellt. Die Aufzeichnung der Vorspannkraft erfolgte über die Zeit. Im Anschluß wurde die Ausformung des Gewindes beurteilt. Dazu wurden die verschraubten Dome etwas außerhalb der Domachse durch Fräsen und anschließendes Schleifen geöffnet.

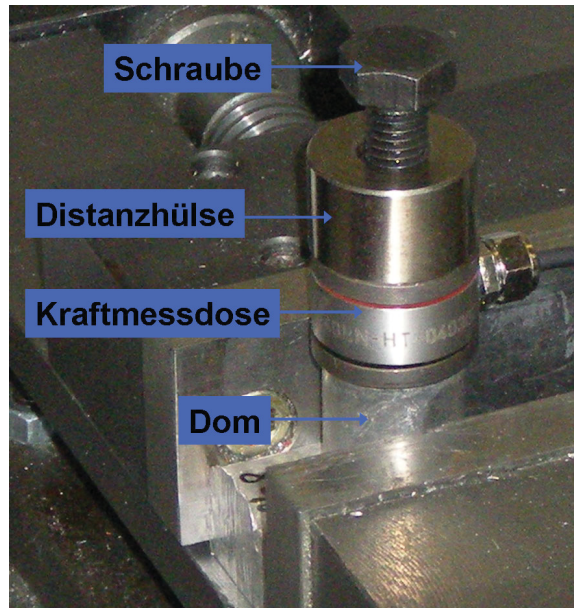


Abbildung 3.3: Realversuch - Versuchsaufbau

### 3.3 Ergebnisse

Nur einer von zwei zur Verfügung stehenden Domen konnte erfolgreich verschraubt werden. Der geglückte Versuch wird als Referenz herangezogen.

#### Formmoment und Vorspannkraft

**Formmoment** Der Verlauf des Formmoments ist in Abbildung 3.4 zu sehen. Die Abweichung von einem idealen linearen Verlauf des ersten Abschnitts ist auf die beim Realversuch vorhandene Exzentrizität von Dom- und Schraubenachse zurückzuführen. Speziell im ersten Teil des Formmomentenverlaufs ist die Einschwingerscheinung auf eine zunehmende Selbstzentrierung und Führung der Schraube zurückzuführen. Das Furchmoment beträgt 6,5 Nm. Um das Gewinde für weitere Untersuchungen nicht zu zerstören wurde der zweite Abschnitt nicht überschritten.

**Vorspannkraft** Die Vorspannkraft wird unmittelbar nach Kopfaufgabe der Schraube aufgebaut. Sie beträgt in den Versuchen im Mittel 10 kN. Gut zu erkennen ist das Setzen der Schraubenverbindung am Beginn des Verlaufs. Dieses Ergebnis diente in weiterer Folge als Referenz-

vorspannkraft für alle weiteren virtuellen Versuche. Die Ergebnisse des gültigen Versuchs sind in Tabelle 3.3 zusammengefasst.

<b>Bezeichnung</b>	<b>Furchmoment [Nm]</b>	<b>Grenzmoment [Nm]</b>	<b>Vorspannkraft [kN]</b>
Realversuch	6,5	-	10,1

Tabelle 3.3: Magnesium / Realversuch - Ergebnisse

### **Gewindeausformung**

Nach dem Entfernen der Schrauben konnte eine erhebliche Span- und Flitterbildung festgestellt werden. Um die Gewindeausformung zu begutachten, wurden die Dome von Spänen befreit und die anschließend wiederverschraubten Proben geöffnet. Das geformte Gewinde wurde unter dem Mikroskop analysiert. Es ist zu berücksichtigen, dass es beim Fräsen und Schleifen der Proben es unweigerlich zu einer Anlagerung von Bearbeitungsspänen in den Zwischenräumen gekommen ist.

Zur Gewindebeurteilung wurde auch der ungültige Versuch herangezogen. Wie in den Abbildungen 3.7 und 3.6 zu erkennen ist und auf Grund der hohen Span- und Flitterbildung anzunehmen war, ist die Ausformung des Gewindes nur unzureichend. Ein Grund der mangelhaften Ausformung des Gewindes ist sicherlich das Furchen ohne eigens dafür vorgesehene Furchwerkzeug bzw. Schraubendesign. Die Umformung erfolgt bei einer genormten M8 Schraube im wesentlichen in der Fase des ersten Gewindeganges, was für den Werkstoff eine äußerst hohe Beanspruchung darstellt. Der kreisrunde Querschnitt der Schraube läßt außerdem keinen Zwischenraum, um das Material auch tangential zu drücken. Diese Tatsachen tragen zur schlechten Ausformung des Gewindes bei.

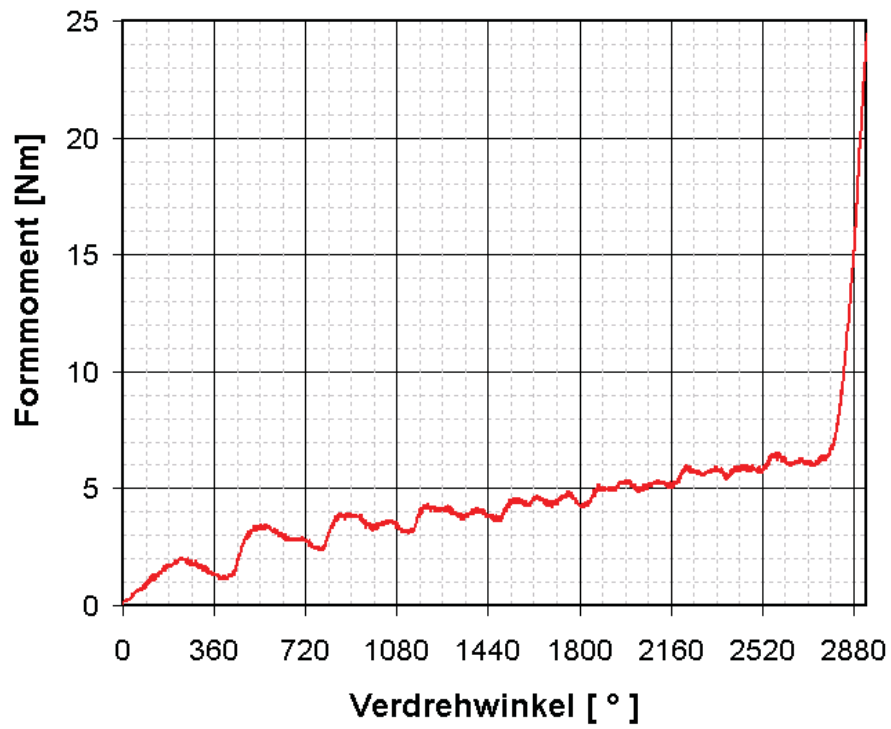


Abbildung 3.4: Magnesium / Realversuch - Formmoment

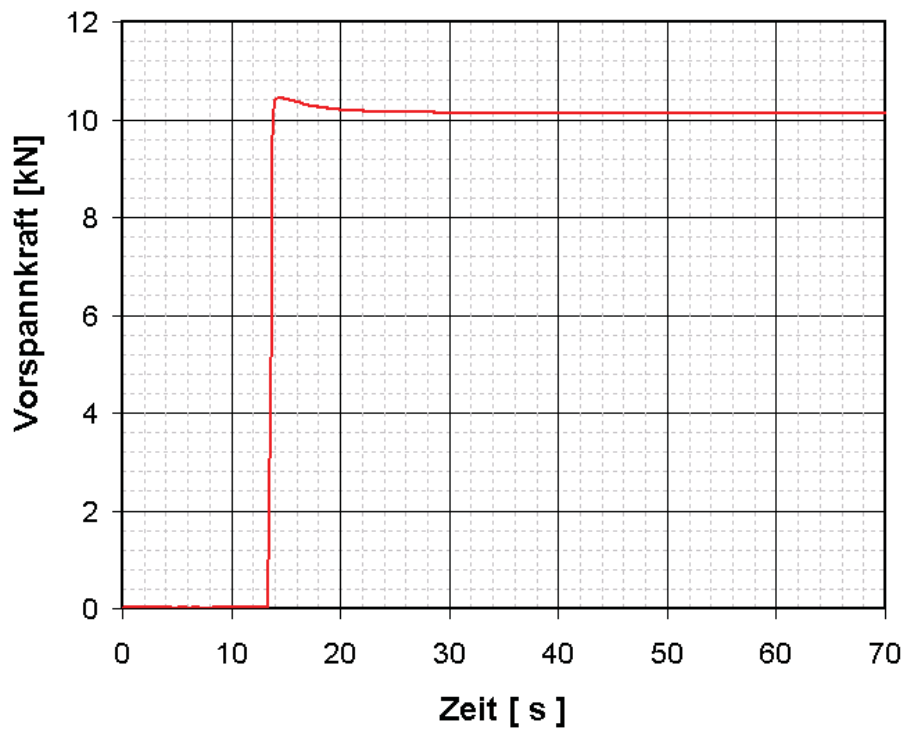


Abbildung 3.5: Magnesium / Realversuch - Vorspannkraft

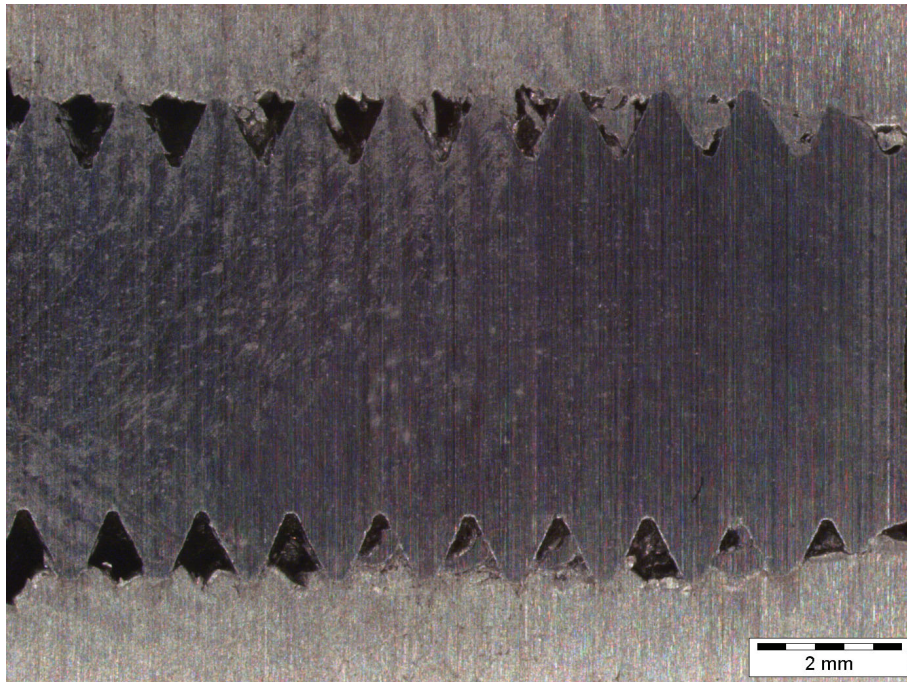


Abbildung 3.6: Realversuch - Gewindeausformung des gültigen Versuchs

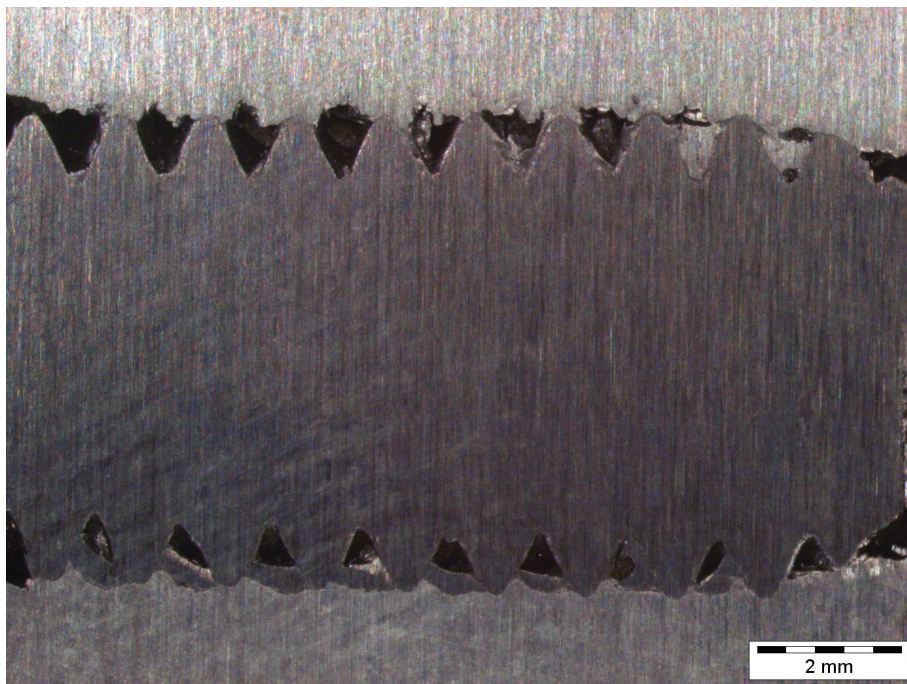


Abbildung 3.7: Realversuch - Gewindeausformung des ungültigen Versuchs

# Kapitel 4

## Modellbildung / Simulation

### 4.1 Nichtlineare Probleme

In diesem Kapitel wird bewusst auf eine grundlegende Aufarbeitung der Finiten Elemente Methode verzichtet, da es einerseits ausgezeichnete Literatur über dieses Thema gibt und andererseits den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde. Lösungsansätze und Algorithmen sind heutzutage in Ingenieursprogrammen implementiert und stellen so dem Anwender ein mächtiges Werkzeug zur Lösung diverser Fragestellungen zur Verfügung. Es sollen aber die Kernpunkte, welche diese Arbeit bezüglich einer Simulation mit Finiten Elementen betreffen, hervorgehoben werden. Eine wesentliche Herausforderung ist es, die bei dieser Problemstellung auftretenden Nichtlinearitäten im Modell miteinzubeziehen.

- Nichtlinearitäten des Materials
- Nichtlinearitäten der Geometrie
- Nichtlinearitäten der Randbedingungen

**Nichtlinearitäten des Materials** stellen eine Abweichung vom linear-elastischen Hooke'schen Bereich dar. Nicht-lineare Gleichungssysteme können nur mehr iterativ und nicht mehr direkt auf Grund der zustandsabhängigen Steifigkeitsmatrizen gelöst werden.

**Nichtlinearitäten der Geometrie** ergeben sich durch große Verformungen. Auch hier verläßt die klassische Spannungs-Dehnungsbeziehung den linearen Bereich. Um diese Probleme

matik zu überwinden stehen zwei verschiedene Lösungsansätze bereit, die Euler sowie die Lagrange Methodik. Bei der Methode nach Euler durchfließen die Materialpunkte das raumfeste Netz. Dies eignet sich bei einer starr-plastischen Formulierung. Hingegen ist bei der Lagrange Formulierung das Raumnetz an die Materialelemente gekoppelt und bewegt sich entsprechend der Verformung. Diese Methodik eignet sich für elastisch-plastische Formulierungen.

**Nicht-Linearitäten der Randbedingungen** umfassen Kontaktprobleme und nichtlineare Tragbedingungen [31].

## 4.2 Modellierung

Auf Grund des hochdynamischen und stark nichtlinearen Umformvorgangs beim Gewindefurchen wurde der Furchprozess mit dem Programm ABAQUS explicit abgebildet. Die explizite Zeitintegration geht von einer dynamischen Betrachtungsweise des Systems aus. Im Gegenteil zur impliziten Integration wird hier kein Gleichgewichtszustand berechnet. Anstelle erfolgt die Berechnung durch eine zentrale Differenzennäherung (Glg. 4.2) welche die Knotenverschiebungen  $u$  zum Zeitpunkt  $i + 1$  rein aus dem vorangegangenen Zeitinkrement  $i$  berechnet. Unten dargestellt ist die Bestimmungsgleichung eines jeden FEM Berechnungsmodells (Glg. 4.1).  $\underline{M}$  steht für die Massenmatrix,  $\underline{C}$  für die Dämpfungsmatrix,  $\underline{K}$  für die Gesamtsteifigkeitsmatrix und  $\underline{f}$  für die äußere Arbeit. Äußere und innere Arbeit sind somit gleich.

$$\underline{M}\ddot{u} + \underline{C}\dot{u} + \underline{K}u = \underline{f} \quad (4.1)$$

$$\underline{u}^{(i+1)} = \underline{u}^{(i)} + \Delta t^{(i+1)} \left[ \dot{u}^{(i-1)} + \frac{\Delta t^{(i+1)} + \Delta t^{(i)}}{2} \ddot{u}^{(i)} \right] \quad (4.2)$$

Ein Vorteil dieser Methode im Vergleich zur impliziten Integration liegt im geringeren Rechenaufwand, da kein Gleichgewichtszustand durch Iteration gefunden werden muß. Nachteile können sich aber hinsichtlich der Stabilität zeigen. Um genaue Ergebnisse zu erhalten ist ein dementsprechendes kleines Zeitintervall  $\Delta t$  zu wählen [12]. Da sich bei der expliziten Integration das Modell nicht im Kräftegleichgewicht befindet, sind Spannungsantworten hier mit Vorsicht zu betrachten. Daher wurde der komplette Verschraubungsprozess zuerst mit ABAQUS

explicit abgebildet und anschließend in ein Kräftegleichgewicht basierend auf impliziter Integration überführt. Der Transfer von Spannungen und Verschiebungen zwischen ABAQUS explicit und ABAQUS standard erfolgte kurz vor Kopfaufgabe der Schraube durch ein vorgegebenes initiales Feld der expliziten Lösung. Anschließend wurde das Furchmoment zwischen expliziter und impliziter Lösung verglichen. Auf das Verspannen der Schraubenverbindung auf 10 kN folgte die Kriechsimulation. Die dazu benötigten Daten wurden vom Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau an der Montanuniversität Leoben zur Verfügung gestellt. Dabei erfolgt der gesamte Vorspannungskraftabbau rein durch das Kriechen und Relaxieren des Gewindes, da die Schraube starr modelliert und im restlichen Modell ein Kriechen der Komponenten aus Stahl ausgeschlossen wird. Für die implizite und explizite Berechnung wurde die Versionsnummer 6.7 EF1 verwendet.

### 4.3 Material und Reibungseigenschaften

Die Simulation des Verschraubungsprozesses wurde anhand von zwei verschiedenen Materialien des Doms durchgeführt, allen anderen Bauteile wurden die Materialeigenschaften von Stahl zugewiesen. Bei allen Bauteilen wurde von isotropen Werkstoffverhalten ausgegangen. Da zu einem Zeitpunkt, an dem schon erste Studien am Viertelmodell vorgenommen werden konnten, noch keine Fließkurve für die im Realversuch verwendete Magnesiumlegierung vorhanden war, wurde um die Simulation zu starten eine Fließkurve aus dem Fließkurvenatlas herangezogen. Wichtigstes Kriterium war dabei, dass es sich auch um eine Leichtmetalllegierung zu handeln hatte. Die Wahl fiel auf eine zur Kaltumformung geeignete Aluminiumlegierung des Typs *AlMgSi1* in gepresstem Zustand. Unter Annahme eines *Ludwik* Ansatzes wurde die Fließkurve mit den angegebenen Parametern entwickelt. Da der Furchprozess bei Raumtemperatur stattfindet, ist eine Anpassung der Fließeigenschaften auf Grund höherer Temperaturen nicht nötig. Bei der Kaltumformung hängen die Spannung im wesentlichen nur von der Dehnung ab.

$$\sigma = f(\epsilon) \quad (4.3)$$

Im Gegensatz spielen die Faktoren Umformgeschwindigkeit, Temperatur und Zeit bei der Warmumformung eine wichtige Rolle und müssen in den Materialgesetzen dementsprechend berücksichtigt werden.



$$\sigma = f(\varepsilon, \dot{\varepsilon}, T, t) \quad (4.4)$$

### Aluminium - *AlMgSi1* Fließkurve

Mit dem Ansatz nach *Ludwik* wurde die Aluminium Fließkurve entwickelt. Die Parameter wurden dem Fließkurvenatlas entnommen.

$$k_f = k_{fa} + B_1 * \varphi^{n_1} \quad (4.5)$$

$k_{fa}$	$B_1$	$n_1$
161	150,7	0,54

Tabelle 4.1: *Ludwik* Ansatz - Parameter

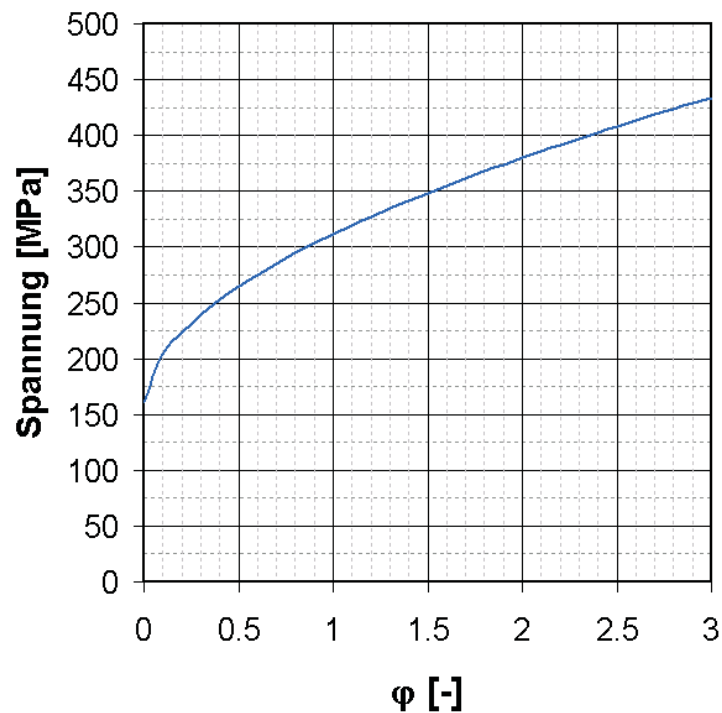


Abbildung 4.1: Aluminium Flieskurve aus dem Fließkurvenatlas

Das elastische Verhalten des Aluminiums wird von dem Elastischen Modul und der Querkontraktionszahl beschrieben. Außerdem ist für die explizite Rechnung die Kenntnis der Dichte notwendig.

E-Modul [MPa]	Querkontraktionszahl $\nu$ [-]	Dichte $\rho$ [ $\frac{kg}{m^3}$ ]
70.000	0,33	2700

Tabelle 4.2: Elastische Kennwerte - Aluminium

### Magnesium - AE44 Fließkurve / reale Fließkurve

Die Magnesium Fließkurve wurde vom Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau an der Montanuniversität Leoben zur Verfügung gestellt.

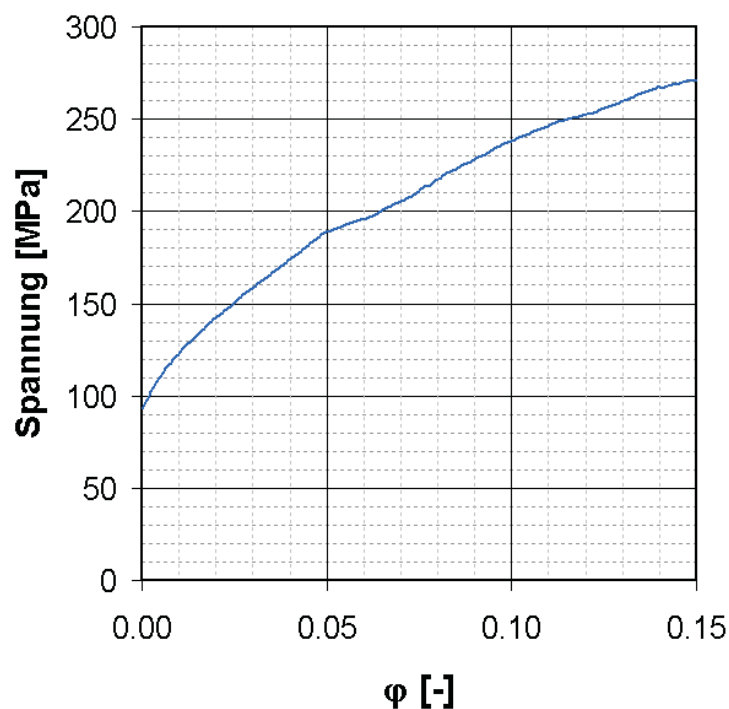


Abbildung 4.2: Fließkurve der AE44 Magnesium Legierung

Bei dieser Fließkurve ist der nur äußerst eingeschränkte Umformgrad zu beachten. ABAQUS behandelt Umformgrade oberhalb der Bruchdehnung mit konstanter Bruchspannung. Umformgrade oberhalb der Bruchdehnung bewirken so keine Spannungserhöhung mehr, es wird aber Umformenergie für energiedissipierende Effekte wie zum Beispiel die Mikrorissbildung benötigt.

Für das in ABAQUS implementierte zeitabhängige Kriechgesetz wurden vom Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau die in Tabelle 4.3 angeführten Daten zur Verfügung gestellt.

Temperatur [°C]	Power Law Multiplier $A$	Spannungsexponent $n$	Zeitexponent $m$
120	3.01E-016	6.59	-0.59

Tabelle 4.3: Kriechparameter - Magnesium

E-Modul [MPa]	Querkontraktionszahl $\nu$ [-]	Dichte $\rho$ [ $\frac{kg}{m^3}$ ]
42.000	0,35	1740

Tabelle 4.4: Elastische Kennwerte - Magnesium

### Stahl

Den Bauteilen aus Stahl wird rein elastisches Verhalten zu Grunde gelegt.

E-Modul [MPa]	Querkontraktionszahl $\nu$ [-]	Dichte $\rho$ [ $\frac{kg}{m^3}$ ]
210.000	0,3	7860

Tabelle 4.5: Elastische Kennwerte - Stahl

## 4.4 Modellaufbau Viertelmodell

### 4.4.1 Modellaufbau

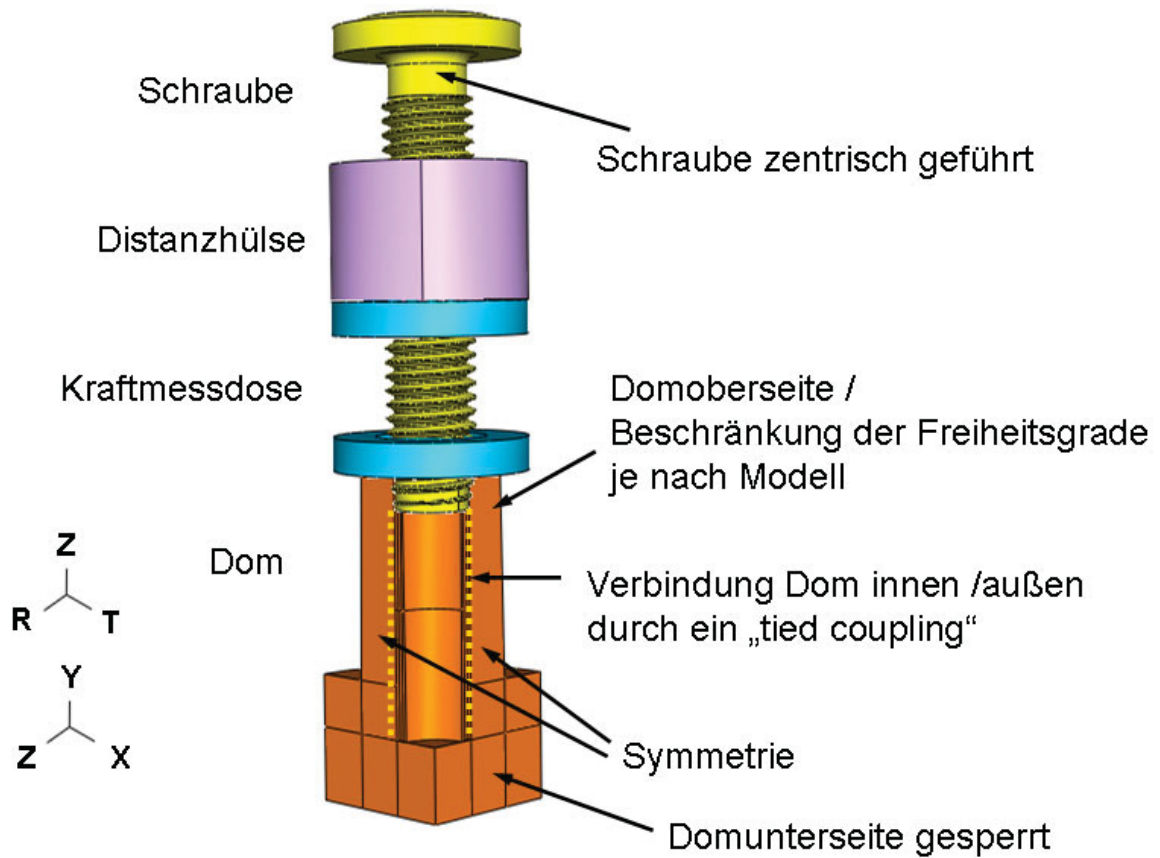


Abbildung 4.3: Modellaufbau - Viertelmodell

## 4.4.2 Verschraubungssimulation

### Geometrie / Diskretisierung

#### Schraube

##### Geometrie

Um der Geometrie in der Praxis verwendeter Furchschrauben nahe zu kommen, wurde eine genormte metrische M8 Schraube modifiziert. Der Außendurchmesser der ersten Gewindegänge der virtuellen Schraube fällt innerhalb der dreifachen Steigung auf den Kerndurchmesser ab. Die Gewindelänge beträgt 40 mm, die Steigung 1,25 mm und der Kopfdurchmesser 16,5 mm.

Da die Konstruktion von variierenden 3D Helix Geometrien in ABAQUS CAE zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit noch nicht möglich war, wurde die Konstruktion der Schraube im 3D Konstruktionsprogramm CATIA vorgenommen. Nach wie vor ist der Import von Geometrieinformationen aus dem Konstruktionsprogramm in die FEM Umgebung nicht befriedigend gelöst. Erst durch einige Versuche konnte ein CAD Format gefunden werden, in dem ein Import in die ABAQUS Umgebung möglich war. Ein Import der Datei im CATIA eigenen R14 Format führte schließlich zum Erfolg.

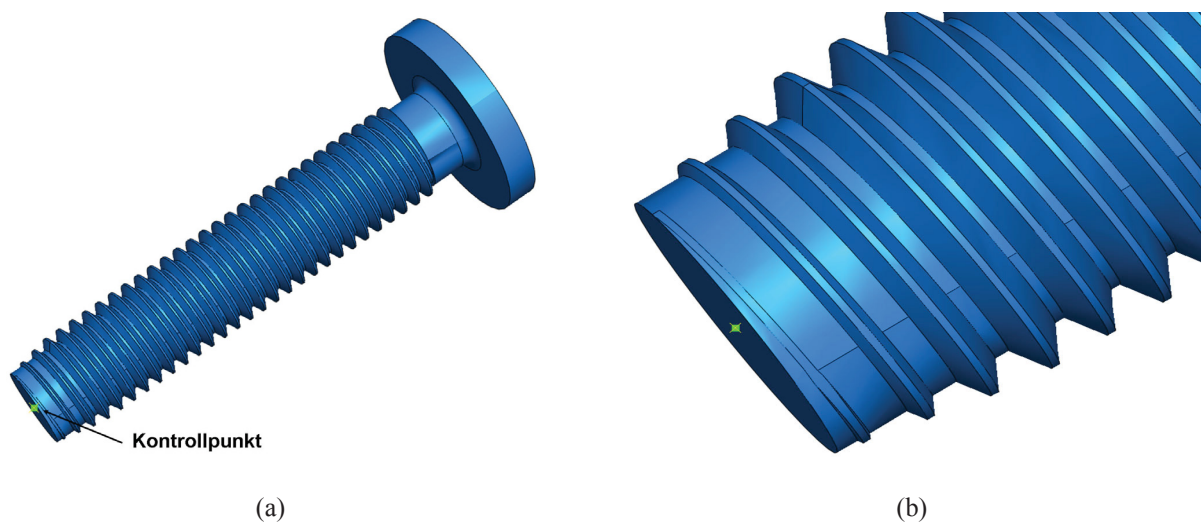


Abbildung 4.4: (a) M8 Schraube (b) Detail Stirnseite

### Diskretisierung

Da die Schraube im Modell als starr angenommen wird wurde sie mit einem „rigid body constraint“ versehen, das über einen zentrisch angeordneten Kontrollpunkt (Abb. 4.4(a)) an der Stirnseite der Schraube angesprochen wird. Dabei wird die ursprünglich ganzheitlich betrachtete Schraube nur mehr an ihrer Oberfläche durch starr formulierte Elemente abgebildet. Daraus resultiert auf Grund der Einsparung von Freiheitsgraden eine deutliche Reduzierung der Rechenzeit.

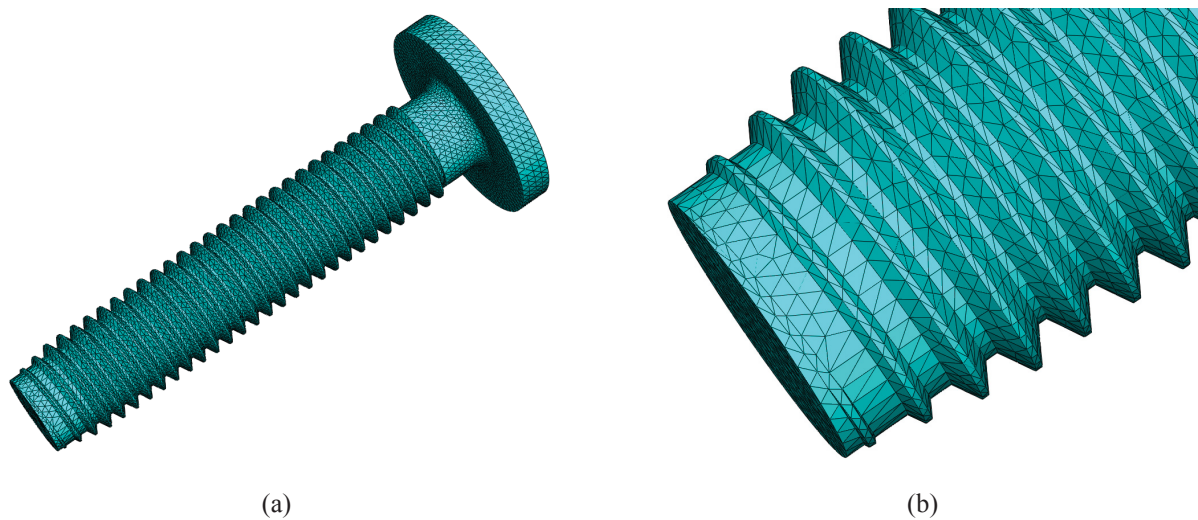


Abbildung 4.5: (a) Diskretisierung der Schraube (b) Detail Stirnseite

Werkstoff	Elementtyp	Elementanzahl	Knotenanzahl
starr	C3D4 bzw. R3D4	112410	46376

Tabelle 4.6: Diskretisierungseigenschaften der Schraube

Hier handelt es sich um tetragonale Kontinuumselemente mit vier Knoten und linearer Formulierung.

## Dom

### Dom - Außenteil

#### Geometrie / Diskretisierung

Die virtuelle Umsetzung des äußeren Doms ist in Abbildung 4.6(a) ersichtlich. Die Abmaße des Doms können der Abbildung 3.2(b) entnommen werden. Um den Verschraubungsprozess gut abbilden zu können und um die Elementanzahl gering zu halten wurde der Dom in zwei Teile geteilt, dem inneren (Abb. 4.7(a)) und dem äußeren Teil (Abb. 4.6(a)). Um Symmetrierandbedingungen auszunützen wurden nur jeweils  $90^\circ$  des Bauteils abgebildet. Weiters wurde eine geschickte Partitionierung gewählt um ein gut strukturiertes Netz zu erhalten.

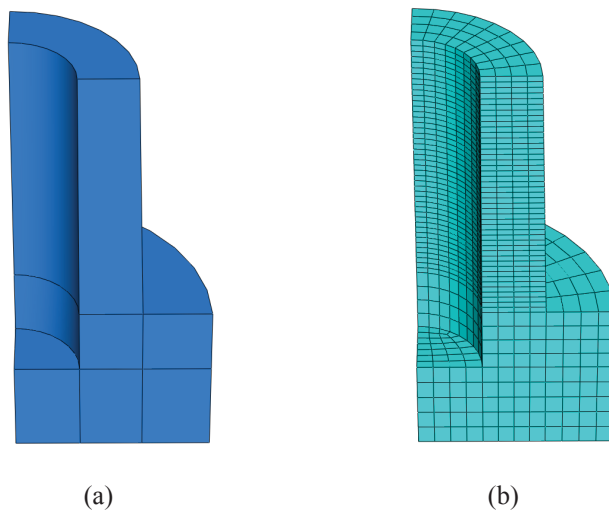


Abbildung 4.6: (a) Geometrie - Dom außen (b) Diskretisierung - Dom außen

Werkstoff	Elementtyp	Elementanzahl	Knotenanzahl
Aluminium / Magnesium	C3D8R	2367	3268

Tabelle 4.7: Diskretisierungseigenschaften des äußeren Doms - Viertelmodell

Hier handelt es sich um tetragonale Kontinuumselemente mit acht Knoten, linearer Formulierung und reduzierter Integration.

**Dom - Innenteil****Geometrie / Diskretisierung**

Die Stärke der inneren Domschale beträgt 1,2 mm an der Unterkante (Abb. 4.7(a)). Um die Elementanzahl gering zu halten und den neu zu vernetzenden Bereich klein zu halten, wurde der Innenteil in zwei Partitionen zerlegt. Der obere Bereich wurde um den Furchprozess dementsprechend genau aufzulösen mit einer Elementlänge von 0,045 mm vernetzt. Die Partitionierung der Innenseite in drei Teile erlaubt die Abbildung von Gradienten über die Wanddicke der Innenseite.

Um die beim Furchen auftretenden hohen Verformungen überhaupt bewältigen zu können, wurde der obere Teil des inneren Doms einer Euler-Lagrange Formulierung (ALE - Arbitrary Euler-Lagrange) unterzogen. Dies bedeutet, dass das Netz nicht mehr an das darunterliegende Material gekoppelt ist. Extreme Netzverzerrungen können so vermieden werden. Der betreffende Bereich wird nach einer definierten Anzahl von Inkrementen neu vernetzt. Die Lösungsgrößen des letzten Inkrements werden dabei auf die neuen Knotenpositionen übertragen [32]. Die Euler-Lagrange Formulierung des oberen Bereichs sorgt dafür, dass zu Beginn der Rechnung auch die Partitionsstärke über die Dicke der Schale in drei gleich große Teile aufgeteilt wird.

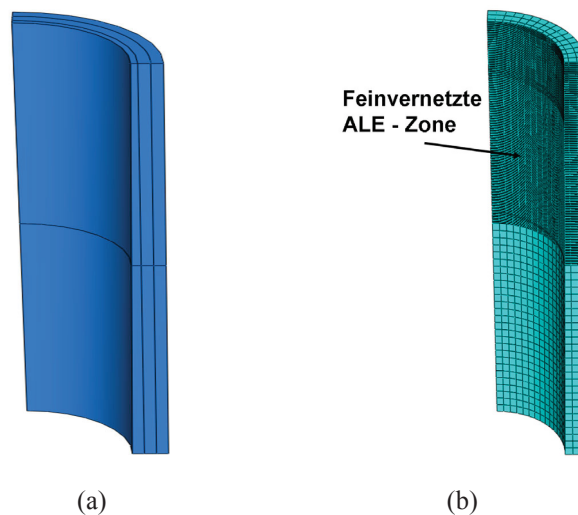


Abbildung 4.7: Viertelmodell / (a) Geometrie - Dom innen (b) Diskretisierung - Dom innen

Werkstoff	Elementtyp	Elementanzahl	Knotenanzahl
Aluminium / Magnesium	C3D8R	20060	14112

Tabelle 4.8: Diskretisierungseigenschaften des inneren Doms - Viertelmodell



## Kraftmessdose

### Geometrie / Diskretisierung

Der Durchmesser der Kraftmessdose wurde mit 17,4 mm gewählt, der Innendurchmesser beträgt 10 mm und die Höhe 15 mm. Die Ober- und Unterseite der Kraftmessdose wurden mit einer Stärke von 3 mm ausgeführt (Abb. 4.8(a)).

Um die Vorspannkraft zu ermitteln, wurde die Kraftmessdose aus zwei Teilen aufgebaut. Diese zwei Teile sind durch einen axialen Konnektor, der an die jeweils innenliegenden Stirnflächen der Einzelteile angekoppelt ist, verbunden. Die Ankopplung erfolgt durch ein „distributed coupling“. Verschiebungen und Rotationen der Oberflächenknoten werden dadurch an den Kontrollpunkt gebunden [32]. Angesprochen wird die Kraftmessdose über den unten liegenden Kontrollpunkt (Abb. 4.8(b)). Dem Konnektor wurde eine dem fehlenden Zwischenraum entsprechende Steifigkeit zugewiesen.

$$c_f = \frac{E * A}{l} \quad (4.6)$$

Die Vorspannkraft kann so direkt über die am Konnektor auftretende Kraft abgegriffen werden.

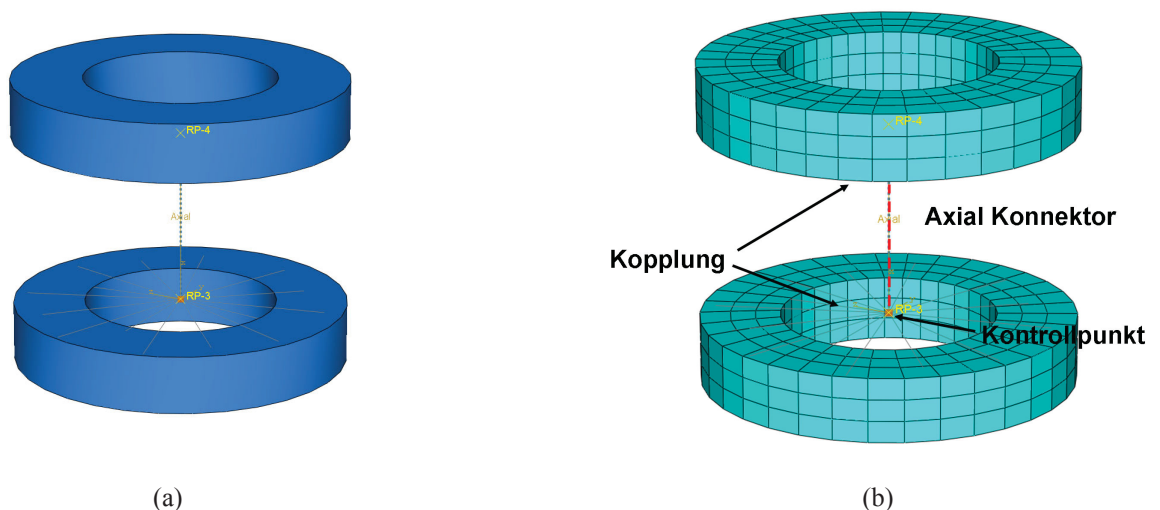


Abbildung 4.8: (a) Geometrie - Kraftmessdose (b) Diskretisierung - Kraftmessdose

Werkstoff	Elementtyp	Elementanzahl	Knotenanzahl
Stahl	C3D8R	630	1120

Tabelle 4.9: Diskretisierungseigenschaften der Kraftmessdose

## Distanzhülse

### Geometrie / Diskretisierung

Die Distanzhülse stimmt mit ihren Außenabmessungen mit denen der Kraftmessdose überein, wobei die Höhe 12 mm beträgt (Abb. 4.9(a)).

Um die Distanzhülse ansprechen zu können, wurde die Innenfläche der Durchgangsbohrung durch ein „distributed coupling“ an den Kontrollpunkt gekoppelt (Abb. 4.9(b)).

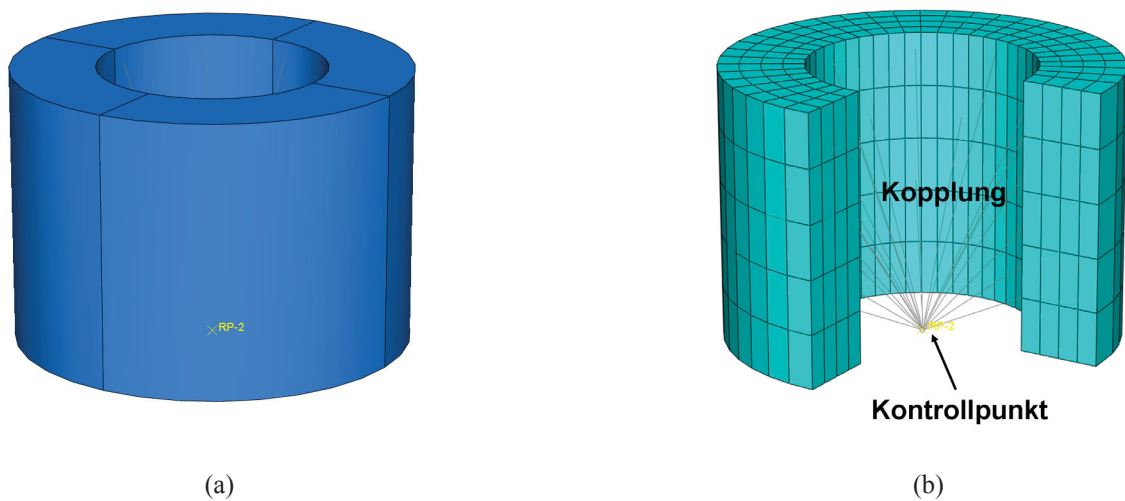


Abbildung 4.9: (a) Geometrie - Distanzhülse (b) Diskretisierung - Distanzhülse

Werkstoff	Elementtyp	Elementanzahl	Knotenanzahl
Stahl	C3D8R	880	1320

Tabelle 4.10: Diskretisierungseigenschaften der Distanzhülse

## Simulationsschritte

Die Verschraubungssimulation wurde in drei Schritte unterteilt. Die Ausbildung eines ersten tragenden Gewindeganges, dem eigentlichen Furchvorgang und dem Verspannungsvorgang. Die Schrittdauer wurde so angepasst, dass Schraubenposition und Vorspannkraft die gewünschten Werte erreichen. Alle Simulationsschritte der Verschraubungssimulation basieren auf expliziter Zeitintegration. Eine Möglichkeit, dass bei solchen Simulationen oft sehr kleine stabile Zeitinkremente zu vergrößern, besteht in der internen Skalierung der Masse des Modells. Das in ABAQUS als „mass scaling“ bezeichnete Verfahren, wurde in dieser Simulation auf alle drei Simulationsschritte mit demselben konstanten Skalierungsfaktor von 10.000 angewandt. Die ALE-Zone des inneren Doms wurde alle 100 Zeitinkremente neu vernetzt.

## Lasten

Um stets den Kontakt der Bauteile, der durch das Eigengewicht der einzelnen Teile erfolgt, aufrecht zu erhalten, wurden an den Kontrollpunkten von Kraftmessdose und Distanzhülse jeweils Lasten von 5 N aufgebracht. Die Orientierung der Lasten ist der Schwerkraft entsprechend.

## Randbedingungen

**Kraftmessdose** Die Kraftmessdose wird zentrisch auf der Modellachse geführt. Es sind dabei nur Verschiebungen entlang der Achse möglich.

**Distanzhülse** Für die Distanzhülse wurden dieselben Randbedingungen wie für die Kraftmessdose verwendet.

**Dom** Alle Freiheitsgrade des unteren Abschnitts des Doms wurden gesperrt. Dies ist zulässig, da auch in der Realität dieser Bereich komplett von Material umgeben ist und hier keinerlei Verformung zu erwarten ist. Die Seitenflächen des Doms wurden ihrer Orientierung entsprechend mit einer Geschwindigkeit von Null versehen um die Symmetrie abzubilden.

**Schraube** Da Versuche die Schraube momentengesteuert einzuschrauben auf Grund der Möglichkeiten von ABAQUS scheiterten, wurde eine komplett weggesteuerte Verschraubung gewählt. Dabei wurde die Schraube zentrisch geführt und im ersten der drei Schritte sowohl in Richtung der Schraubenachse bewegt als auch um ihre Achse rotiert. Da es generell günstiger in ABAQUS ist mit Geschwindigkeits- als mit Verschiebungsrandbedingung zu arbeiten, wurden Vorschubgeschwindigkeit in Achsrichtung und Rotationsgeschwindigkeit synchronisiert. Im zweiten Schritt erfolgte die Aufhebung der Vorschubsrandbedingung und die Schraube konnte sich am im ersten Schritt geformten Gewindegang abstützen und so für ihren eigenen Vortrieb sorgen. Die Schrittlängen wurden so berechnet, dass der zweite Schritt  $\frac{1}{10}$  mm vor Kopfauflage endete. Die Kopfauflage der Schraube und damit das Verspannen der Verbindung erfolgte im dritten Schritt auf 2,5 kN da das Vollmodell auf 10 kN verspannt wurde.

## Kontakt - Reibung

Um die einzelnen Bauteile miteinander interagieren zu lassen, müssen die Kontaktverhältnisse eindeutig festgelegt werden. Auf Grund der starren Formulierung der Schraube verhält diese sich zu den Bauteilen mit denen sie in Kontakt steht immer als „Master“ und die Kontaktpartner als „Slave“. Konkret sind dies die Kontaktfläche des inneren Teils des Doms und die Kopfauflagefläche der Distanzhülse.

Beim Kontakt zwischen Dom und Kraftmessdose nimmt die Unterseite der Kraftmessdose die „Master“ Stellung ein. Zwischen Kraftmessdose und Distanzhülse fungiert die Oberseite der Kraftmessdose als „Master“ Fläche. Da der Vorgang des Verschraubens in ABAQUS explizit erfolgte, wurden dementsprechend explizit formulierte „Surface to Surface“ Kontakte gewählt. Um numerische Instabilitäten beim Kontakt zwischen Schraube und Dominnenseite zu vermeiden, wurde hier eine exponentielle Beschreibung des Kontaktdrucks verwendet. Für alle übrigen Kontakte galten die Standardkontaktbedingungen des „hard contact“.

Da der Dom in einen inneren und einen äußeren Bereich zerlegt worden war, musste dieser mit einem „tie constraint“ wieder zu seiner ursprünglichen Form zusammengefügt werden.

Um Reibungscharakteristika in das Modell einzubringen, wurden eigenständige Charakteristika für Schraube und Gewinde sowie eine globale Einstellung für das restliche Modell gewählt. Für beide Charakteristika wurde Coulombsches Reibverhalten angenommen. Da es beim Reibgesetz nach Coulomb keine maximalen Schubspannungen gibt die übertragen werden können,

sondern diese direkt mit der aufgebrachtten Normalspannung steigen, stellt diese Betrachtungsweise den „worst case“ bezüglich des Formmoments dar. Als globaler Reibwert wurde 0,14 angenommen, die Reibwerte für den Kontakt zwischen Schraube und Dominnenseite wurden in Parameterstudien von 0,2 bis hin zur Reibungsfreiheit variiert.

### 4.4.3 Kriechsimulation

Hinsichtlich der Kriechsimulation gelten die gleichen Randbedingungen und Lasten sowie Reibungscharakteristika wie in der Verschraubungssimulation (Kap. 4.4.2). Änderungen ergeben sich hinsichtlich der Schrittdefinition, des Kontakts und der Randbedingungen der Schraube.

#### Simulationsschritte

Um das Kriechen der Schraubenverbindung abbilden zu können, sind drei Schritte von Nöten. In einem ersten Gleichgewichtsschritt gilt es die von der expliziten Simulation erhaltenen Lösungsgrößen wie Spannungen und Verschiebungen aus dem zweiten Schritt der Verschraubungssimulation in einen Gleichgewichtszustand des Modells überzuführen. Dies wird durch eine Aktualisierung der Modellkonfiguration durch ein initiales Feld erreicht. Im zweiten Schritt erfolgt die Verspannung der Schraubenverbindung. Die Vorspannung der Schraube beträgt wiederum 2,5 kN. Da zum Verspannen der Schraube in der Kriechsimulation nur ein kleiner Winkel überstrichen wird, ist ein neuvernetzen der ALE-Zone nicht notwendig. Ist die Vorspannkraft erreicht, knüpft der dritte Schritt an, in welchem das Kriechen der Magnesiumlegierung durch ein viskoses Verhalten des Materials simuliert wird. Es wird ein Zeitraum von 72 h simuliert. Das Verhalten im dritten Schritt basiert auf dem in ABAQUS implementierten zeitabhängigen Kriechgesetz. Mit diesem „power law creep“ lässt sich der primäre und sekundäre Bereich des Kriechvorgangs abbilden.

$$\dot{\epsilon}^{cr} = A * q^n * t^m \quad (4.7)$$

$\dot{\epsilon}^{cr}$  steht für die Vergleichskriechrate,  $A$  ist der „power law multiplier“,  $n$  der Kriechexponent und  $m$  der Zeitexponent. Für  $q$  wird die uniaxiale Vergleichsspannung und für  $t$  die Zeit gesetzt.

Um eine Konvergenz der Gleichungssysteme zu erhalten, war es in allen drei Schritten nötig den Lösungsvorgang zu stabilisieren. Um möglichst genaue Ergebnisse zu erhalten, wurde in allen Schritten eine iterative Anpassung des Stabilisierungsanteils vorgenommen. In den ersten beiden Schritten wurde dabei ein Anteil von  $5,5E-6$  und im dritten Schritt ein Anteil von  $6E-6$  der dissipierten Energie zur Stabilisierung herangezogen.

## **Kontakt**

Der wesentliche Unterschied zur Verschraubungssimulation besteht in der impliziten Formulierung des Kontakts. Als Kontaktformalismus wurde die „Node to Surface“ Diskretisierung gewählt.

## **Randbedingungen**

**Schraube** Um den selben Zustand, wie er am Ende des zweiten Schrittes der Verschraubungssimulation herrscht darzustellen, wird die Schraube zuerst festgehalten bis ein Kräftegleichgewicht im Modell erreicht ist. Da auch hier die Verschraubung weggesteuert erfolgt, wird durch eine geeignete Wahl der Schrittdauer die Verbindung auf 2,5 kN vorgespannt. Während des Kriechvorgangs wird der Rotationsfreiheitsgrad um die Schraubenachse und der Verschiebungsfreiheitsgrad entlang der Achse geöffnet.

## 4.5 Modellaufbau Vollmodell

### 4.5.1 Modellaufbau

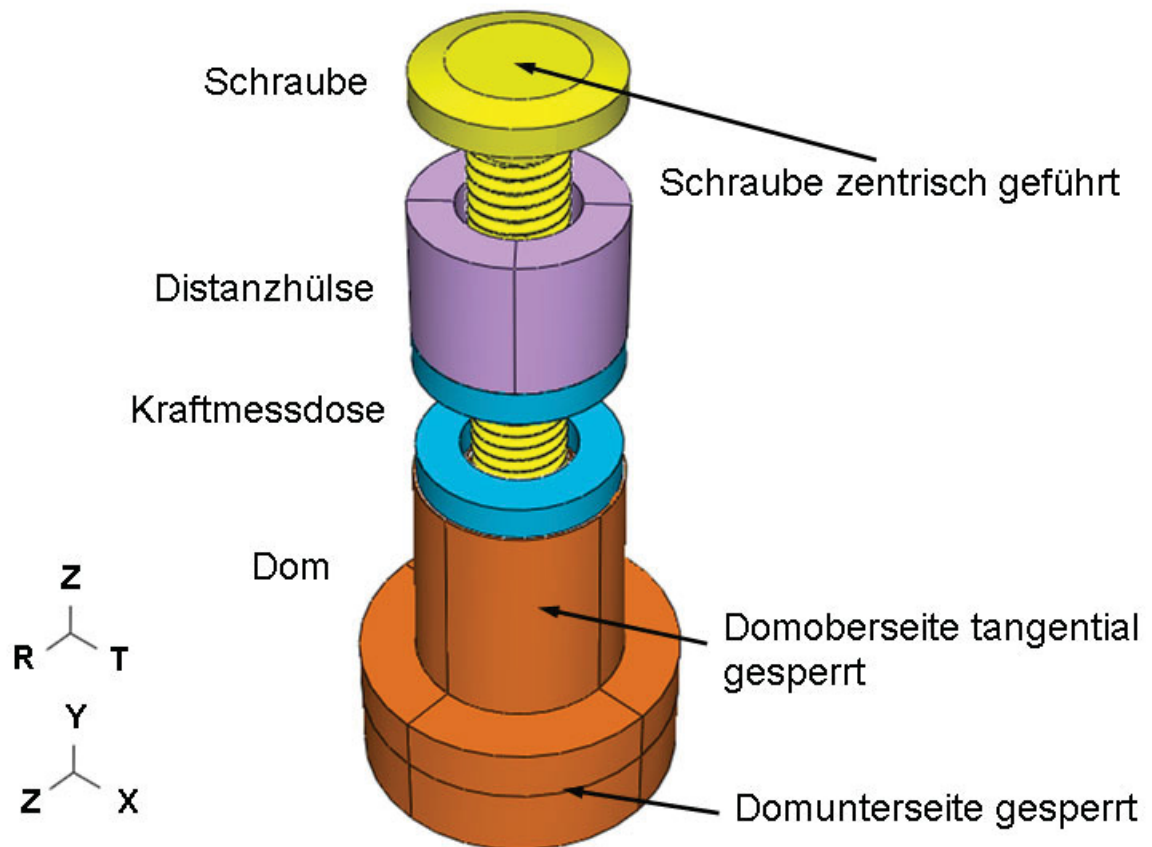


Abbildung 4.10: Modellaufbau - Vollmodell

## 4.5.2 Verschraubungssimulation

Alle Parameter und Einstellungen sind prinzipiell die Gleichen wie im Viertelmodell. Die Unterschiede zum Viertelmodell sollen in dieser Modellbeschreibung erklärt werden.

### Geometrie / Diskretisierung

Da die Kraftmessdose, die Distanzhülse und die Schraube im Viertelmodell als Ganzes abgebildet wurden sind diese direkt in das Vollmodell übernommen worden. Neu hinzuzufügen war hingegen der nun als 360 ° Modell abgebildete Dom.

### Dom

Die hier besprochenen Änderungen betreffen im selben Ausmaß den Außenteil sowie den Innenteil des Doms. Daher sollen diese beiden Teile hier zusammengefasst behandelt werden.

### Geometrie / Diskretisierung

Das Modell des Viertelmodells wurde auf 360 ° erweitert (Abb. 4.11(a)).

Die Vernetzung des Doms erfolgte mit den gleichen Einstellungen wie im Viertelmodell (Abb. 4.11(b)).

Werkstoff	Elementtyp	Elementanzahl	Knotenanzahl
Magnesium	C3D8R	65976	87322

Tabelle 4.11: Vollmodell - Diskretisierungseigenschaften des gesamten Doms



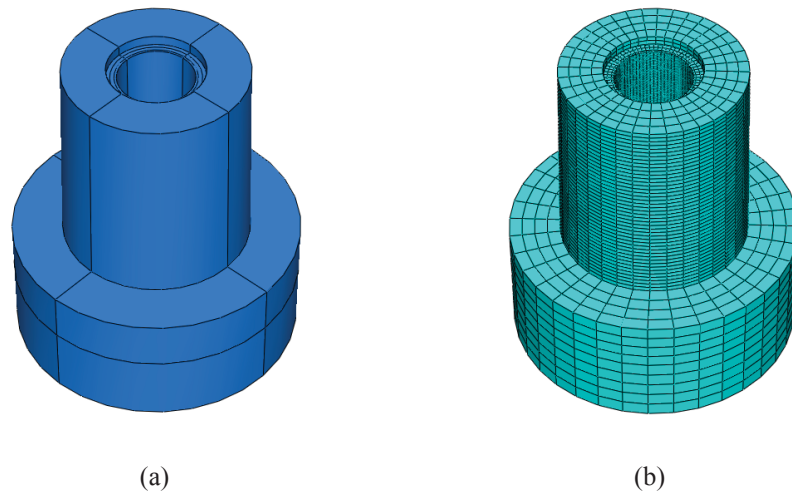


Abbildung 4.11: Vollmodell / (a) Geometrie - Dom (b) Diskretisierung - Dom

## Randbedingungen

**Dom** Da der Dom während des Furchvorgangs zu schwingen begann, wurde der Oberteil des äußeren Doms so festgehalten, dass dieser keine Verschiebung mehr in tangentialer Richtung erfahren konnte. Dazu wurde ein Zylinderkoordinatensystem eingeführt.

## Kontakt - Reibung

Auf Grund der Rechenintensität des Vollmodells wurde dieses nur mit einer Reibzahl von 0,1 zwischen Schraube und Dominnenseite gerechnet.

### 4.5.3 Kriechsimulation

Der Ablauf der Kriechsimulation beim Vollmodell entspricht dem des Viertelmodells.

## Simulationsschritte

Auch die Simulationsschritte entsprechen denen des Viertelmodells. Das Vollmodell zeigte aber geringere Konvergenz im Verschraubungs- und Kriechschritt. Der Stabilsierungsanteil wurde daher in den letzten beiden Schritten auf 8E-6 erhöht.

# Kapitel 5

## Simulationsergebnisse

### 5.1 Verschraubungssimulation

#### 5.1.1 Viertelmodell

##### Reibungsstudie am Aluminium Dom

Teil dieser Arbeit war es die Reibungssensitivität des Furchprozesses zu dokumentieren. Dazu wurden anhand des Viertelmodells vier verschiedene Reibungscharakteristika auf den Dom angewandt. In dieser Simulation wurde davon ausgegangen, dass der gesamte Furchprozess im vollen Material durchgeführt wird. Um dies zu simulieren, wurde hier wie im Vollmodell ein Zylinderkoordinatensystem eingeführt und die obere Mantelfläche des äußeren Doms für Verschiebungen in radialer Richtung gesperrt. Die Furchvorgänge wurden mit Reibzahlen von 0,2; 0,1 und 0,05 durchgeführt. Ein weiterer reibungsfreier Furchvorgang diente dazu, um das eigentliche Umformmoment zu ermitteln.

Um den Einfluss der Umgebung auf den Formmomentenverlauf festzustellen wurde eine einzelne Simulation mit einer Reibzahl von 0,2 gestartet in der sich der Oberteil des Doms frei verformen konnte.

## Ergebnisse / Viertelmodell / Aluminium

Die erhaltenen Formmomentenverläufe wurden jeweils mit vier multipliziert um sie mit dem Vollmodell vergleichbar zu machen. Der Prozess zeigt eine deutliche Sensitivität auf die herrschenden Reibkoeffizienten. Mit zunehmender Reibzahl steigt das zum Formen des Gewindes benötigte Moment stark an (Abb. 5.1(a)). Zu beobachten war eine stabilisierende Wirkung der Reibung auf die Simulationsrechnung. Die Studie, in der der Furchprozess unter Reibungsfreiheit simuliert wurde, zeigte schlechteres Konvergenzverhalten als die Studien mit Einbeziehung der Reibung. Dies ging beim reibungsfreien Prozess sogar so weit, dass es nicht möglich war die Simulation zu Ende zu rechnen (Abb. 5.1(b)).

Ein weiteres Problem betraf das Softwarepaket ABAQUS selbst. Trotz genauer Formulierung des Modells lieferte der ABAQUS Solver immer wieder ungenügende Resultate. Es konnte festgestellt werden, dass ABAQUS bei der Lösung von expliziten Modellen mit mehreren Rechenkernen Fehler beim Zusammenfügen der Teillösungen macht. Infolge dessen wurden die Verschraubungssimulation sowie die Kriechsimulation mit nur einem Kern gerechnet.

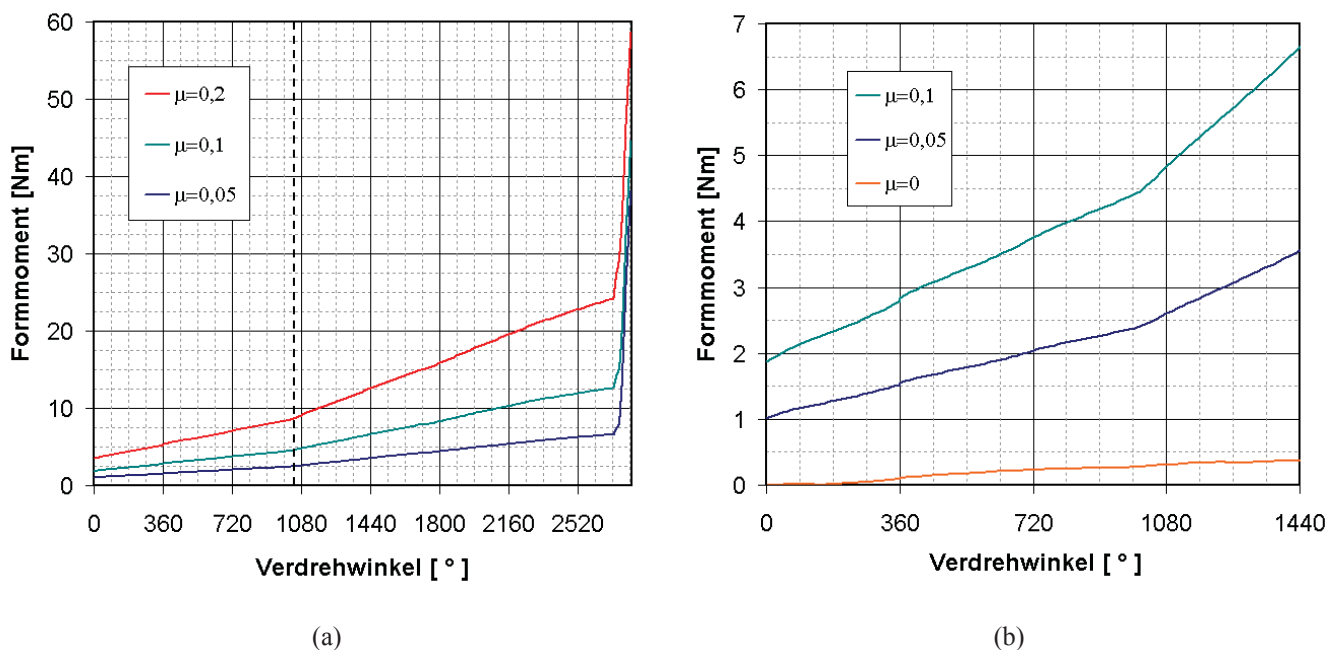


Abbildung 5.1: Viertelmodell / Aluminium / (a) Formmomentenverlauf - Abhängigkeit von der Reibzahl (b) Anteil des Umformmoments

Das eigentliche Umformmoment nimmt nur einen kleinen Anteil am Gesamtmoment ein ( $\mu = 0$  Abb. 5.1(b)). Es konnte ein leichtes, periodisches Schwingen des Formmoments beobachtet werden. Dies kommt daher, dass sich der angefasste Vorderteil der Schraube nur für 90 ° im

Eingriff befindet und bis zum nächsten Drücken wieder  $270^\circ$  verstreichen müssen. Auf Grund der Notwendigkeit der Glättung der Kurven ist dieses Phänomen aber in den Diagrammen nicht ersichtlich. Für das Furchen im Vollen ist ein höheres Formmoment nötig als beim freistehenden Dom. Der freistehende Dom kann sich im Gegensatz beim Furchen im Vollen in radialer Richtung aufweiten. Der Unterschied liegt bei einem um 10,6 % niedrigeren Furchmoment als beim in radialer Richtung gesperrten Dom (Abb. 5.2).

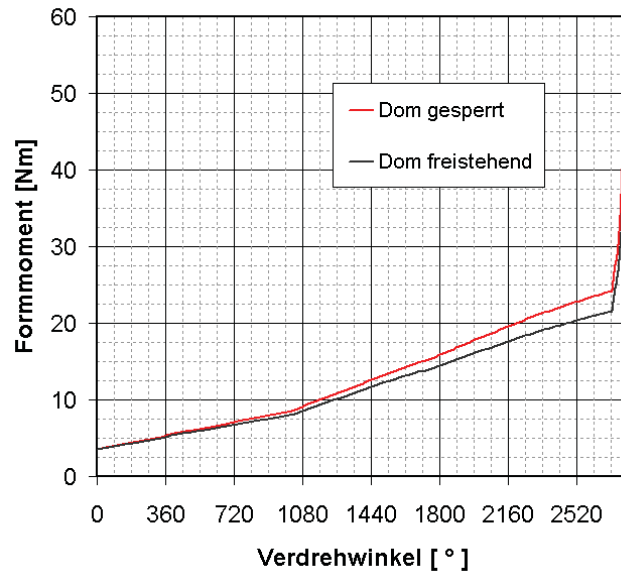


Abbildung 5.2: Viertelmodell / Aluminium / Auswirkung der Umgebung auf den Formmomentenverlauf

Da explizite Lösungsgrößen auf Grund des dynamischen Verhaltens der expliziten Integration meist geglättet werden müssen, haben sich die Startformmomente der großen Reibwerte zu höheren Werten verschoben. Dies kann aber als unkritisch betrachtet werden, da die Furchmomente dadurch nur wenig beeinflusst werden. Auch der bei etwa  $1000^\circ$  ersichtliche Knick ist ein Artefakt der Glättung (Abb. 5.1(a)).

Reibzahl $\mu$ [-]	Furchmoment [Nm]
0,2	24,7
0,1	13
0,05	7,1

Tabelle 5.1: Viertelmodell / Aluminium / Furchmoment in Abhängigkeit der Reibzahl

## Reibungsstudie am Magnesium Dom

Dieselbe Studie wurde an einem Dom aus Magnesium durchgeführt. Bei der Studie am Magnesium Dom wurde davon ausgegangen, dass der Dom frei steht und sich die obere Mantelfläche des Doms frei bewegen kann. Diese Simulation wurde bis hin zum Ausziehen der Gewindegänge durchgeführt um das Grenzmoment zu ermitteln.

### Ergebnisse / Viertelmodell / Magnesium

Die Ergebnisse der Studie am Magnesiumdom stimmen rein qualitativ mit den Erkenntnissen der Studie am Aluminiumdom überein (Abb. 5.3). Auffällig sind die auf Grund der niedrigeren Festigkeit des Magnesiums geringeren Furchmomente. Diese Simulation bildet auch das Überziehen der Schraubenverbindung ab um die Grenzmomente festzustellen.

Derselbe geringe Anteil des Umformmoments am Gesamtmoment war auch beim Magnesium Dom festzustellen.

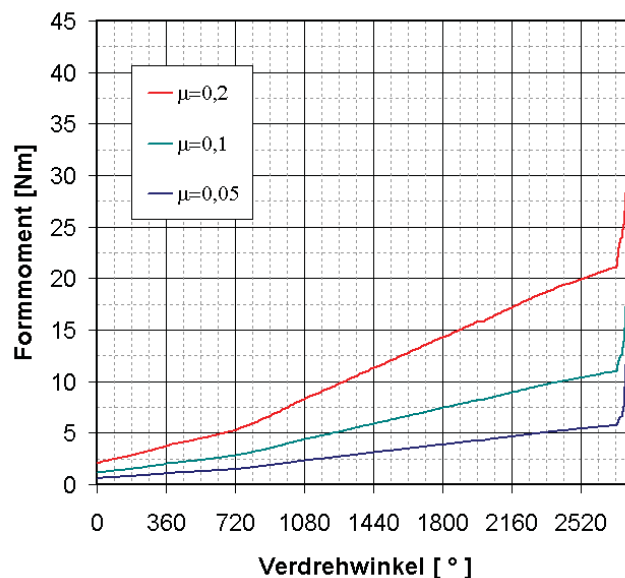


Abbildung 5.3: Viertelmodell / Magnesium / Formmomentenverlauf - Abhängigkeit von der Reibzahl

Reibwert $\mu$ [-]	Furchmoment [Nm]	Grenzmoment [Nm]
0,2	21,4	36,9
0,1	11,3	28
0,05	6,2	21,5

Tabelle 5.2: Viertelmodell / Magnesium / Furch- und Grenzmoment in Abhängigkeit der Reibzahl

### Gewindeausformung und Umformverhalten

In den folgenden Auswertungen wird das Modell mit einer Reibzahl von 0,1 und freistehendem Dom herangezogen.

Es sollen die Ausformung des gefurchten Gewindes sowie die plastische Vergleichsdehnung betrachtet werden. Dazu wurde das Ende des zweiten Schrittes kurz vor Kopfaufgabe herangezogen, da hier das Gewinde bereits fast vollständig ausgeformt und ein Ausziehen der Gewindegänge noch nicht möglich ist. ABAQUS definiert die plastische Vergleichsdehnung folgend [32]. Es wird nur der plastische Anteil der Dehnung berücksichtigt:

$$\varepsilon^{pl} \Big|_0 + \int_0^t \dot{\varepsilon}^{pl} dt \quad (5.1)$$

$$\dot{\varepsilon}^{pl} = \sqrt{\frac{2}{3} \dot{\varepsilon}^{pl} : \dot{\varepsilon}^{pl}} \quad (5.2)$$

### Ergebnisse / Viertelmodell / Magnesium

Da Spannungsantworten im Verschraubungsprozess auf Grund der expliziten Integration nicht aussagekräftig sind, werden die im Dom herrschenden Spannungen anhand der Kriechsimulation besprochen. Wie in der Realität bildeten sich an den Zähnen die für das Gewindefurchen typischen Zipfel aus. Die prinzipielle Ausbildung der Zipfel ist zwar zu erkennen, doch wäre eine noch feinere Diskretisierung notwendig, um diese exakter abzubilden. Da an den Symmetrieebenen Randeffekte auftraten, wurde die Gewindeausformung und die plastische Vergleichsdehnung in der Hälfte des Viertelmodells beurteilt. Besonders die Ebenen des auslaufenden

Gewindes zeigen eine Überhöhung der plastischen Vergleichsdehnung (Abb. 5.5). Die maximale plastische Vergleichsdehnung beträgt an den Flanken des Gewindegrunds 1,68 (Abb. 5.4). Da sich der Dom nach unten hin verjüngt, wird der Bereich der Plastifizierung immer größer (Abb. 5.4). Auf Grund der ALE Formulierung des oberen inneren Doms weist das Netz eine aussagekräftige Qualität auf (Abb. 5.6).

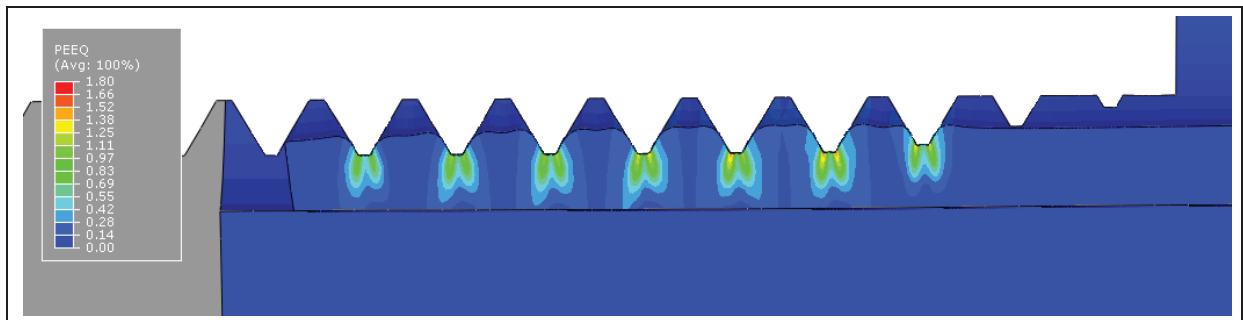


Abbildung 5.4: Viertelmodell / Magnesium / Gewindeausformung sowie plastische Vergleichsdehnung mit eingeschraubter Schraube am Magnesium Dom - Halbschnitt

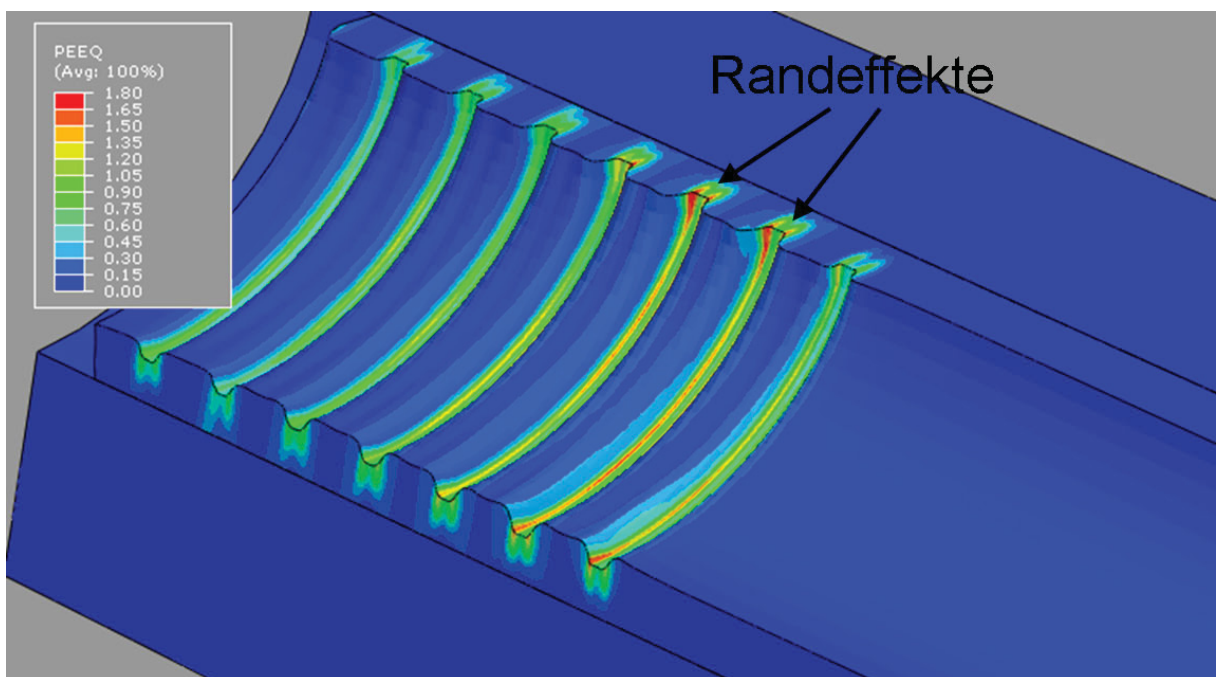


Abbildung 5.5: Viertelmodell / Magnesium / Randeffekte durch Symmetriebedingungen



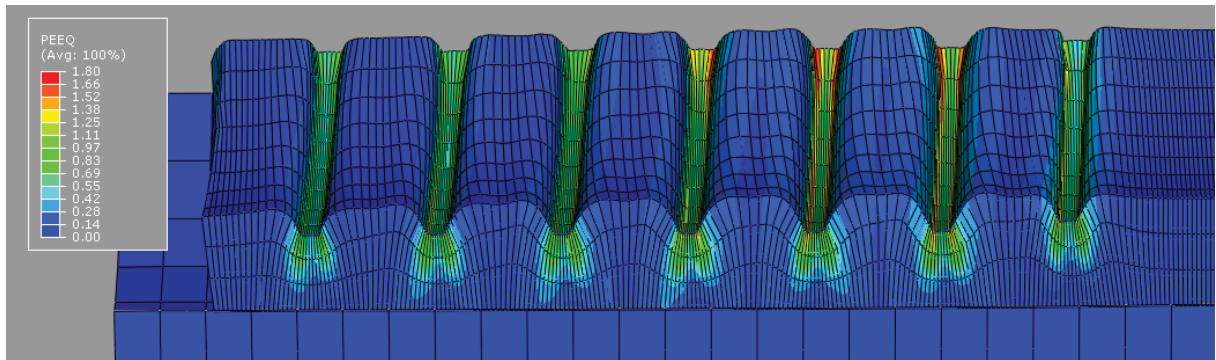


Abbildung 5.6: Viertelmodell / Magnesium / Gute Netzqualität auf Grund einer partiellen ALE-Formulierung des inneren Doms - Halbschnitt

## 5.1.2 Vollmodell

### Gewindeausformung und Umformverhalten

Auf Grund des rechenintensiven Vollmodells wurde die Vollmodellrechnung nur mit einer Reibzahl von 0,1 durchgeführt.

Wie im Viertelmodell erfolgte die Beurteilung von Gewindeausformung und plastischer Vergleichsdehnung am Ende des zweiten Schritts der Verschraubungssimulation. Der Verlauf des Formmoments und das Furchmoment wurden ausgewertet. Auch soll ein Überziehen der Schraubenverbindung beurteilt werden.

### Ergebnisse / Vollmodell / Magnesium

Auf Grund der fehlenden Symmetriebedingungen des Vollmodells konnten keine Randeffekte auftreten und die Abbildung der plastischen Vergleichsdehnung als auch die Gewindeausformung erfolgten homogen über den ganzen Umfang des Doms. Die Zipfelbildung konnte mit den selben Einschränkungen wie im Viertelmodell abgebildet werden. Die maximale plastische Vergleichsdehnung beträgt an den Flanken des Gewindegrunds 1,74 (Abb. 5.8). Das Formmoment schwang nicht mehr periodisch wie im Viertelmodell, da sich stets das ganze Schraubenvolumen im Eingriff befindet.

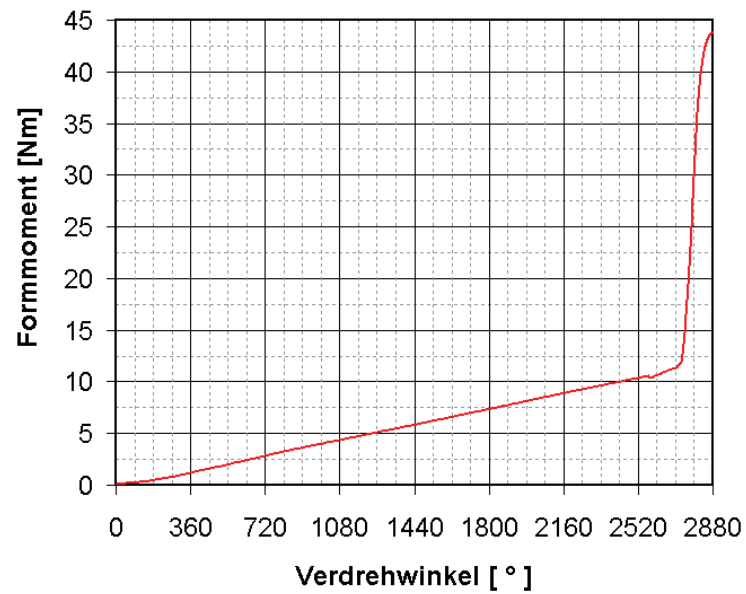


Abbildung 5.7: Vollmodell / Magnesium / Formmomentverlauf

Reibwert $\mu$ [-]	Furchmoment [Nm]	Grenzmoment [Nm]
0,1	11,7	36,3

Tabelle 5.3: Vollmodell / Magnesium / Furch- und Grenzmoment

Wie beim Viertelmodell garantierte die partielle ALE-Formulierung des inneren Doms eine gute Netzqualität (Abb. 5.8). Beim Überziehen der Verbindung kommt es in der Realität zum Ausreißen der Gewindegänge. In der Simulation hingegen findet auf Grund der Neuvernetzung ein Fließvorgang der Gewindegänge in Richtung Domoberseite statt (Abb. 5.9).

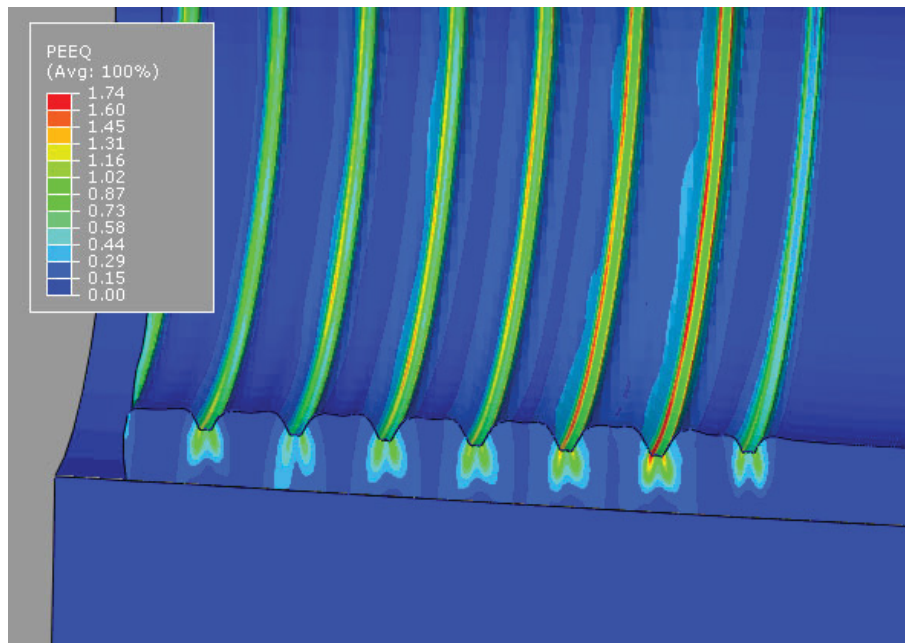


Abbildung 5.8: Vollmodell / Magnesium / Gewindeausformung sowie plastische Vergleichsdehnung am Magnesium Dom - Halbschnitt

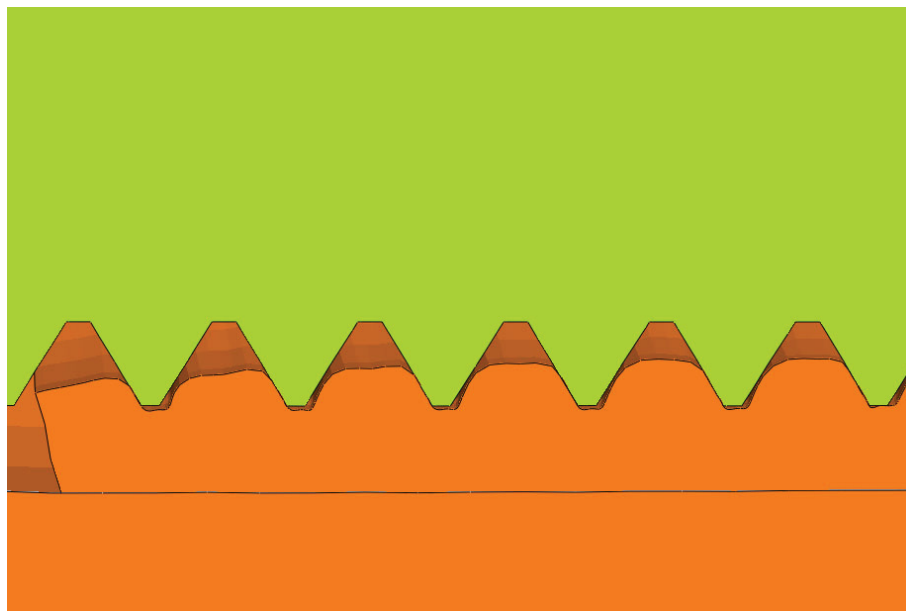


Abbildung 5.9: Vollmodell / Magnesium / Überziehen der Schraubenverbindung - Fließen des Werkstoffs hin zur Domoberseite auf Grund der ALE Formulierung - Halbschnitt

### Modifizierung des Reibmodells

Um ein Abscheren des Werkstoffs beim Erreichen der Schubfließgrenze zu simulieren, wurde das Reibgesetz modifiziert. Bis zum Erreichen einer kritischen Schubspannung gilt Coulombsches Reibverhalten, darüber kann nur mehr der angegebene maximale Grenzwert der Schubspannung übertragen werden. Dazu wurde aus dem von Mises Kriterium des einachsigen Spannungszustandes die kritische Schubfließgrenze berechnet. Sie beträgt bei Magnesium 156,2 MPa.

$$k = \frac{k_f}{\sqrt{3}} = \frac{270,5 \text{ MPa}}{\sqrt{3}} = 156,2 \text{ MPa} \quad (5.3)$$

### Ergebnisse / Vollmodell / Magnesium

Die Kurven der beiden Reibmodelle unterscheiden sich nur minimal. Das klassische Modell nach Coulomb zeigt wie zu erwarten ein leicht erhöhtes Formmoment. Da bei Kopfaufgabe wieder die globalen Reibungscharakteristika des Modells gelten, decken sich die Kurven ab diesem Moment wieder ideal. Mit einer Reibzahl von 0,1 wird die kritische Grenzscherubspannung somit nicht oder nur äußerst lokal überschritten (Abb. 5.10).

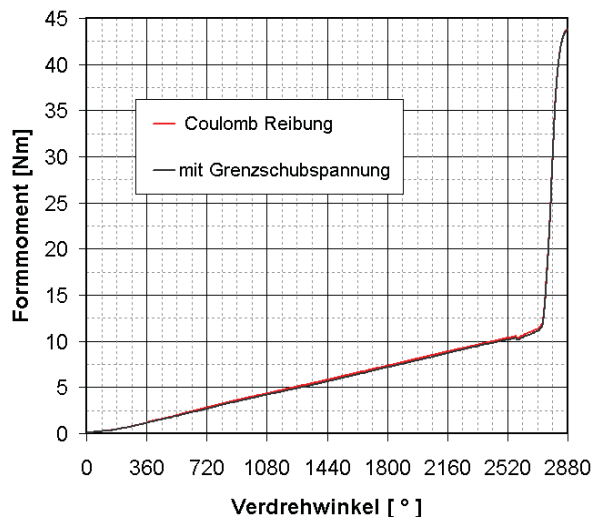


Abbildung 5.10: Vollmodell / Magnesium / Modifizierung des Reibmodells durch Einführung einer Grenzscherubspannung

## 5.2 Kriechsimulation

### 5.2.1 Viertelmodell

Der Verlust der Vorspannkraft wurde an der Entspannung der Kraftmessdose gemessen. Die Furchmomente bezüglich expliziter und impliziter Integration wurden verglichen.

#### Ergebnisse / Viertelmodell / Magnesium

Die Ergebnisse des Furchmoments bezüglich expliziter Integration der Verschraubungssimulation und impliziter Integration der Kriechsimulation zeigten gute Übereinstimmung. Ab dem anliegen der Verdrehbedingung für das Vorspannen steigt das Formmoment, bis es schließlich auf Grund der Kopfauflage abknickt und rasch ansteigt (Abb. 5.11(a)). Die Vorspannkraft steigt ab dem Moment der Kopfauflage steil an (Abb. 5.11(b)).

Wie zu erwarten, fiel die Vorspannkraft auf Grund des Potenzansatzes des vorliegenden Kriechgesetzes zu Beginn des Kriechschrittes stark ab (Abb. 5.12). Nachdem der größte Teil der Vorspannkraft abgebaut worden ist, fällt die Vorspannkraft nur mehr minimal ab. Um Viertelmodell und Vollmodell vergleichbar zu machen, wurde der Verlauf der Vorspannkraft mit vier multipliziert.

Furchmoment explizit [Nm]	Furchmoment implizit [Nm]
11,3	11,4

Tabelle 5.4: Viertelmodell / Magnesium / Furchmoment explizite - implizite Integration

Zur Veranschaulichung des herrschenden Spannungszustandes wurden die von Mises- (Abb. 5.13), die Radial- (Abb. 5.15), die Tangential- und die Axialspannungsverteilung beim Erreichen der Vorspannkraft abgebildet. Weiters wurde die Spannungsverteilung bei der Hälfte der Kriechdauer festgehalten (Abb. 5.14 u. 5.16). Die lokalen hohen Spannungen im Gewindegang wurden sofort nach Kriechbeginn abgebaut. Die maximalen, verbleibenden von Mises Spannungen im Gewinde betragen bei halber Kriechdauer nur noch etwa ein Fünftel der ursprünglichen Spannung. Beim Fließen des Werkstoffs in den Hohlraum zwischen Schraube und Dom bauen sich im Ganginneren radiale Zugspannungen auf. Durch Umlagerungsprozesse beim Kriechen

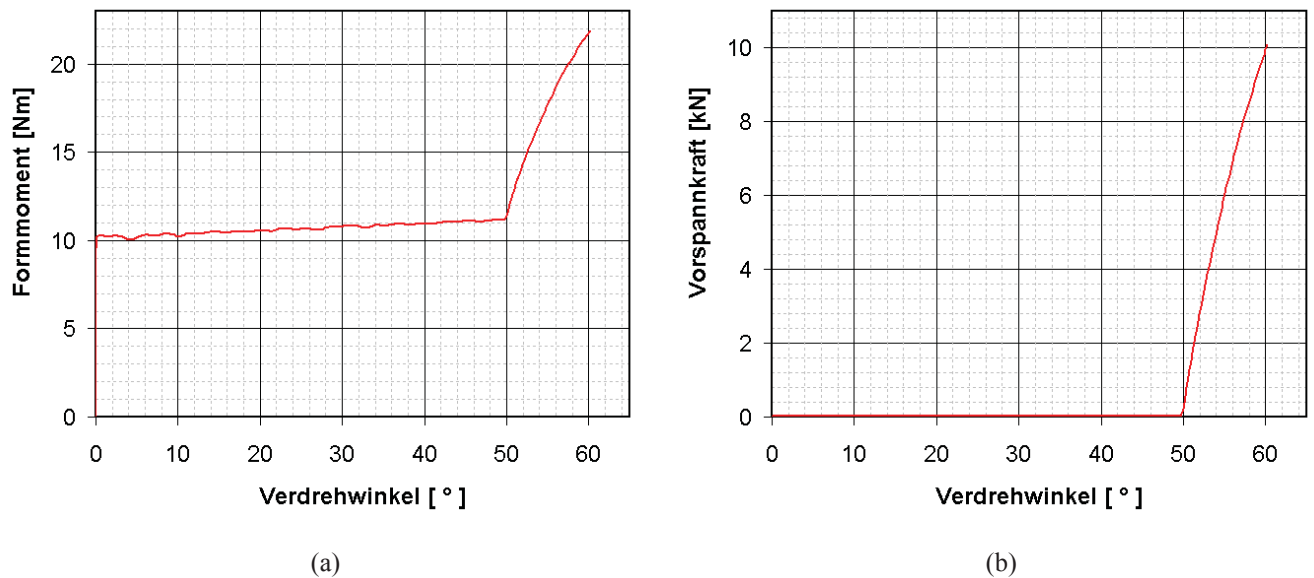


Abbildung 5.11: Viertelmodell / Magnesium / (a) Formmomentverlauf (b) Aufbau der Vorspannkraft

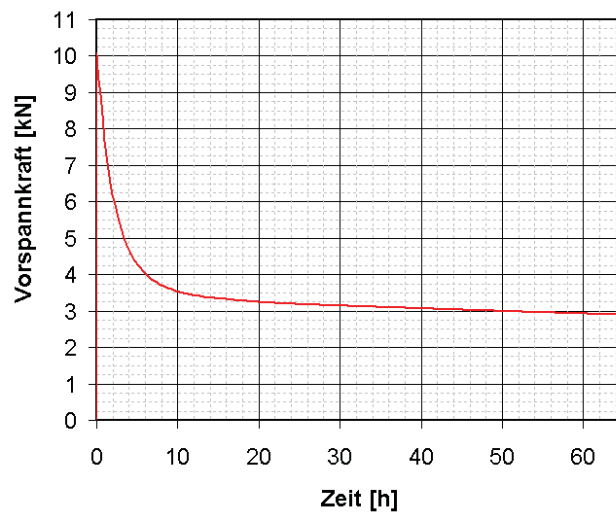


Abbildung 5.12: Viertelmodell / Magnesium / Abbau der Vorspannkraft durch Relaxationerscheinungen

des Doms stehen mit fortschreitender Kriechdauer immer kleinere Bereiche unter Zug. Zugspannungsbereiche in Werkstoffen sind generell kritisch zu sehen, da sie Rissbildung begünstigen und so potentielle Stellen für einen Versagensausgang darstellen. Positive Zahlenwerte bedeuten Zugspannungsgebiete, negative Zahlenwerte hingegen Druckspannungsbereiche. Da der äußere und innere Dom durch ein „tied coupling“ miteinander verbunden sind und der Diskretisie-

rungsgrad des äußeren Doms geringer ist, gehen die Spannungsfelder nicht fließend ineinander über und die Auflösung des äußeren Bereichs ist schlechter.

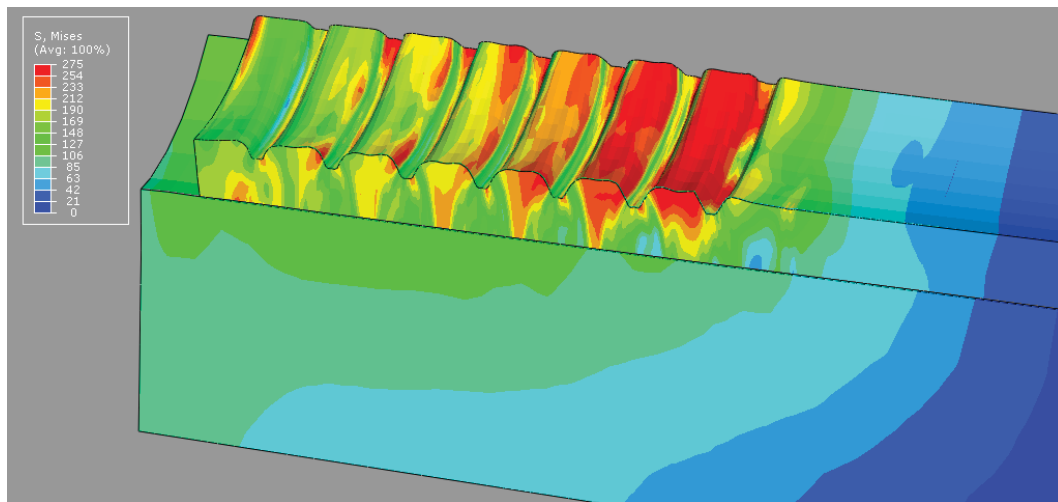


Abbildung 5.13: Viertelmodell / Magnesium / von Mises Spannungsverteilung bei Vorspannkraft - Halbschnitt

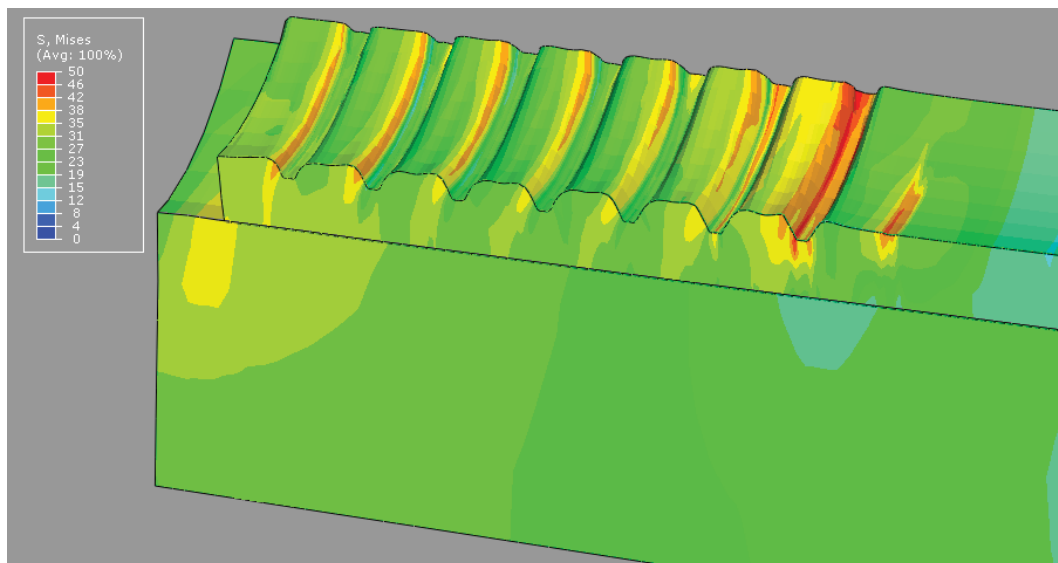


Abbildung 5.14: Viertelmodell / Magnesium / von Mises Spannungsverteilung bei halber Kriechdauer - Halbschnitt

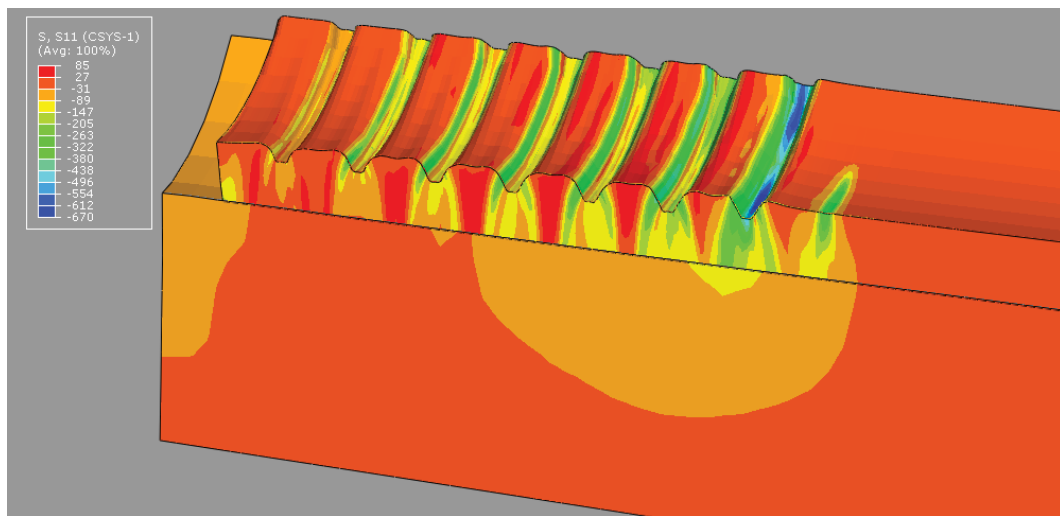


Abbildung 5.15: Viertelmodell / Magnesium / Radialspannungen bei Vorspannkraft - Halbschnitt

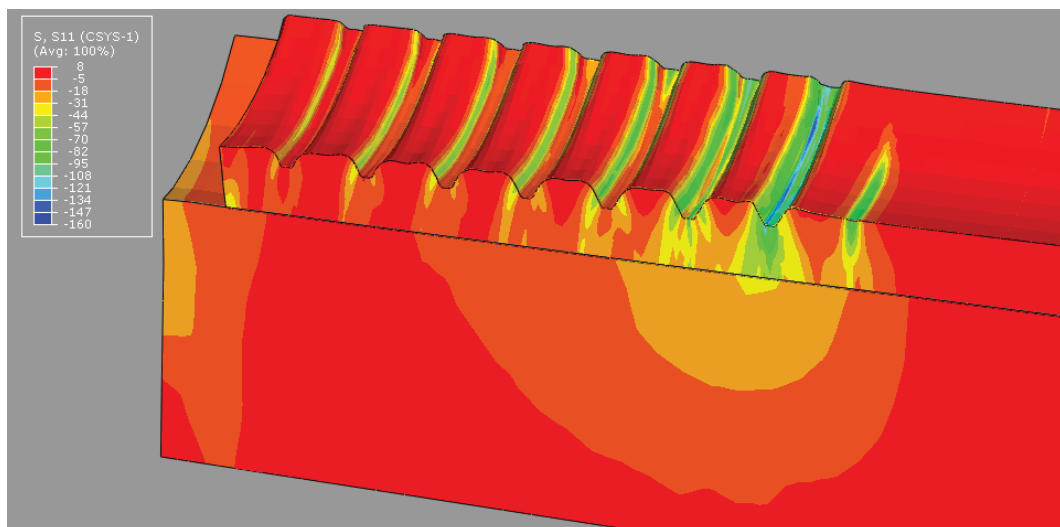


Abbildung 5.16: Viertelmodell / Magnesium / Radialspannungen bei halber Kriechdauer - Halbschnitt



### 5.2.2 Vollmodell

Wie im Viertelmodell wurde die Vorspannkraft über die Kraftmessdose erfasst. Die Auswertung erfolgte dem Viertelmodell entsprechend.

#### Ergebnisse / Vollmodell / Magnesium

Das Vollmodell zeigte bei 32h Schwierigkeiten bei der Konvergenz des Kriechschritts. Auch eine Erhöhung des Stabilisierungsanteils auf die Standardeinstellung von 0,0002 brachte nicht den gewünschten Erfolg (Abb. 5.18).

Qualitativ stimmen die Ergebnisse eines vorangegangenen Kriechversuches im Realversuch, der am Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau durchgeführt wurde, mit den Ergebnissen der Kriechsimulation überein. Zwar zeigen beide Kurve den selben Trend, doch unterscheiden sie sich in ihrer Charakteristik in den Bereichen hoher und niedriger Spannung bzw. kurzer und langer Kriechperiode. Um den Kriechvorgang und damit die Relaxation der Vorspannkraft besser abzubilden, wird es für zukünftige Simulationen nötig sein Kriechgesetze bzw. Parameter anzugeben, die den in den jeweiligen Spannungsbereichen herrschenden Kriechmechanismen gerecht werden.

Die im Vollmodell herrschenden von Mises- und Radialspannungen stimmen mit denen des Viertelmodells beim Erreichen der Vorspannkraft (Abb. 5.19 u. 5.21) als auch bei der Hälfte der Kriechzeit (Abb. 5.20 u. 5.22) weitgehend überein. Zusätzlich wurden beim Vollmodell die Tangential-(Abb. 5.23 u. 5.24) als auch die Axialspannungskomponenten (Abb. 5.25 u. 5.26) abgebildet. Im Gewindegrund herrschen tangentielle Druckspannungen, diese lassen sich auf die Dehnungsbehinderung in Umfangsrichtung zurückführen. An den unteren Flanken der Gewindegänge sind Axialdruckspannungen auf Grund der Krafteinleitung erkennbar. Die hohen Werte der Radial-, Tangential- und Axialkomponenten der Spannung lassen sich in Zusammenhang mit der hohen Materialverdrängung erklären. Der hydrostatische Spannungsanteil nimmt einen großen Anteil am Gesamtspannungszustand ein.

Furchmoment explizit [Nm]	Furchmoment implizit [Nm]
11,7	10,9

Tabelle 5.5: Vollmodell / Magnesium / Furchmoment explizite - implizite Integration

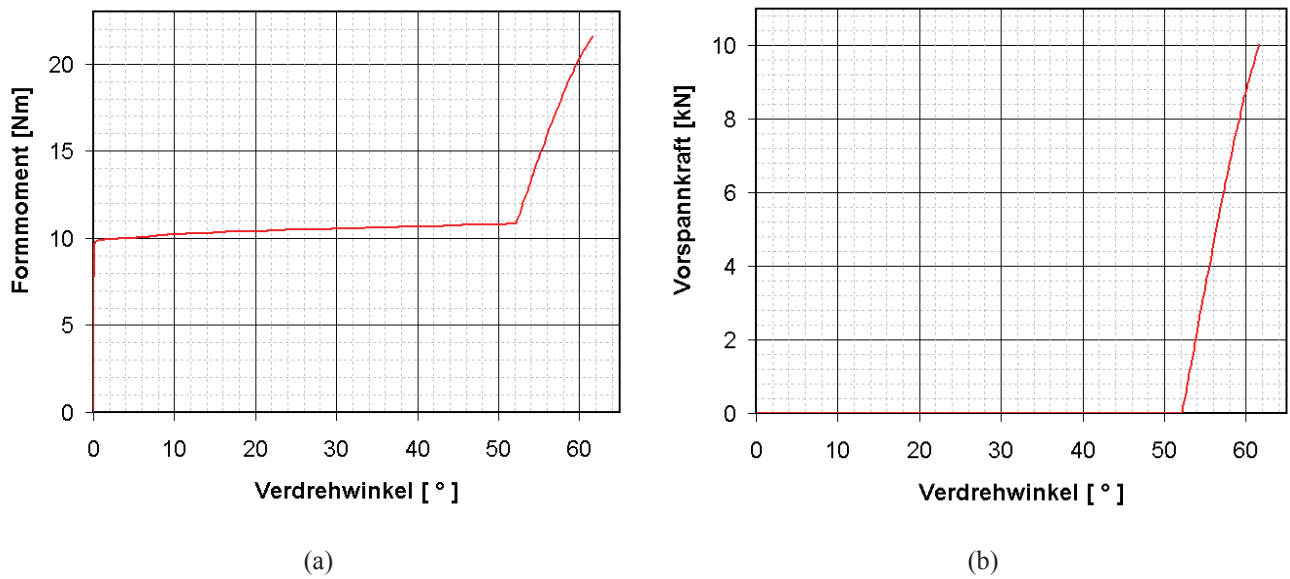


Abbildung 5.17: Vollmodell / Magnesium / (a) Formmomentverlauf (b) Aufbau der Vorspannkraft

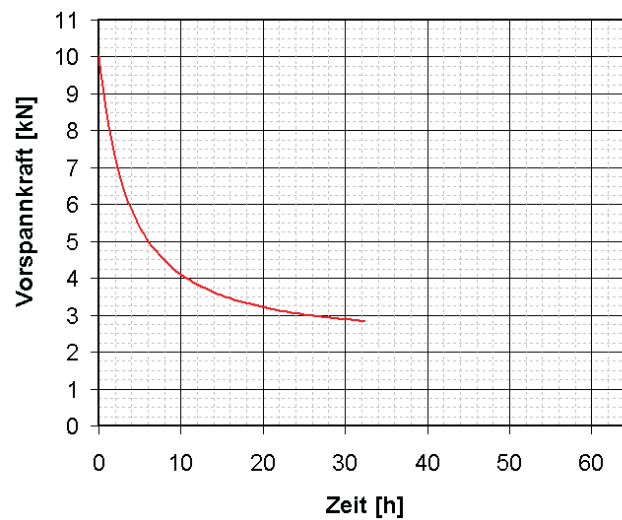


Abbildung 5.18: Vollmodell / Magnesium / Abbau der Vorspannkraft durch Relaxationserscheinungen

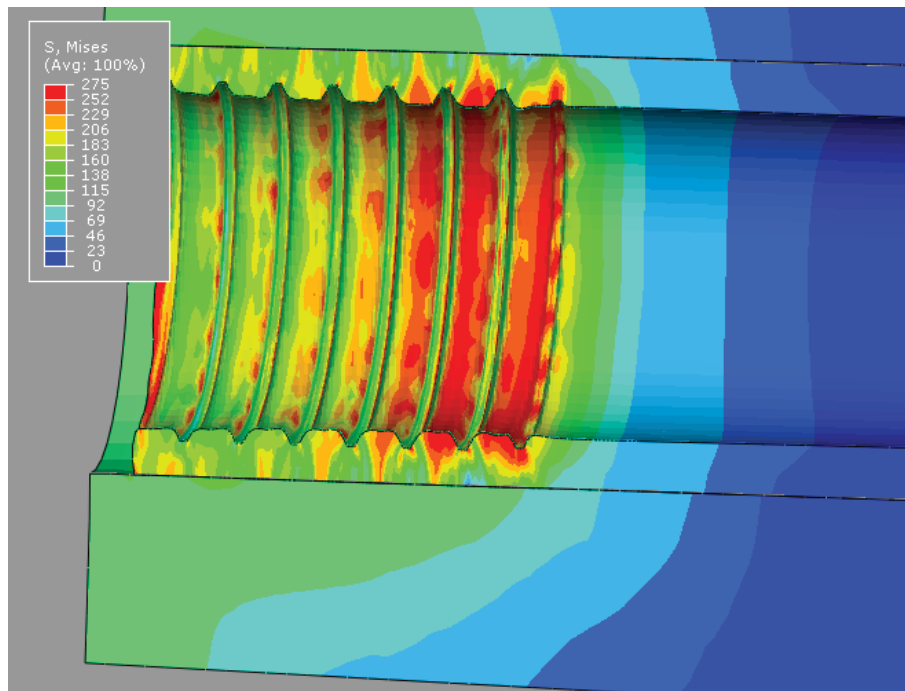


Abbildung 5.19: Vollmodell / Magnesium / von Mises Spannungsverteilung bei Vorspannkraft  
- Halbschnitt

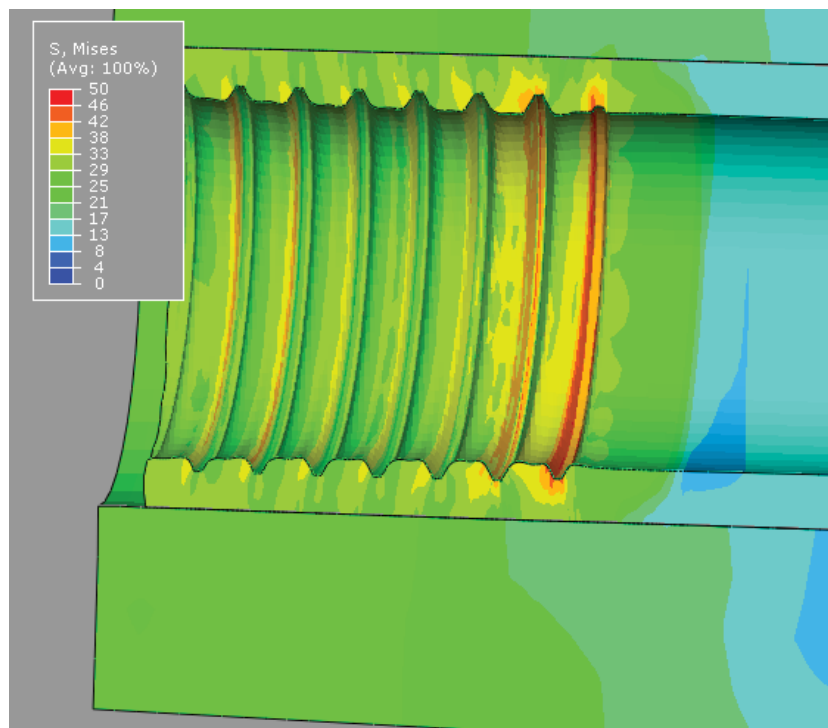


Abbildung 5.20: Vollmodell / Magnesium / von Mises Spannungsverteilung bei halber Kriech-  
dauer - Halbschnitt

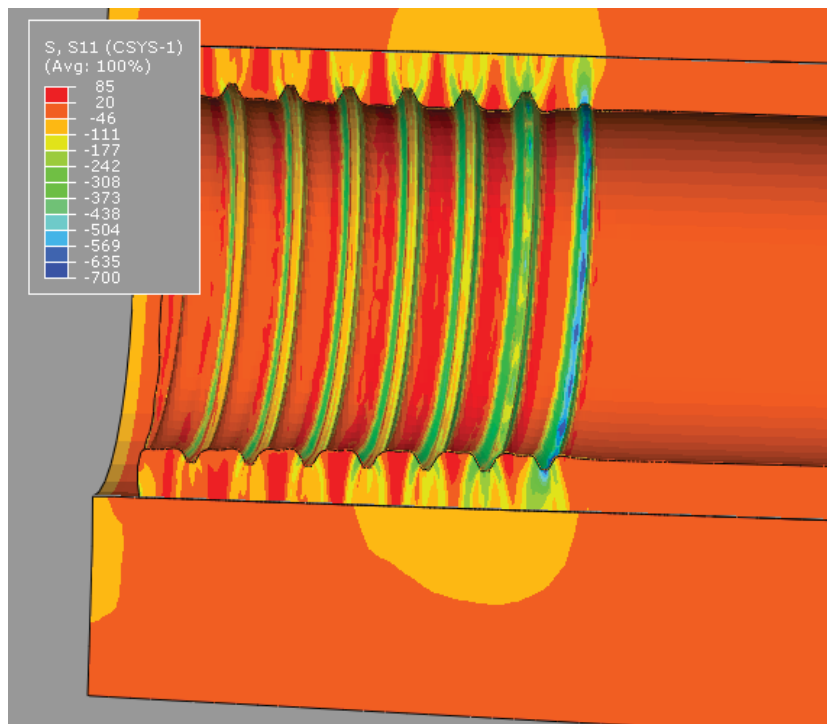


Abbildung 5.21: Vollmodell / Magnesium / Radialspannungen bei Vorspannkraft - Halbschnitt

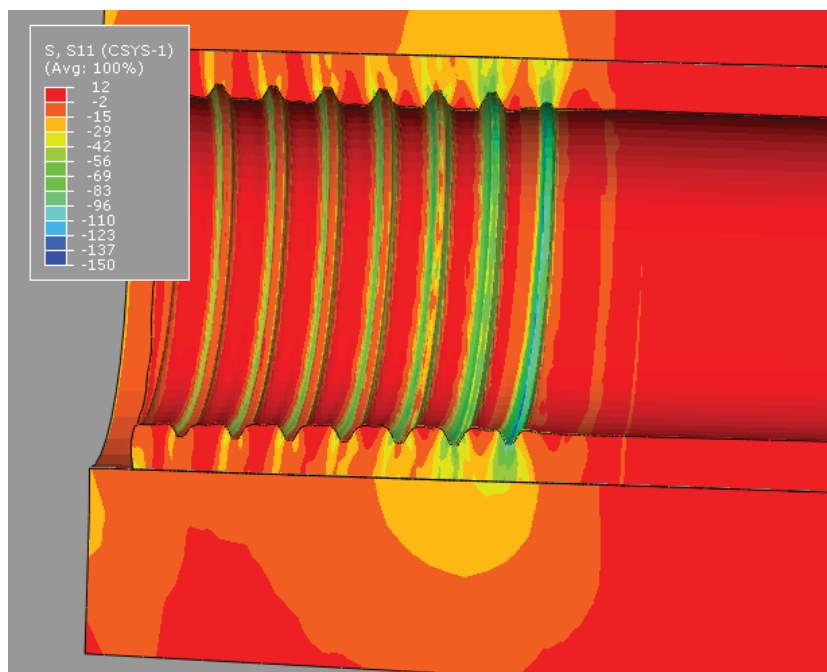


Abbildung 5.22: Vollmodell / Magnesium / Radialspannungen bei halber Kriechdauer - Halbschnitt

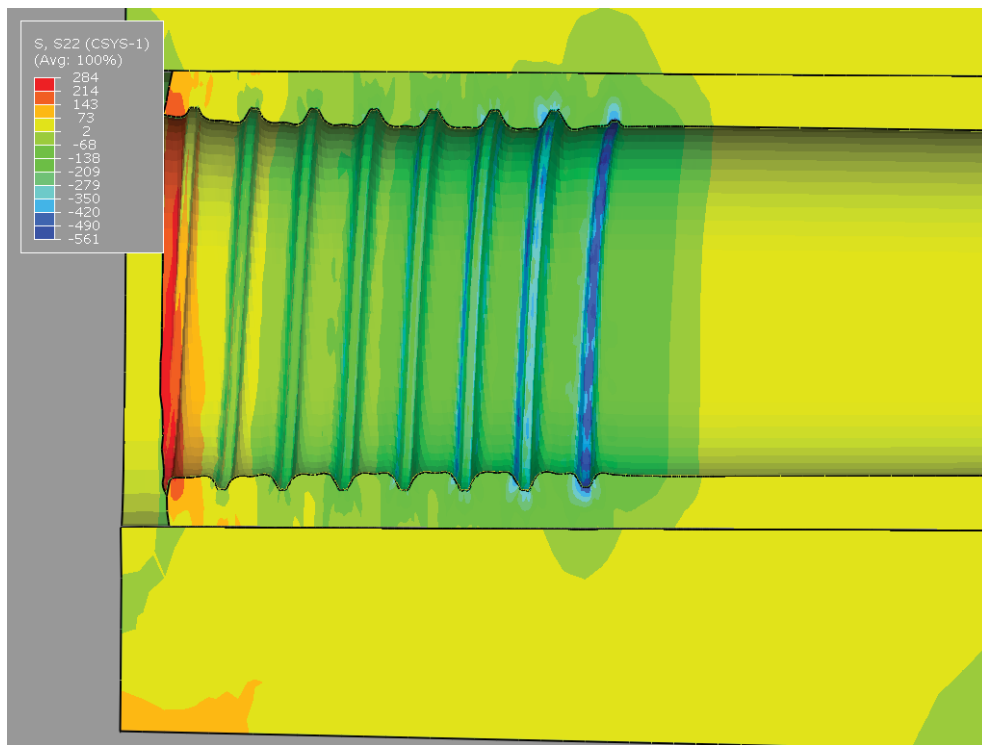


Abbildung 5.23: Vollmodell / Magnesium / Tangentialspannungen bei Vorspannkraft - Halbschnitt

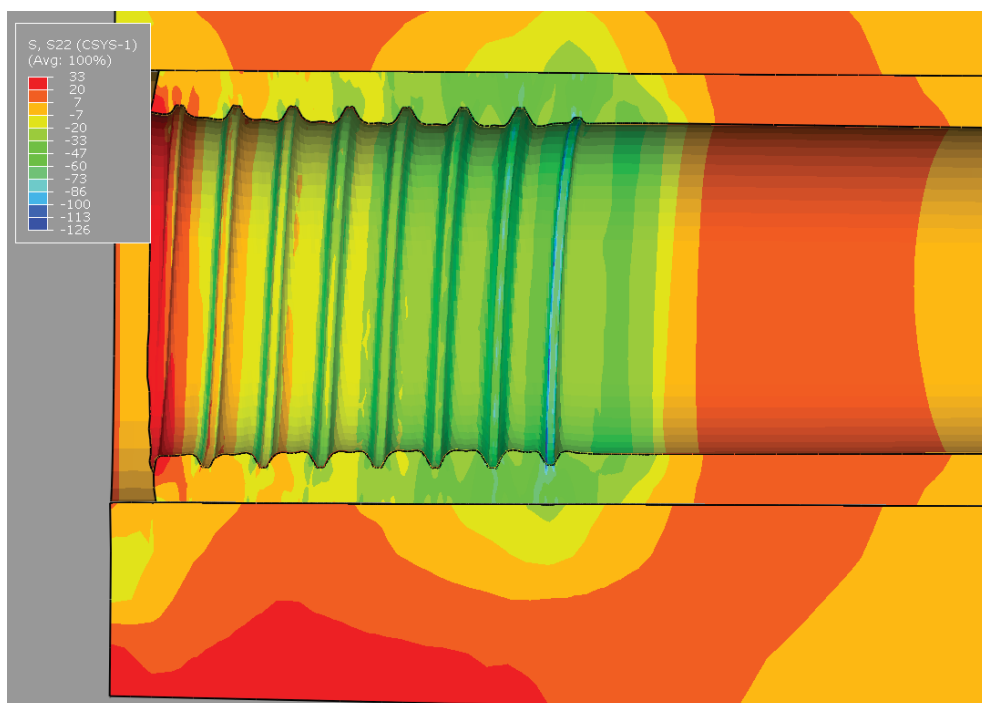


Abbildung 5.24: Vollmodell / Magnesium / Tangentialspannungen bei halber Kriechdauer - Halbschnitt

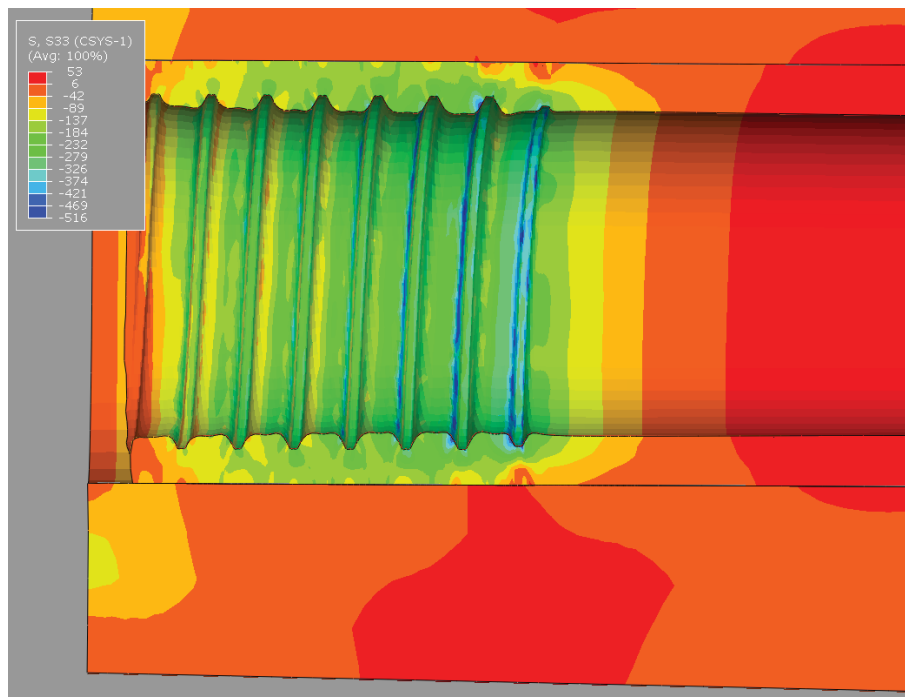


Abbildung 5.25: Vollmodell / Magnesium / Axialspannungen bei Vorspannkraft - Halbschnitt

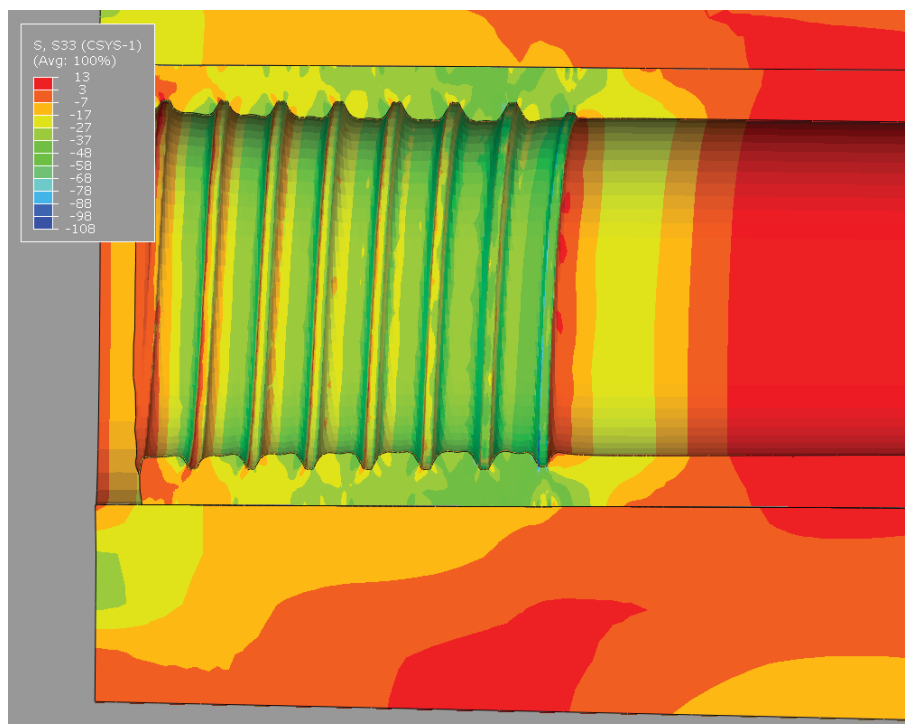


Abbildung 5.26: Vollmodell / Magnesium / Axialspannungen bei halber Kriechdauer - Halbschnitt

## 5.3 Kritische Betrachtung der Simulation

### 5.3.1 Korrelation Realversuch / Simulation

Wie schon beim Realversuch auf Grund der starken Span- und Flitterbildung zu vermuten war, stimmen die Gewindeausformungen zwischen Simulation (vgl. Abb. 3.7 u. 3.6) und Realversuch (vgl. Abb. 5.4) nicht überein. Dies ist alleine schon unmöglich, da die Simulation unter der Annahme der Volumenskonstanz durchgeführt wurde.

Da durch die beim Realversuch stattfindende Werkstofftrennung nicht mehr die gesamte Umformenergie zur Ausbildung des Gewindes verwendet wird, ist auch das benötigte Formmoment kritisch zu betrachten. Unterschiede beim Verdrehwinkel bis zur Kopfauflage können durch zwei Phänomene erklärt werden: Da die Schraube im Realversuch nur eine kurze Fase der Normgeometrie aufweist, ragt diese weiter aus dem Dom. Es muss daher ein größerer Winkel überstrichen werden. Außerdem ist nicht gesichert, dass die Schraube sofort das Gewinde zu formen beginnt. Meist erfolgt das „Anbeißen“ der Schraube nicht unmittelbar nach Drehbeginn.

### 5.3.2 Korrelation Viertelmodell / Vollmodell

#### Verschraubungssimulation

Die Multiplikation des Formmomentenverlaufs des Viertelmodells mit dem Faktor vier korreliert äußerst gut mit dem Verlauf des Vollmodells. Für zukünftige Analysen in denen nur das Furchmoment ermittelt wird (siehe Bereich F in Abbildung 5.27), sollte daher die Abbildung des Prozesses in einem Viertelmodell reichen. Es konnte ein Einfluss der Modellformulierung auf das Ergebnis festgestellt werden. Gilt es das Grenzmoment zu ermitteln (siehe Bereich G in Abbildung 5.27), kann deshalb auf ein Vollmodell nicht verzichtet werden. Das Viertelmodell kann, bei Skalierung der Vorspannkraft auf ein Viertel, das beginnende Ausziehen des Gewindes nicht richtig wiedergeben. Gründe dafür sind bei der Formulierung der Symmetriebedingungen zu suchen. Da die Elementanzahl der Furchzone im Viertelmodell wesentlich geringer ist, wäre eine feinere Diskretisierung der Furchzone möglich und die Zipfelbildung besser abbildbar.

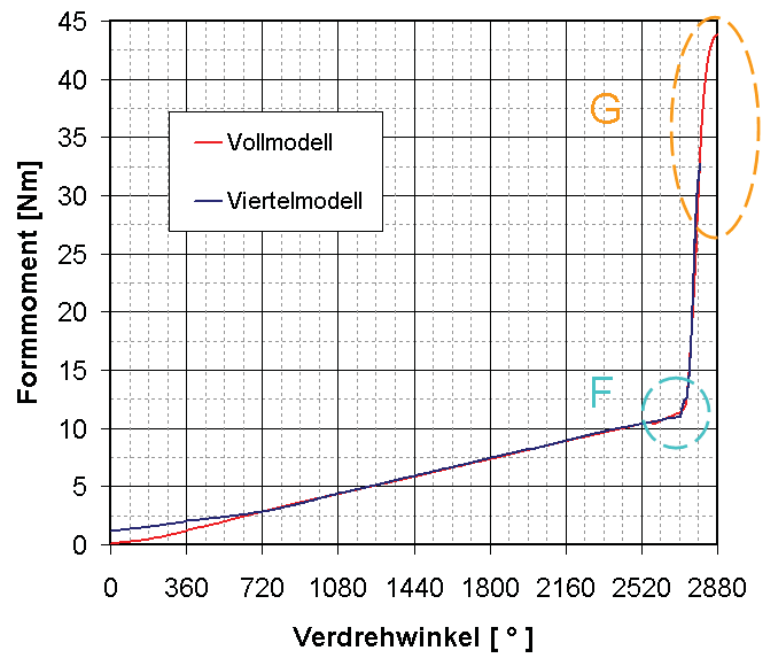


Abbildung 5.27: Magnesium / Korrelation des Viertel- und Vollmodells hinsichtlich des Formmomentenverlaufs

## Kriechsimulation

Die Verläufe der Vorspannkraft und des Formmoments decken sich mit ausreichender Genauigkeit. Die Verschiebung bezüglich des Verdrehwinkels von  $2,5^\circ$  (Abb. 5.28(a) u. 5.28(b)) resultiert aus dem Modellaufbau des Vollmodells. Da die Schraube zu Beginn beim Viertelmodell tiefer in den Dom dringt, wird der Punkt der Kopfaufgabe früher erreicht.



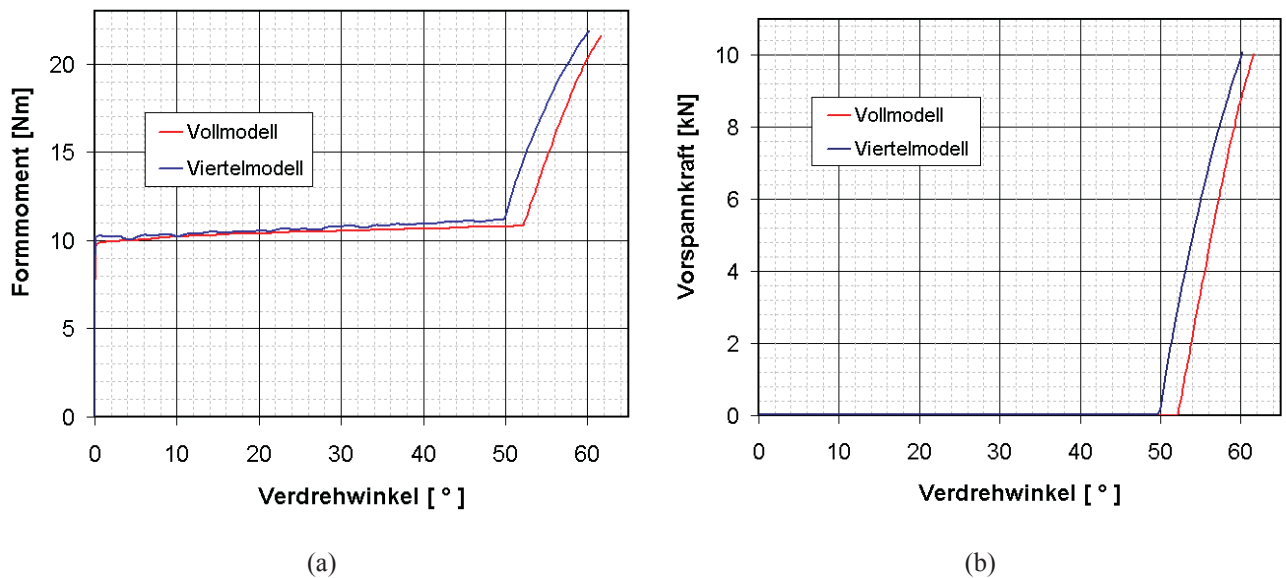


Abbildung 5.28: Magnesium / (a) Formmomentenverlauf (b) Aufbau der Vorspannkraften

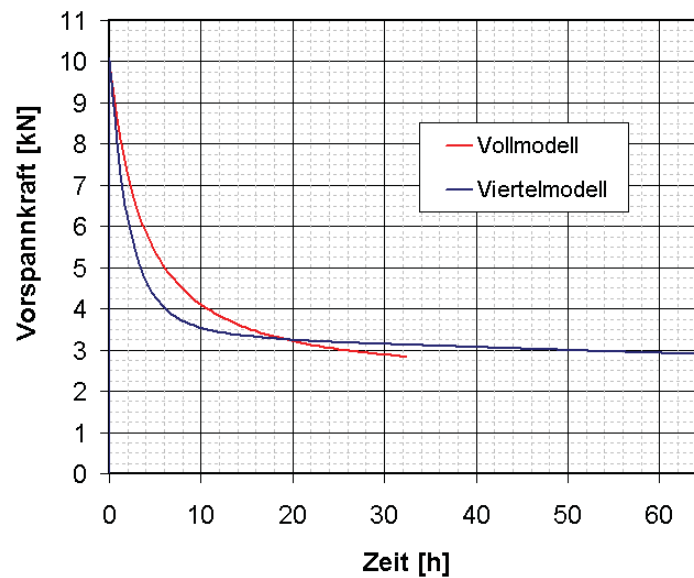


Abbildung 5.29: Magnesium / Abbau der Vorspannkraften durch Relaxationserscheinungen

Das Vollmodell zeigt eine wesentlich langsamere Relaxation der Vorspannkraft. Dies kann mit dem Fehlen des Kriechwiderstandes von  $\frac{3}{4}$  des umgebenden Materials begründet werden. Auch tendiert das Vollmodell zu einer niedrigeren verbleibenden Restvorspannkraft. Es ist daher essentiell den Kriechprozess im Vollen abzubilden.

# Kapitel 6

## Zusammenfassung und Ausblick

Im Folgenden werden die Ergebnisse und die notwendigen Arbeitsschritte zur Abbildung des Furchprozesses, des Verspannens der Schraubenverbindung und der Prognose des Vorspannkraftverlusts zusammengefasst.

### 6.1 Zusammenfassung der Diplomarbeit

Um den Prozess des Verschraubens von selbstfurchenden Schrauben virtuell abbilden zu können, wurde ein Finite Elemente Modell erstellt. Um die Simulation validieren zu können, wurde derselbe Versuch auch im Realen durchgeführt. Beide Versuche wiesen den selben Versuchsaufbau sowie die selbe Probengeometrie des Doms auf. Es konnte festgestellt werden, dass es prinzipiell möglich ist, den Vorgang des Furchens, des Verspannens der Schraubenverbindung und den Verlust der Vorspannkraft auf Grund von Relaxationserscheinungen abzubilden.

#### **Realversuch**

Der Versuchsaufbau des Realversuchs umfasst die Komponenten: Schraube, Distanzhülse, Kraftmessdose und Dom. Um die Rechenzeit der virtuellen Versuche bewusst einzuschränken, wurde zwischen Schraube und Kraftmessdose eine Distanzhülse eingesetzt. Die Vorspannkraft wurde anhand der Kraftmessdose ermittelt. Um ein Überziehen der Schraubenverbindung zu vermeiden und das gefurchte Gewinde später beurteilen zu können, wurde die Verbindung mit 25 Nm angezogen. Es wurde so eine Vorspannkraft von 10 kN erreicht. Dieser Wert sollte als

Vorgabe für die Simulation dienen. Nach dem Öffnen der Dome zeigte sich, wie auf Grund der hohen Span- und Flitterbildung zu erwarten war, eine nur unzureichende Ausformung des Gewindes.

## **Simulation**

### Verschraubungsversuch

Um den realen Versuchsaufbau virtuell abbilden zu können, wurden die Bauteile Distanzhülse, Kraftmessdose und Dom im Softwarepaket ABAQUS konstruiert. Eine besondere Herausforderung stellte die Konstruktion des Schraubenmodells dar, da es bis jetzt nicht möglich ist 3D Helix Strukturen, wie das Gewinde einer Schraube, in ABAQUS CAE zu konstruieren. Eine Lösung stellte schlussendlich die Konstruktion der Schraube im 3D Konstruktionsprogramm Catia dar. Zwar war dort die Erstellung der Schraube kein Problem, doch stellte der Import der Schraubengeometrie in die ABAQUS Umgebung das nächste Hindernis dar. Schließlich führte die Verwendung des CATIA eigenen R14 Formats zum Erfolg. Die Simulation wurde unter der Annahme der Volumenskonstanz durchgeführt. Um die Rechenzeit zu reduzieren, wurde die Schraube starr formuliert. Dies ist zulässig, da die beim Realversuch verwendeten Stahlschrauben eine wesentlich höhere Festigkeit als der Magnesium Grundwerkstoff aufweisen.

Als erstes wurde ein Viertelmodell aufgebaut, anhand welchem der Verlauf des Formmoments ermittelt wurde. Auf Grund des hochdynamischen und stark nichtlinearen Umformvorgangs wurde der Furchprozess in ABAQUS explizit abgebildet. Die dazu nötigen Werkstoffdaten konnten in einem ersten Vorversuch aus dem Fließkurvenatlas gewonnen werden. In weiterer Folge erfolgte die Einbindung von Daten wie Fließkurve und Kriechparameter die vom Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau bereitgestellt wurden. Der obere Abschnitt des Doms wurde mit einer ALE-Formulierung des Netzes alle 100 Inkremente neu vernetzt. Daher wies das Netz auch bei starker Verformung, wie sie beim Furchen auftritt, eine gute Qualität auf. Der Einfluss auf das Formmoment beim Furchen im vollen Material und bei frei stehenden Dom wurde untersucht. Es konnte festgestellt werden, dass auf Grund der möglichen Aufweitung des freistehenden Doms ein um 10,6 % geringeres Formmoment für das Formen des Gewindes benötigt wird. Reibungsstudien sollten die Sensitivität des Formmoments auf die herrschenden Reibungsbedingungen dokumentieren. Um dies umzusetzen, wurden Simulationen anhand des Coulombschen Reibzahlmodells mit Reibzahlen von 0,2; 0,1; und 0,05. durchgeführt. Dabei konnte eine große Sensitivität des Formmoments auf den herrschenden Reibungszustand festgestellt werden. Das Formmoment steigt mit zunehmender Reibzahl stark an. Eine weitere Rechnung unter der Annahme von Reibungsfreiheit sollte das eigentlich für die Umformung

nötige Moment darlegen. Es stellte sich heraus, dass das für die Verdrängung des Werkstoffs benötigte Moment nur einen geringen Anteil am Gesamtumformmoment hat.

Da das Vollmodell äußerst rechenintensiv ist, wurde dieses nur mit einer Reibzahl von 0,1 berechnet. Dabei konnte gezeigt werden, dass die Ermittlung des Furchmoments auch im Viertelmodell möglich ist. Sollte aber das Grenzmoment und ein Überziehen der Schraubenverbindung simuliert werden, so ist dies im Vollmodell abzubilden. Eine Modifikation des Reibgesetzes simuliert ein Abscheren des Werkstoffs an der Schubfließgrenze. Dazu wurde die Schubfließgrenze  $k$ , unter Verwendung der von Mises Spannungshypothese, aus dem einachsigen Spannungszustand abgeleitet. Es konnte gezeigt werden, dass bei einer Reibzahl von 0,1 die kritische Reibschubspannung nicht oder nur lokal überschritten wird.

### Kriechsimulation

Da auf Grund der Dynamik des expliziten Modells Spannungen äußerst kritisch betrachtet werden müssen, wurde die Ermittlung der herrschenden von Mises-, Radial-, Tangential- und Axialspannungen auf Basis impliziter Integration in ABAQUS standard durchgeführt. Das Kriechen des Werkstoffs und das damit verbundene Relaxieren wurde durch viskoses Verhalten des Materials anhand eines in ABAQUS implementierten zeitabhängigen Kriechgesetzes umgesetzt. Ein Vergleich der Furchmomente aus expliziter und impliziter Integration zeigte sehr gute Übereinstimmung. Durch das Fließen des Werkstoffs entlang der Flanken des formenden Gewindes bauen sich radiale Zugspannungen im Ganginneren des geformten Gewindes auf. Im Gewindegrund herrschen tangentielle Druckspannungen, diese lassen sich auf die Dehnungsbegrenzung in Umfangsrichtung zurückführen. An den unteren Flanken der Gewindegänge sind Axialdruckspannungen auf Grund der Krafteinleitung erkennbar. Mit fortschreitender Kriechdauer stehen immer kleinere Bereiche des Doms, auf Grund von Umlagerungsprozessen beim Kriechen, unter Zug. Zugspannungsbereiche in Werkstoffen sind generell kritisch zu sehen, da sie Rissbildung begünstigen und so potentielle Stellen für einen Versagensausgang darstellen. Bereits nach der halben Kriechdauer, haben sich die maximalen im Dom verbleibenden von Mises Spannungen, auf ein Fünftel der ursprünglichen Größe reduziert.

Das Viertelmodell neigte auf Grund des fehlenden Kriechwiderstandes von  $\frac{3}{4}$  des Doms zu einem schnelleren Abbau der Vorspannkraft. Das Vollmodell zeigte einen langsameren Abbau der Vorspannkraft als das Viertelmodell und tendierte zu einer niedrigeren, verbleibenden Restvorspannkraft. Daher ist es unbedingt nötig, den Vorgang des Vorspannkraftabbaus in einem Vollmodell abzubilden.

## 6.2 Ausblick und Interpretation

Auf Grund der starken Span- und Flitterbildung beim Realversuch sind die in der Simulation erhaltenen Form- und Furchmomente nicht direkt miteinander vergleichbar. Für zukünftige Simulationen die den Prozess des Gewindefurchens näher an der Realität abbilden sollen, ist es nötig, eine eventuell vorhandene Spanbildung mitzubersichtigen. Dies kann durch die Einführung von Schädigungskriterien erreicht werden. Da die Ausformung des im Realversuch gefurchten Gewindes unzureichend war, ist die Eignung des verwendeten Werkstoffs für das Furchen generell in Frage zu stellen. Die Verwendung einer genormten M8 Schraube stellt weiters eine Verschärfung der Umformsituation dar. Der Formvorgang läuft bei der im Realversuch verwendeten Normschraube nur innerhalb des ersten Gewindeganges der Fase ab. Dies stellt eine hohe Beanspruchung für das Material dar.

Prinzipiell ist es möglich, den Verlust der Vorspannkraft auf Grund von Relaxation abzubilden. Um genauere Prognosen über den Verlauf der Vorspannkraft abgeben zu können, ist es wichtig, die in den jeweiligen Spannungsbereichen herrschenden Kriechmechanismen zu berücksichtigen bzw. geeignete Parameter zu finden. Da die Versetzungsdichte auf Grund der Umformung stark ansteigt, muss für weiterführende Simulationen das Kriechverhalten kaltverformter Proben untersucht werden. Es zeigte sich im Realversuch das auch die Schraube eine plastische Dehnung erfährt, daher liegt eine Option für künftige Modelle in der elastisch-plastischen Formulierung der Schraube. Dies kann durch eine dementsprechende Formulierung der Elemente der Schraube realisiert werden. Einen weiteren Lösungsansatz stellt die Einführung eines Konnektors mit elastischen Eigenschaften zwischen Schraubenkopf und dem Anteil nicht verschraubter Schraubenlänge dar.

Mit dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass die Abbildung des Gewindefurchens, des Verspannens einer Schraubenverbindung sowie eine Prognose des Vorspannkraftabbaus auf Grund von Relaxation prinzipiell möglich ist. Diese Diplomarbeit liefert die grundlegenden Methoden für ein am Lehrstuhl für Allgemeinen Maschinenbau durchgeführtes Verschraubungsprojekt. Eine weitere Verfeinerung des Modellaufbaus sowie die Verwendung von Schrauben mit trilobularer Geometrie nähern in diesem Projekt die Simulation weiter an die Realität an. Um die Aussagequalität der Verschraubungssimulation zu steigern, werden noch weitere Untersuchungen nötig sein. Die Simulation birgt hinsichtlich dieser Fragestellungen aber großes Potential. Dies kann in weiterer Zukunft für den Maschinenbau bedeuten, dass die Anzahl von Realversuchen reduziert werden kann. Kosten können gesenkt werden und da die Versuchsdauer

nur mehr von der Rechenleistung abhängt, kann die Dauer für Kriechsimulationen wesentlich verkürzt werden.

# Zeichenerklärung

Zeichen	Wert	Einheit	Beschreibung
$A$		$[m^2]$	Fläche
$A_g$		$[m^2]$	gemittelte Fläche
$A_o$		$[m^2]$	positiver Flächenanteil am Rauprofil
$A_u$		$[m^2]$	negativer Flächenanteil am Rauprofil
$b$		[ ]	Burgers Vektor
$c$		$[\frac{Atome}{m^3}]$	Konzentration
$c_f$		$[\frac{N}{mm}]$	Steifigkeit der Kraftmessdose
$D_V$		$[m]$	Vorbohrdurchmesser
$D$		$[m]$	Korndurchmesser
$D_{KG}$		$[\frac{m^2}{s}]$	Korngrenzendiffusionskoeffizient
$D_{Vol}$		$[\frac{m^2}{s}]$	Volumsdiffusionskoeffizient
$d$		$[m]$	Schraubendurchmesser
$E$		$[MPa]$	elastischer Modul
$E_P$		$[MPa]$	elastischer Modul der Platte
$E_S$		$[MPa]$	elastischer Modul der Schraube
$F_A$		$[N]$	Betriebskraft in Achsrichtung
$F_{KR}$		$[N]$	Restklemmkraft
$F_M$		$[N]$	Montagevorspannkraft
$F_N$		$[N]$	Normalkraft
$F_{PA}$		$[N]$	Anteil der Platten an der Betriebskraft
$F_{PM}$		$[N]$	Plattenkraft bei Montagevorspannkraft
$F_R$		$[N]$	Reibkraft
$F_S$		$[N]$	Schraubenkraft
$F_{SA}$		$[N]$	Anteil der Schraube an der Betriebskraft
$F_{SM}$		$[N]$	Schraubenkraft bei Montagevorspannkraft

$F_V$		[N]	Vorspannkraft
$f$		[m]	Längung / Verkürzung
$f_{PM}$		[m]	Stauchung der Platten bei Montagevorspannkraft
$f_{SM}$		[m]	Längung der Schraube bei Montagevorspannkraft
$f_T$		[m <sup>-3</sup> ]	Volumenanteil
$G$		[MPa]	Schubmodul
$H$		[m]	Hubhöhe
$j$		[ $\frac{Atome}{s}$ ]	Strom
$k$		[MPa]	Schubfließgrenze
$k_f$		[MPa]	Fließgrenze
$l$		[m]	Länge
$l_0$		[m]	Ursprungslänge
$l_1$		[m]	Endlänge
$l_k$		[m]	Klemmlänge
$l_m$		[m]	Gesamtlänge
$m$		[ ]	Reibfaktor
$P$		[m]	Steigung
$R$	8,314	[ $\frac{J}{mol \cdot K}$ ]	Gaskonstante
$R_a$		[ $\mu m$ ]	arithmetischer Mittenrauwert
$R_{el}$		[MPa]	Elastizitätsgrenze
$R_m$		[MPa]	Zugfestigkeit
$RT$	293,15	[K]	Raumtemperatur
$R_z$		[ $\mu m$ ]	gemittelte Rautiefe
$r_T$		[m]	Partikeldurchmesser
$S_M$		[ $\frac{m^2}{kg}$ ]	Massenbezogene spezifische Oberfläche
$S_V$		[ $\frac{m^2}{m^3}$ ]	Volumenbezogene spezifische Oberfläche
$\dot{T}$		[ $\frac{K}{s}$ ]	Aufheiz-/ Abkühlgeschwindigkeit
$TA$		[ % ]	Traganteil
$T_m$		[K]	Schmelztemperatur
$t$		[s]	Zeit
$u$		[m]	Verschiebung
$w$		[J]	Umformenergie
$Z$		[ $\mu m$ ]	Amplitude der Rautiefe
$ZTA$			Zeit-Temperatur-Austenitisierungsschaubild
$ZTU$			Zeit-Temperatur-Umwandlungsschaubild



**griechische Zeichen**

$\alpha_A$	[ ]	Anziehungsfaktor
$\alpha_P$	$[K^{-1}]$	Wärmeausdehnungskoeffizient der Platte
$\alpha_S$	$[K^{-1}]$	Wärmeausdehnungskoeffizient der Schraube
$\delta$	$[m]$	KorngröÙendicke
$\delta_P$	$[\frac{mm}{N}]$	elastische Nachgiebigkeit der Platte
$\delta_S$	$[\frac{mm}{N}]$	elastische Nachgiebigkeit der Schraube
$\Delta l$	$[m]$	Längenänderung bei Längung
$\Delta\sigma_S$	$[MPa]$	Festigkeitssteigerung
$\Delta T_P$	$[K]$	Temperaturdifferenz der Platte
$\Delta T_S$	$[K]$	Temperaturdifferenz der Schraube
$\Delta x$	$[m]$	Längenänderung bei Scherung
$\varepsilon$	[ ]	Dehnung
$\varepsilon_e$	[ ]	elastische Dehnung
$\varepsilon_{ges}$	[ ]	Gesamtdehnung
$\varepsilon_{gl}$	[ ]	GleichmaÙdehnung
$\varepsilon_p$	[ ]	plastische Dehnung
$\varepsilon_{pr}$	[ ]	primäre Kriechdehnung
$\varepsilon_s$	[ ]	sekundäre Kriechdehnung
$\varepsilon_t$	[ ]	tertiäre Kriechdehnung
$\dot{\varepsilon}$	$[s^{-1}]$	Kriechgeschwindigkeit
$\dot{\varepsilon}_H$	$[s^{-1}]$	Kriechgeschwindigkeit im sekundären Bereich
$\dot{\varepsilon}_C$	$[s^{-1}]$	Coble Anteil der Kriechgeschwindigkeit
$\dot{\varepsilon}_{NH}$	$[s^{-1}]$	Nabarro Herring Anteil der Kriechgeschwindigkeit
$\gamma$	$[^\circ]$	Scherwinkel
$\mu$	[ ]	Reibzahl
$\nu$	[ ]	Querkontraktionszahl
$\Omega$	$[m^3]$	Atomvolumen
$\varphi$	[ ]	logarithmische Dehnung
$\varphi_T$	[ ]	Vergleichsformänderung nach Tresca
$\varphi_{vM}$	[ ]	Vergleichsformänderung nach von Mises
$\rho$	$[\frac{kg}{m^3}]$	Dichte
$\sigma$	$[MPa]$	Spannung
$\sigma_N$	$[MPa]$	Normalspannung
$\sigma_V$	$[MPa]$	Vergleichsspannung

---

$\sigma_{V,T}$	[MPa]	Vergleichsspannung nach Tresca
$\sigma_{V,vM}$	[MPa]	Vergleichsspannung nach von Mises
$\tau$	[MPa]	Schubspannung
$\tau_R$	[MPa]	Reibschubspannung

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Kostenvergleich Gewindefurchen/-schneiden . . . . .	2
2.1	Bestimmungsgrößen eines Gewindes . . . . .	6
2.2	Bestimmungsgrößen des metrischen Gewinde . . . . .	6
2.3	Gewindeformen . . . . .	7
2.4	Ausführungsarten eines Gewindes . . . . .	7
2.5	Kräfte am Gewindegang / Kräfteplan . . . . .	8
2.6	Schraubenverbindung - Federersatzsystem . . . . .	11
2.7	Längenänderung einer Schraubenverbindung . . . . .	11
2.8	Verspannungsschaubild - Montagezustand . . . . .	12
2.9	Streuung der Vorspannkraft - Anziehungsfaktor . . . . .	14
2.10	Verspannungsschaubild - Betriebszustand . . . . .	15
2.11	Setzen einer Schraubenverbindung . . . . .	16
2.12	Verspannungsschaubild - Temperatureinfluss . . . . .	17
2.13	Das tribologische System . . . . .	18
2.14	Oberflächenkennwerte . . . . .	19
2.15	Erscheinungsformen von Verschleiß . . . . .	20
2.16	Stribeck-Kurve . . . . .	22
2.17	Gültigkeitsbereiche von Reibungsmodellen . . . . .	23
2.18	Reibfaktormodell . . . . .	24
2.19	Reibgesetz nach <i>Shaw</i> . . . . .	24
2.20	Werkstoffauswahl - Ashby-Map . . . . .	25
2.21	Ausscheidungshärtung - optimale Teilchengröße . . . . .	27

2.22	Vorgang der Ausscheidungshärtung . . . . .	28
2.23	Kriechstadien bei konstanter Spannung . . . . .	30
2.24	Kriechgeschwindigkeit - Zeitstandschaubild . . . . .	31
2.25	Verformungslandkarte - Magnesium . . . . .	32
2.26	Diffusionskriechen - Wanderung von Leerstellen . . . . .	33
2.27	Burgersvektor . . . . .	35
2.28	Gleitebenen des kfz Gitters . . . . .	35
2.29	Gleitebenen des hex Gitters . . . . .	36
2.30	Nomenklatur Normal- / Schubspannungen . . . . .	37
2.31	Hydrostatischer und deviatorischer Spannungsanteil . . . . .	38
2.32	Normalbelastung - Schubbelastung . . . . .	38
2.33	Spannungs-Dehnungs Diagramm . . . . .	42
2.34	Mohrsche Hüllparabel . . . . .	44
2.35	Faserverlauf bei geschnittenen und gefurchten Gewinden . . . . .	46
2.36	Vorgang des Gewindefurchens - Profilformen . . . . .	48
2.37	Gewindeausformung - Traganteil . . . . .	49
2.38	Scher- und Gewindefestigkeiten . . . . .	50
2.39	Formmoment beim Gewindefurchen . . . . .	51
2.40	Gewindefurcher - Querschnitt . . . . .	52
3.1	Begriffsdefinition im Formmoment Diagramm . . . . .	54
3.2	Magnesium Dom / Hauptmaße . . . . .	55
3.3	Realversuch - Versuchsaufbau . . . . .	56
3.4	Realversuch - Formmoment . . . . .	58
3.5	Realversuch - Vorspannkraft . . . . .	58
3.6	Realversuch - Gewindeausformung Versuch gültig . . . . .	59
3.7	Realversuch - Gewindeausformung Versuch ungültig . . . . .	59
4.1	Aluminium Fließkurve aus Fließkurvenatlas . . . . .	63
4.2	Fließkurve der AE44 Magnesium Legierung . . . . .	64

4.3	Viertelmodell - Modellaufbau . . . . .	66
4.4	Geometrie - Schraube . . . . .	67
4.5	Diskretisierung - Schraube . . . . .	68
4.6	Viertelmodell - Geometrie/Diskretisierung - Dom Außenteil . . . . .	69
4.7	Viertelmodell - Geometrie/Diskretisierung - Dom Innenteil . . . . .	70
4.8	Viertelmodell - Geometrie/Diskretisierung - Kraftmessdose . . . . .	71
4.9	Viertelmodell - Geometrie/Diskretisierung - Distanzhülse . . . . .	72
4.10	Vollmodell - Modellaufbau . . . . .	77
4.11	Vollmodell - Geometrie/Diskretisierung - Dom . . . . .	79
5.1	Viertelmodell - Reibungsstudie am Aluminium Dom . . . . .	82
5.2	Viertelmodell - Auswirkung der Umgebung . . . . .	83
5.3	Viertelmodell - Reibungsstudie am Magnesium Dom . . . . .	84
5.4	Viertelmodell - Gewindeausformung/plastische Vergleichsdehnung - Magnesium . . . . .	86
5.5	Viertelmodell - Randeffekte . . . . .	86
5.6	Viertelmodell - Netzqualität . . . . .	87
5.7	Vollmodell - Formmomentverlauf - Magnesium . . . . .	88
5.8	Vollmodell - Gewindeausformung/plastische Vergleichsdehnung - Magnesium . . . . .	89
5.9	Vollmodell - Überziehen der Schraubenverbindung . . . . .	89
5.10	Vollmodell - Modifizierung des Reibmodells . . . . .	90
5.11	Viertelmodell - Formmoment- und Vorspannkraftverlauf . . . . .	92
5.12	Viertelmodell - Abbau der Vorspannkraft durch Relaxation . . . . .	92
5.13	Viertelmodell - von Mises Spannungen bei Vorspannkraft . . . . .	93
5.14	Viertelmodell - von Mises Spannungen bei halber Kriechdauer . . . . .	93
5.15	Viertelmodell - Radialspannungen bei Vorspannkraft . . . . .	94
5.16	Viertelmodell - Radialspannungen bei halber Kriechdauer . . . . .	94
5.17	Vollmodell - Formmoment- und Vorspannkraftverlauf . . . . .	96
5.18	Vollmodell - Abbau der Vorspannkraft durch Relaxation . . . . .	96
5.19	Vollmodell - von Mises Spannungen bei Vorspannkraft . . . . .	97

---

5.20	Vollmodell - von Mises Spannungen bei halber Kriechdauer . . . . .	97
5.21	Vollmodell - Radialspannungen bei Vorspannkraft . . . . .	98
5.22	Vollmodell - Radialspannungen bei halber Kriechdauer . . . . .	98
5.23	Vollmodell - Tangentialspannungen bei Vorspannkraft . . . . .	99
5.24	Vollmodell - Tangentialspannungen bei halber Kriechdauer . . . . .	99
5.25	Vollmodell - Axialspannungen bei Vorspannkraft . . . . .	100
5.26	Vollmodell - Axialspannungen bei halber Kriechdauer . . . . .	100
5.27	Modellvergleich - Korrelation des Formmomentenverlaufs . . . . .	102
5.28	Modellvergleich - Formmomenten und Vorspannkraftverlauf . . . . .	103
5.29	Modellvergleich - Abbau der Vorspannkraft durch Relaxation . . . . .	103

# Tabellenverzeichnis

2.1	Aktivierungsenergien - Kriechen . . . . .	16
3.1	Realversuch - verwendete Geräte . . . . .	55
3.2	Realversuch - Komponenteneigenschaften . . . . .	55
3.3	Realversuch - Ergebnisse . . . . .	57
4.1	Aluminium Fließkurve - <i>Ludwik</i> Ansatz - Parameter . . . . .	63
4.2	Elastische Kennwerte - Aluminium . . . . .	64
4.3	Kriechparameter - Magnesium . . . . .	65
4.4	Elastische Kennwerte - Magnesium . . . . .	65
4.5	Elastische Kennwerte - Stahl . . . . .	65
4.6	Diskretisierungseigenschaften - Schraube . . . . .	68
4.7	Diskretisierungseigenschaften - äußerer Dom - Viertelmodell . . . . .	69
4.8	Diskretisierungseigenschaften - innerer Dom - Viertelmodell . . . . .	70
4.9	Diskretisierungseigenschaften - Kraftmessdose . . . . .	72
4.10	Diskretisierungseigenschaften - Distanzhülse . . . . .	72
4.11	Diskretisierungseigenschaften - Dom gesamt - Vollmodell . . . . .	78
5.1	Viertelmodell - Furchmoment - Aluminium . . . . .	83
5.2	Viertelmodell - Furch- und Grenzmomente - Magnesium . . . . .	85
5.3	Vollmodell - Furch- und Grenzmomente - Magnesium . . . . .	88
5.4	Viertelmodell - Furchmoment explizite/implizite Integration . . . . .	91
5.5	Vollmodell - Furchmoment explizite/implizite Integration . . . . .	95

# Literaturverzeichnis

- [1] S. GÜNEY: *Gewindefurchende Schrauben reduzieren die Kosten und sichern gleichzeitig die Qualität*. Maschinenmarkt - <http://www.maschinenmarkt.at>, 2006.
- [2] THOMAS JAKOL, CHRISTIAN HINTEREGGER: *Design gewindefurchender Schraubenverbindungen von Leichtmetallgehäusen für die Großserienfertigung im Fahrzeugbau*. Maschinenmarkt - <http://www.maschinenmarkt.at>.
- [3] RÜDIGER KROH: *Aluminiumschrauben sorgen für Gewichtsvorteil*. Maschinenmarkt - <http://www.maschinenmarkt.at>, 2008.
- [4] WALDEMAR STEINHILPER, BERND SAUER (HRSG.): *Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1*, Band 7. Springer Verlag, 2008.
- [5] K.-H. KLOOS, W. THOMALA: *Schraubenverbindungen*, Band 5. Springer Verlag, 2007.
- [6] GUSTAV NIEMANN, HANS WINTER, B. R. HÖHN: *Maschinenelemente*, Band 4. Springer Verlag, 2005.
- [7] DIETER MUHS, HERBERT WITTEL, DIETER JANNASCH JOACHIM VOSSIEK: *Roloff /Matek Maschinenelemente*. Vieweg Verlag, 2007.
- [8] TOBIAS KAISER: *Untersuchungen zum Verhalten von Leichtmetallschraubenverbindungen*. Montanuniversität Leoben, Projektarbeit, 2004.
- [9] HORST HABERHAUER, FERDINAND BODENSTEIN: *Maschinenelemente*. Springer Verlag, 2007.
- [10] HELMUT CLEMENS: *Metallkunde II*. Montanuniversität Leoben, Vorlesungsskript SS 2007.
- [11] WILFRIED J. BARTZ: *Tribologie und Schmierung in der Umformtechnik*. expert Verlag, 1987.



- [12] ECKART DOEGE, BERND-ARNO BEHRENS: *Handbuch der Umformtechnik*. Vieweg Verlag, 2006.
- [13] GRANTA MATERIAL INTELLIGENCE: [www.grantadesign.com/download/charts](http://www.grantadesign.com/download/charts), 2008.
- [14] HELMUT CLEMENS: *Metallkunde I*. Montanuniversität Leoben, Vorlesungsskript WS 2005/06.
- [15] GÜNTHER GOTTSTEIN: *Physikalische Grundlagen der Materialkunde*, Band 2. Springer Verlag, 2001.
- [16] JOACHIM RÖSLER, HARALD HARDERS, MARTIN BÄKER: *Mechanisches Verhalten der Werkstoffe*, Band 2. B.G. Teubner Verlag, 2006.
- [17] HAJO DIERINGA: *Vergleichende Untersuchungen zum Zug- und Druckkriechverhalten der verstärkten und unverstärkten Magnesiumlegierung AE42*. Technische Universität Hamburg-Harburg, Dissertation, 2006.
- [18] MICHAEL VOGL: *Mikrostruktur und Kriechverhalten von Magnesium Druckgusslegierungen im System Mg-Zn-Al-Ca*. Universität Stuttgart, Dissertation, 2002.
- [19] HANS-JÜRGEN BARGEL, GÜNTER SCHULZE: *Werkstoffkunde*, Band 9. Springer Verlag, 2005.
- [20] ERHARD HORNBÖGEN, HOLGER HADDENHORST, NORBERT JOST: *Werkstoffe*, Band 3. Springer Verlag, 1995.
- [21] CHRISTOF SOMMITSCH: *Werkstoffmodelle in der Umformtechnik*. Montanuniversität Leoben, Vorlesungsskript SS 2006.
- [22] BRUNO BUCHMAYR: *Umformtechnik für Werkstoffwissenschaftler*. Montanuniversität Leoben, Vorlesungsskript WS 04/05.
- [23] KURT HÄUSER: *Verdichten macht standfester; Innengewinde mit Formwerkzeugen umformend herstellen*. Maschinenmarkt, Seiten: 1989 – 1993, Würzburg, 1977.
- [24] WILFRIED KÖNIG, MARKUS FIEBER: *Spanlos: Gewindefurchen, eine Alternative zum Gewindebohren in Aluminium-Druckguß*. Giesserei, Nr.79 Seiten: 187 – 192, 1992.
- [25] R. KRETSCHMER: *Beitrag zum bildsamen Formen von Innengewinden*. Werkstattstechnik, Nr.1 Seiten: 12 – 14, 1960.

- [26] *Herstellen von Innengewinden durch spanlose Umformung*. technica, Nr.23 Seiten: 2141 – 2151, 1965.
- [27] MICHAEL SCHÄFER: *Analyse und Beschreibung des Innengewindefertigungsverfahrens Gewindefurchen auf Basis eines Modellversuchs*. Universität Kassel, Dissertation, 2004.
- [28] WOLFGANG MÜLLER, HANS OTTO-ALBERS: *Mit dem Gewindeformer auf der Überholspur*. Werkstatt und Betrieb, Nr.7 Seiten: 54–55, 2005.
- [29] WOLFGANG MÜLLER, HANS-OTTO ALBERS: *Die neue Qualität des Innengewindeformens*. Werkstatt und Betrieb, Nr.11 Seiten: 40 – 43, 2002.
- [30] S. LUX, B. VON ZEPPELIN: *Herstellung von Innengewinden. Die Bibliothek der Technik.*, Band 196. Verlag moderne Industrie, 2000.
- [31] SVEN HOLSTEN: *FEM unterstützte Parameterstudie des Innengewindefertigungsverfahrens Gewindefurchen*. Universität Kassel, Dissertation, 2005.
- [32] ABAQUS: *Analysis User's Manual version 6.8 EF1*, 2008.