

Diese Arbeit wurde vorgelegt am Institut für Stahlbau.

## Masterarbeit

### Numerische Untersuchungen des Anziehverhaltens von geschraubten Verbindungen

### Numerical investigations of preloading procedures of bolted assemblies

von **Nils Rittich**

(Matr.-Nr.: 354971)

Betreuer: Dr.-Ing. Sandro Citarelli

1. Prüfer: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Feldmann
2. Prüfer: Prof. Dr.-Ing. Benno Hoffmeister

Aachen, 15. März 2021

**Univ.-Prof. Dr.-Ing.  
Markus Feldmann**

Mies-van-der-Rohe-Str. 1  
D-52074 Aachen

Telefon: +49 241 80-25177

Fax: +49 241 80-22140

feldmann@stb.rwth-aachen.de  
www.stb.rwth-aachen.de

Univ.-Prof. Dr.-Ing.  
Markus Feldmann

Mies-van-der-Rohe-Str. 1  
D-52074 Aachen

Telefon: +49 241 80-25177

Fax: +49 241 80-22140

feldmann@stb.rwth-aachen.de  
www.stb.rwth-aachen.de

## Masterarbeit für

Herrn Nils Rittich, Matr. Nr. 354971

**Deutscher Titel:** *Numerische Untersuchungen des Anziehverhaltens von geschraubten Verbindungen*

**English Title:** *Numerical Investigations of preloading procedure of bolted assemblies*

### Aufgabenstellung

Zyklisch beanspruchte Schraubengarnituren in Stahlkonstruktionen sind prinzipiell zu 100 % vorzuspannen. Das Vorspannkraftniveau beträgt in der Regel in Deutschland – je nach Vorspannverfahren – 70 % der Streckgrenze  $f_{y,b}$  ( $F_{p,C}^*$ ) oder 70 % der Zugfestigkeit  $f_{u,b}$  ( $F_{p,C}$ ) der verwendeten Schrauben. In Deutschland ist die Anwendung des höheren Vorspannkraftniveaus  $F_{p,C}$  auf das *Kombinierte Verfahren* nach DIN EN 1090-2 beschränkt, das üblicherweise eingesetzte niedrigere Vorspannkraftniveau  $F_{p,C}^*$  auf das *modifizierte Drehmoment-Verfahren* nach DIN EN 1090-2.

Die Vorspannung erfolgt dabei i.d.R. durch Drehen der Mutter. Hierzu gibt es je nach Vorspannverfahren einzuhaltende Zielgrößen, die das erforderliche Vorspannkraftniveau sicherstellen. Bei Vorspannen durch Drehen des Schraubenkopfes ist dagegen eine Verfahrensprüfung zum Anziehverhalten erforderlich.

Im Rahmen dieser Masterarbeit sollen die unterschiedlichen Einflüsse auf die Tragfähigkeit von planmäßig vorgespannten Schraubenverbindungen, die aus den oben genannten unterschiedlichen Anziehverfahren resultieren, mit Hilfe numerischer Simulationen genauer erörtert werden. Dabei soll das Anziehverhalten über eine realitätsgetreue Modellierung der Gewindegeometrie und der Randbedingungen, die Berücksichtigung des nicht-linearen Bauteilverhaltens sowie die Definition von geeigneten Reibbedingungen zwischen den einzelnen Bauteilkomponenten simuliert werden.

Die Aufgabenstellung betrifft im Einzelnen:

- 1) Einarbeitung in die elementaren Grundlagen der Finite-Elemente-Methode (FEM) sowie in das FE-Programm ABAQUS
- 2) Erstellung und Kalibrierung eines FE-Modells durch Nachrechnung von ausgewählten Anziehversuchen aus der Literatur unter Berücksichtigung gemessener Werkstoffeigenschaften
- 3) Parametrisierung von FE-Modellen für unterschiedliche Schraubendurchmesser und weitere, noch zu definierende Einflussfaktoren
- 4) Durchführung einer Parameterstudie mit nominellen Werkstoffeigenschaften zur Quantifizierung der maßgeblichen Einflussparameter auf das Anziehverhalten und Tragfähigkeit der Schraubverbindungen
- 5) Zusammenstellung der Ergebnisse und Ableitung von Empfehlungen für die Praxis.

Als Grundlage für die Arbeit stehen umfangreiche und aktuelle Literatur, Materialkennwerte und Materialdaten sowie leistungsfähige Simulationsprogramme zur Verfügung.

Die Bearbeitung der Aufgabe soll im engen Kontakt mit dem Lehrstuhl für Stahlbau und Leichtmetallbau der RWTH Aachen (Betreuung durch Herrn Dr.-Ing. Sandro Citarelli) erfolgen.

Die Bearbeitungszeit beträgt sechs Monate.

Aachen, 09. November 2020

## Kurzzusammenfassung

Zyklisch beanspruchte Schraubengarnituren sind in Deutschland generell voll vorzuspannen. In geltenden Normen bestehen hierfür zwei unterschiedliche Vorspannkraftniveaus, welche mit unterschiedlichen Vorspannverfahren erreicht werden sollen. Dies ist zum einen das modifizierte Drehmomentverfahren zum Erreichen der Regelvorspannkraft  $F_{p,C}^*$  sowie das kombinierte Vorspannverfahren, welches auf das Zielniveau der Mindestvorspannkraft  $F_{p,C}$  vorspannt.

Im Rahmen der vorliegenden Masterarbeit wurden die Einflüsse unterschiedlicher Parameter auf die Gewindespannungen solcher vorgespannten Garnituren untersucht. Auf der Grundlage dieser Untersuchungen konnten Beurteilungen unterschiedlicher Parameter und Verfahren getroffen werden.

Zur Vorbereitung der numerischen Untersuchungen wurde zunächst der technische Hintergrund zur Anwendung vorgespannter Schrauben in Deutschland erarbeitet. Des Weiteren wurden anhand mathematischer Modelle Materialmodelle für elastoplastische Materialien abgeleitet.

An einem FE-Modell der Abmessung M24x135 wurden anschließend umfangreiche numerische Auswertungen des modifizierten Drehmomentverfahren und des kombinierten Vorspannverfahrens durchgeführt. Hierbei wurden verschiedene zuvor definierte Parameter sowie Anziehbedingungen untersucht.

Anhand der durchgeführten Untersuchungen konnte insbesondere der Einfluss unterschiedlicher Anziehverfahren und daraus resultierender Randbedingungen bewertet werden. Die eingangs formulierten Ziele der Arbeit konnten daher in Bezug auf die untersuchten Parameter vollumfänglich erreicht werden.

Aufbauend auf den in dieser Arbeit durchgeführten Simulationen wurden abschließend Empfehlungen bezüglich zukünftiger Untersuchungen zu vorgespannten Schraubengarnituren geschlossen. Diese beziehen sich zum einen auf die Variation weiterer Parameter, welche in der vorliegenden Arbeit vernachlässigt wurden. Dazu wurden zusätzliche Berechnungsmethoden für weitere numerische Auswertungen bedacht.

## Abstract

Cyclically loaded bolted connections in Germany generally must be fully preloaded. The applicable standards differentiate between two different levels of preloading with respective preloading procedures. These are the so-called “*modified torque method*” to achieve the general level of preloading  $F_{p,C}^*$  as well as the “*combined method*” to achieve the minimum level of preloading  $F_{p,C}$ .

Within the scope of this thesis, the effect of various parameters regarding thread stresses were analysed. On this basis, it was possible to assess the influence of those parameters and methods.

To prepare the numerical investigations, first the technical background on bolted connections was discussed. Furthermore, different nominal material models on elastoplastic material were derived using mathematical approaches.

In subsequent numerical investigations of the modified as well as the combined method, extensive analyses were carried out using a Finite-Element model of a M24x135 assembly. Various parameters and tightening conditions were evaluated.

Based on these investigations, especially the influence of those varying tightening conditions could be assessed. The previously stated scope of this thesis was therefore fully achieved.

Learning from the carried out numerical investigations, recommendations for future analyses were laid out. These entail not only further parameters of different origin, but mainly additional methods of calculating the given connections.

---

## Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1	Ausgangssituation und Motivation .....	1
1.2	Zielsetzung .....	2
1.3	Inhalt der Arbeit .....	2
<b>2</b>	<b>Stand der Technik</b> .....	<b>4</b>
2.1	Vorgespannte Schrauben im konstruktiven Stahlbau .....	4
2.1.1	Einführung .....	4
2.1.2	Voraussetzungen zur Vorspannung .....	10
2.1.3	Vorspannverfahren nach DIN EN 1993-1-8/NA und DIN EN 1090-2 .....	17
2.1.3.1	Allgemeines .....	17
2.1.3.2	Modifiziertes Drehmomentverfahren .....	18
2.1.3.3	Kombiniertes Vorspannverfahren .....	20
2.2	Elastoplastische Materialmodelle .....	23
<b>3</b>	<b>FE-Modellierung von HV-Garnituren</b> .....	<b>30</b>
3.1	Geometrie der Modelle .....	30
3.1.1	Gewinde .....	31
3.1.2	Schraube .....	33
3.1.3	Mutter .....	34
3.1.4	Andere Bauteile der Garnitur .....	35
3.2	Voruntersuchungen .....	35
3.2.1	Untersuchung unterschiedlicher Modellierungen .....	35
3.2.2	Untersuchung unterschiedlicher Berechnungsansätze .....	40
3.2.3	Festlegung der zu untersuchenden Parameter .....	44
3.3	Materialmodell .....	46
3.4	Vernetzung .....	47
3.5	Kontaktbedingungen .....	49
<b>4</b>	<b>Numerische Untersuchungen verschiedener Vorspannverfahren</b> .....	<b>51</b>
4.1	Einführung .....	51

4.2	Numerische Untersuchungen zum modifizierten Drehmomentverfahren .....	51
4.2.1	Erste Modellberechnung.....	51
4.2.2	Berechnung unterschiedlicher Reibungsparameter .....	54
4.2.3	Schraubenkopfseitiges Anziehen .....	58
4.3	Numerische Untersuchungen zum kombinierten Vorspannverfahren.....	65
4.3.1	Betrachtung früherer Simulationen.....	65
4.3.2	Entwicklung eines neuen Modellierungsansatzes des kombinierten Vorspannverfahrens.....	68
4.3.3	Untersuchung unterschiedlicher Klemmlängen .....	72
4.4	Vergleich beider Anziehverfahren.....	78
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung und Schlussfolgerung .....</b>	<b>81</b>
<b>6</b>	<b>Ausblick.....</b>	<b>83</b>
<b>7</b>	<b>Literatur .....</b>	<b>84</b>
<b>A</b>	<b>Anlagen zu Materialmodellen .....</b>	<b>90</b>
<b>B</b>	<b>Anlagen zum Stand der Normung .....</b>	<b>92</b>
<b>C</b>	<b>Anlagen zur Modellierung der Verbindung.....</b>	<b>94</b>
<b>D</b>	<b>Anlagen zur numerischen Auswertung der Verbindungen .....</b>	<b>98</b>

---

## Formelzeichen

Im Rahmen dieser Arbeit werden die folgenden Formelzeichen verwendet:

### Lateinische Buchstaben

$A_{gt}$	Gleichmaßdehnung
$A_s$	Spannungsquerschnitt der Schraube
$d$	Nenndurchmesser Schraubenschaft
$f_{ub}$	Schraubenzugfestigkeit nach DIN EN 898-1
$f_y$	Schraubenstreckgrenze nach DIN EN 898-1 (auch $R_{p0,2}$ )
$F_V$	Experimentelle Vorspannkraft / numerische Vorspannkraft
$F_{p,C}$	Mindestvorspannkraft nach DIN EN 1090-2
$F_{p,C}^*$	Regelvorspannkraft nach DIN EN 1993-1-8/NA
$K$	Verfestigungskoeffizient / Elementsteifigkeit
$k_i$	Individueller $k$ -Faktor einer Garnitur nach DIN EN 14399-2
$k_m$	Mittlerer $k$ -Wert eines Garniturenloses nach DIN EN 14399-2
$M_{pi}$	Individueller Wert des Anziehdrehmoment zum Erreichen der Vorspannkraft
$M_{r,i}$	Referenzdrehmoment mit Index nach $k$ -Klasse nach DIN EN 1090-2
$n$	Verfestigungsexponent / Inkrement Zähler
$P$	Gewindesteigung ( <i>Pitch</i> )
$s_k$	Standardabweichung der $k_i$ -Werte eines Garniturenloses nach DIN EN 14399-2
$t_{s2}$	Paketdicke einer Garnitur nach DIN EN 14399-1
$\Delta t$	Zeitinkrement
$u$	Verschiebung
$u''$	Zweite zeitliche Ableitung der Verschiebung (Beschleunigung)
$V_k$	Variationskoeffizient einer Verbindung nach DIN EN 14399-2

**Griechische Buchstaben**

$\varepsilon$	Dehnung, allgemein
$\varepsilon_{tech}$	Technische Dehnung
$\varepsilon_{pl}$	Plastische Dehnung
$\varepsilon_{pl,eq}$	Plastische Vergleichsdehnung
$\varepsilon_{wahr}$	Wahre Dehnung
$\theta$	Allgemeiner Drehwinkel
$\theta_{A,KV}$	Voranziehdrehwinkel des kombinierten Vorspannverfahrens
$\Delta\theta$	Weiterdrehwinkel des kombinierten Vorspannverfahrens
$\mu$	Reibbeiwert
$\sigma$	Spannungen, allgemein
$\sigma_{tech}$	Technische Spannungen
$\sigma_{wahr}$	Wahre Spannungen
$\sigma_y, \sigma_0$	Fließspannung

# 1 Einleitung

## 1.1 Ausgangssituation und Motivation

Im Rahmen aktueller Untersuchungen zum Verhalten geschraubter Verbindungen, insbesondere unter dem Lastfall Ermüdung, ist ein genaues Verständnis der Spannungsentwicklung in allen beteiligten Bauteilen von großer Bedeutung. Das Verhalten vorgespannter Schrauben unter Belastung ist Gegenstand vieler Forschungsarbeiten sowie experimenteller Untersuchungen [1][2]. Im Rahmen dieser Arbeit hingegen soll neben den oben genannten Betrachtungen insbesondere die Spannungsentwicklung einer vorgespannten Schraubengarnitur während des Vorspannvorgangs analysiert werden.

Vorgespannte Schraubengarnituren werden vorwiegend dort eingesetzt, wo Verbindungen zyklischen Belastungen ausgesetzt sind. Hierzu gehören unter anderem Brückenbauwerke und Windkraftanlagen. Eine korrekte Berechnung dieser Verbindungen ist für deren Tragfähigkeit von essenzieller Wichtigkeit. Neben dem eigentlichen Vorspannkraftniveau zählt insbesondere auch die Gewindespannung zu den maßgeblichen Ergebnisgrößen.

In der Baupraxis berichten Anwender immer wieder von Versagensfällen vorgespannter Verbindung kurz nach deren Montage. Ein offensichtlicher Versagensgrund kann hierbei häufig nicht ermittelt werden, weshalb vermehrt Forschungsprojekte zum Vorspannverhalten solcher Verbindungen gefördert werden. Bislang konnte die Spannungsentwicklung im Gewinde einer vorgespannten Verbindung mit konventionellen Methoden jedoch nicht ausgewertet werden.

Die Verwendung von hochleistungsfähigen Simulationsprogrammen ermöglicht es mittlerweile, derartige Verbindungen realitätsgetreu abzubilden. Hierzu zählen neben den geometrischen Eigenschaften einer Verbindung insbesondere auch deren plastisches Materialverhalten.

Eines dieser Simulationsprogramme ist die Finite-Elemente-Software ABAQUS. Die Finite-Elemente-Methode (FEM) ermöglicht es, die Bauteilreaktion unter verschiedensten Randbedingungen mithilfe mathematischer Integrationen zu berechnen und zu bewerten. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll so anhand von realitätsnahen Modellen das Spannungsverhalten insbesondere im Gewindebereich vorgespannter Verbindungen untersucht und ausgewertet werden. Besonderer Fokus liegt dabei auf dem Vergleich unterschiedlicher Vorspannverfahren, welche laut DIN EN 1993-1-8/NA [3] (EC3) und DIN EN 1090-2 [4] in Deutschland technisch zugelassen sind. Dies ist zum einen das modifizierte Drehmomentverfahren zum Vorspannen auf das Regelvorspannkraftniveau  $F_{p,C}^*$  sowie das kombinierte Vorspannverfahren zum Erreichen der Mindestvorspannkraft  $F_{p,C}$ .

Beide hier genannten Verfahren erreichen die Vorspannung durch Drehen der Mutter. Eine Drehung des Schraubenkopfes ist gemäß geltender Normen nur nach einer vorangegangenen Verfahrensprüfung zulässig [4]. Da in den zuvor genannten Versagensfällen häufig die Vorspannung durch Drehung des Schraubenkopfes erzielt wurde, ist hier ein ungünstigerer Spannungszustand als beim herkömmlichen Vorspannen denkbar.

## **1.2 Zielsetzung**

Ziel dieser Arbeit soll es daher sein, unterschiedliche Einflussparameter auf die Vorspannkraft und insbesondere die Gewindespannungen identifiziert werden. Neben geometrischen Parametern sind darüber hinaus auch Reibungsparameter und Randbedingungen als mögliche Einflussfaktoren denkbar. Die einzelnen zu untersuchenden Parameter werden in Kapitel 3.2.3 der vorliegenden Arbeit benannt.

Ein besonderer Fokus der Auswertung liegt auf den Spannungen der gepaarten Gewinde, welche im Rahmen des Vorspannvorgangs die höchsten Belastungen erfahren und daher am versagenskritischsten sind. Um diese Auswertungen zu ermöglichen, ist darüber hinaus auch die Ableitung eines realistischen Materialmodells aus den Kennwerten geltender Normen erforderlich, welches insbesondere das plastische Verhalten der Gewindebauteile korrekt abbildet.

Da in der Vergangenheit häufiger Versagensfälle beobachtet wurden, bei denen die Vorspannung durch Drehen des Schraubenkopfes eingebracht wurde, liegt auch auf diesem Verfahren ein besonderer Fokus [5]. So soll untersucht werden, ob die Lagerungsart einen nennenswerten Einfluss auf die Spannungen der Gewinde ausübt.

## **1.3 Inhalt der Arbeit**

Um die im Rahmen dieser Arbeit geforderten numerischen Simulationen durchführen zu können, ist zunächst ein umfassender Überblick über den technischen Hintergrund der Anwendung insbesondere vorgespannter Schraubenverbindungen notwendig. Dieser wird in Kapitel 2 der vorliegenden Arbeit vorgestellt. Neben der grundsätzlichen Anwendung von geschraubten Verbindungen wird hier mit besonderem Fokus auf die technischen Regeln vorgespannter Verbindungen in Deutschland eingegangen. Hierzu zählen neben Bemessungs- und Ausführungsnormen insbesondere die Produktnormen, in welchen maßgebende Anwendungsgrenzen zur Schraubenvorspannung aufgeführt werden. Das Kapitel schließt mit einer Betrachtung elastoplastischer Materialmodelle, welche im weiteren Verlauf zur Anwendung kommen sollen, um die Spannungen und das Vorspannverhalten einer vorgespannten Verbindung korrekt abzubilden.

Im 3. Kapitel wird zunächst auf alle wesentlichen Schritte in der Modellerstellung einer vorspannbaren HV Garnitur der Abmessung M24x135 eingegangen. Darüber hinaus werden di-

verse Voruntersuchungen durchgeführt, welche den weiteren Auswertungsverlauf maßgebend prägen und unter anderem die Simulationsmatrix für die späteren Simulationen begründen.

Die numerischen Simulationen verschiedener Verbindungen sowie deren Auswertung erfolgt anschließend in Kapitel 4. Begonnen wird hierfür zunächst mit einer ersten Modellvalidierung, um so im späteren Verlauf verschiedene Einflussparameter variieren und korrekt bewerten zu können. Zu den untersuchten Parametern zählen neben Reibungsbedingungen auch unterschiedliche Randbedingungen. Untersucht werden hierbei das modifizierte Drehmomentverfahren sowie das kombinierte Vorspannverfahren.

In Kapitel 5 wird das gesamte Vorgehen der Arbeit zusammengefasst. Hierzu werden zunächst die in Kapitel 3 durchgeführten Voruntersuchungen knapp umrissen. Anschließend werden die numerischen Simulationen beider Vorspannverfahren zusammengefasst und deren Ergebnisse vorgestellt. Auf Grundlage dieser Ergebnisse schließt das Kapitel mit einer Empfehlung zu den Vorspannverfahren sowie der untersuchten Parameter.

Im letzten Kapitel wird auf maßgebende Bereiche eingegangen, welche im Rahmen dieser Arbeit nicht thematisiert wurden und welche sich für weitergehende Analysen eignen. Neben weiteren Parametern sind an dieser Stelle insbesondere Vorgehensweisen aufgeführt, welche in zukünftigen Untersuchungen zur Anwendung kommen könnten. Diese unterschiedlichen Verfahren entstammen sowohl aus Erkenntnissen der hier durchgeführten Berechnungen als auch aus Empfehlungen und generellen Vorgehensweisen aus der Literatur.

## 2 Stand der Technik

In Kapitel 4 der vorliegenden Arbeit sollen numerische Simulationen zu vorgespannten Schrauben durchgeführt werden. Als Teil dieser numerischen Untersuchungen werden die Einflüsse unterschiedlicher Anziehverfahren zum Aufbringen der Schraubenvorspannung, sowie Auswirkungen der Schraubengeometrien in Bezug auf Abmessungen und Gewindeformen betrachtet. Zur Auswertung dieser Simulationen ist zunächst ein umfassendes Verständnis der Grundlagen erforderlich. Im kommenden Kapitel soll daher auf den generellen technischen Hintergrund von geschraubten Verbindungen mit besonderem Fokus auf vorgespannte Garnituren eingegangen werden. Abschließend wird anhand von mathematischen Modellen ein geeignetes Materialmodell entsprechend der Normkennwerte abgeleitet.

### 2.1 Vorgespannte Schrauben im konstruktiven Stahlbau

#### 2.1.1 Einführung

Geschraubte Verbindungen stellen im konstruktiven Stahlbau eines der am häufigsten genutzten Verbindungsmittel dar. Sie können sowohl axial durch Normalkräfte als auch senkrecht zur eigenen Achse durch Scherkräfte belastet werden und sind somit vielfältig einsetzbar. Im Vergleich gegenüber geschweißten Verbindungen bieten Schraubverbindungen diverse Vor- und Nachteile. Während Schweißverbindungen zu den kontinuierlichen Verbindungsmitteln zählen, welche somit einen vollflächigen, monolithischen Verbund herstellen, verbinden Schrauben nur durch punktuellen Lastabtrag. Aus diesem Grund sind die im Schraubenschaft und Gewinde auftretenden Spannungen häufig wesentlich höher als die Spannungen einer Schweißnaht [6].

Zu den Vorteilen geschraubter Verbindungen zählen zum einen ihre vielseitigen Einsatzmöglichkeiten. So lassen Schrauben anders als Schweißverbindungen auch den Anschluss an nicht-metallische Werkstoffe zu. Dieser Vorteil kommt besonders in modernen Konstruktionen zur Geltung, welche im Zuge von Nachhaltigkeitsbemühungen vermehrt aus Holz als nachwachsendem Rohstoff errichtet werden. Ebenso ermöglichen Schrauben eine Verbindung von Stahl-Glas Konstruktionen, welche in der modernen Architektur zunehmend eingesetzt werden [6].

Auch im klassischen Stahlbau bieten geschraubte Verbindungen seit vielen Jahren deutliche Vorteile gegenüber vollflächigen Schweißverbindungen. Dadurch dass Schrauben keinen monolithischen Verbund darstellen, lassen sich geschraubte Verbindungen wieder lösen und so auch ersetzen. Besonders in durch Ermüdungslasten beanspruchten Konstruktionen, wie Kranbahnen und Windkraftanlagen, ist dies von Vorteil, da sich so die Lebensdauer einer Konstruktion ohne großen Aufwand verlängern lässt. Der Problemlose Austausch von Verschleißteilen führt hierdurch zu einer erhöhten Sicherheit des gesamten Tragwerks.

Gerade für Anschlüsse in Rahmen- und zyklisch belasteten Konstruktionen ist es sinnvoll, die Verbindungen vorzuspannen. Durch die Vorspannung von Schrauben ergeben sich so im Stahlbau neue Anschlussmöglichkeiten, welche mit nicht vorgespannten Schrauben nicht realisierbar wären. Hierzu zählen besonders Stirn- und Kopfplattenstöße. Bei dieser Anschlussart werden beiden zu verbindenden Bauteilen an deren Stirnfläche ein Stahlblech angeschweißt. Die Schweißnähte werden in solchen Verbindungen meistens als Kehlnähte entlang der Profiloberfläche ausgeführt. Zu beachten ist, dass zumindest die Stegflächen des Profils mit Schweißnähten an die Kopfplatten angeschlossen werden, um so eine sichere Übertragung der Querkräfte zu garantieren. Anschließend werden die Kopfplatten beider Bauteile mit vorgespannten Schrauben verbunden, um so den endgültigen Verbund herzustellen.

Durch die Vorspannung der Schrauben werden die Verformungen des Anschlusses reduziert. Darüber hinaus werden die Bleche mit einer Druckkraft aus der Vorspannung verspannt, wodurch die Kopfplatten als gleitfeste Verbindung zum Querkraftabtrag beiträgt. Durch die gleitfeste Verspannung werden die Scherspannungen der Schraubenquerschnitte reduziert, die maßgebende Belastung ist in diesem Fall in Achsenrichtung.

Das Vorspannen einer Garnitur erfolgt nach DIN EN 1090-2 ausschließlich durch das Aufdrehen der dazugehörigen Mutter [4]. Während des Vorspannens erfährt die Schraube eine Dehnung, während die zu verbindenden Klemmkörper gestaucht werden. Aus diesem Zusammenhang entsteht im Schraubenquerschnitt eine Zugkraft, welcher der Vorspannkraft entspricht. Im Falle einer äußeren Belastung, welche in der Regel eine Zugbelastung ist, wird die Schraube zusätzlich gedehnt. Da die Vorspannung zuvor allerdings auch anteilig in die Klemmkörper in Form einer Druckkraft eingegangen ist, teilt sich der Betrag der eingetragenen äußeren Belastung auf die Bauteile auf. Die daraus resultierende Kraftdifferenz der Schraube zwischen belasteten und unbelasteten Zustand wird so deutlich gegenüber einer nicht vorgespannten Verbindung reduziert. Dieses Prinzip ist in der nachfolgenden Abbildung des Verspannungsdreiecks einer vorgespannten Garnitur dargestellt.

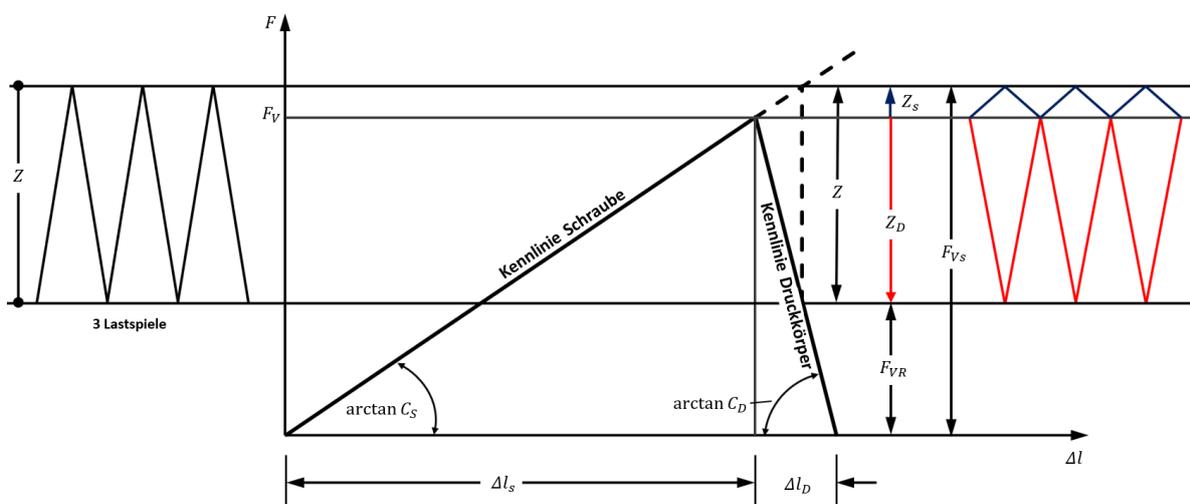


Abbildung 2-1: Verspannungsdreieck einer vorgespannten Garnitur, nach [6]

---

Mit:	$F_V$	Schraubenvorspannkraft zu Beginn des Lastzyklus
	$F_{VS}$	Schraubenkraft unter Volllast
	$F_{VR}$	Restvorspannkraft unter Volllast
	$Z$	Äußere Last
	$Z_S$	Kraftanteil Schraube
	$Z_D$	Kraftanteil Druckkörper
	$\Delta l_S$	Schraubendehnung
	$\Delta l_D$	Stauchung Druckkörper
	$C_S$	Ersatzfedersteifigkeit Schraube
	$C_D$	Ersatzfedersteifigkeit Druckkörper

Die Aufteilung der Kraftanteile erfolgt abhängig von der Steifigkeit der einzelnen Bauteile, also der Schraube und Klemmkörper. Diese Steifigkeit gibt das Verhältnis zwischen der Kraft im Bauteil  $F$  und der zugehörigen Längenänderung  $\Delta l$  an. Unter der einwirkenden Zugbelastung fällt so die Vorspannkraft des Druckkörpers vom anfänglichen Vorspannkraftniveau  $F_V$  um den Differenzwert  $Z_D$  auf die Restvorspannkraft  $F_{VR}$  ab, während die Schraubenkraft um den Anteil  $Z_S$  auf  $F_{VS}$  ansteigt [6].

Diese Aufteilung der einwirkenden Kraft ist gerade für die Anwendung von geschraubten Verbindungen unter Ermüdungslasten von wesentlichem Vorteil. Da die Ermüdungsschädigung eines Bauteils nichtlinear mit der darauf einwirkenden Spannungsamplitude zusammenhängt, ist es bei solchen Konstruktionen wichtig diese Spannungsschwingbreite so gering wie möglich zu halten. Häufig kann der Betrag der einwirkenden Last nicht verringert werden, weshalb die Aufteilung der Last durch Vorspannung die einzige Möglichkeit hierzu darstellt. In DIN EN 1993-1-9 ist daher die Vorgabe getroffen, dass zyklisch beanspruchte Schraubenverbindungen grundsätzlich nur vorgespannt ausgeführt werden dürfen.

Ist das Vorspannen durch Aufdrehen der Mutter aus Ausführungsgründen oder anders bedingt nicht möglich, gibt DIN EN 1090-2 an, dass zusätzliche Vorkehrungen notwendig sein können. Was genau diese Vorkehrungen beinhalten, ist in der Norm nicht näher vermerkt. In DIN EN 14399-2 [7] wird hierzu erwähnt, dass im Fall eines schraubenkopfseitigen Anziehens der Garnitur zwingend eine Scheibe unter dem Schraubenkopf erforderlich ist. Darüber hinaus ist sicherzustellen, dass während des gesamten Anziehvorgangs sowohl die Mutter als auch die Schraubenkopfseitige Scheibe gegen Verdrehen gehalten ist. Garnituren, die vom Hersteller bezogen werden, sind in den meisten Fällen nur zum Anziehen der Mutter kalibriert. Im Fall eines kopfseitigen Anziehens ist so in den meisten Fällen eine spezielle Verfahrensprüfung notwendig, um die Reibungsparameter der Verbindung zu bestimmen [7].

Sollte die Notwendigkeit der kopfseitigen Vorspannung bereits in der Planungsphase bekannt sein, kann dies auch an den Hersteller übermittelt werden. In dem Fall kann der Hersteller die Prüfung der Garnitur übernehmen oder es können kalibrierte Garnituren aus dem Lagerbestand des Herstellers bezogen werden. Wird erst beim Einbau der Garnituren festgestellt, dass ein reguläres Anziehen nicht möglich ist, ist eine Verfahrensprüfung nach DIN EN 1090-2 Anhang H durchzuführen [4]. In dieser Verfahrensprüfung ist unter streng definierten Randbedingungen das Vorspannverhalten der Garnitur zu untersuchen, um so eine sichere Anwendung zu garantieren. Generell ermöglicht dieses Prüfverfahren jedoch nicht, die genaue Spannungsentwicklung der Garnitur zu erfassen. Diese soll daher durch numerische Simulationen und den Vergleich mit dem herkömmlichen Anziehen über Drehung der Mutter im Rahmen der vorliegenden Arbeit untersucht werden.

Zuvor wurde bereits auf die unterschiedlichen Mechanismen des Lastabtrags einer Schraubenverbindung eingegangen. Häufig ist eine klare Unterteilung jedoch nicht möglich, da eine Kombination vieler Belastungsarten auftritt. In Deutschland erfolgt die Bemessung von Schrauben im konstruktiven Stahlbau durch den Eurocode 3 Teil 1-8 (DIN EN 1993-1-8) [8] in Verbindung mit dem Nationalen Anhang DIN EN 1993-1-8/NA [3], welcher die Ausführung von Anschlüssen im Stahlbau thematisiert. Gemäß DIN EN 1993-1-8 werden Schrauben im Stahlbau in unterschiedliche Kategorien unterteilt, welche den hauptsächlichen Verwendungszweck der gewählten Verbindung angeben. Nachfolgend sind die fünf Kategorien angegeben, planmäßig vorgespannte Verbindungen werden hierbei fettgedruckt [8]:

- Kategorie A: Scher-/Lochleibungsverbindung
- **Kategorie B:** Gleitfeste Verbindung im Grenzzustand der Gebrauchstauglichkeit
- **Kategorie C:** Gleitfeste Verbindungen im Grenzzustand der Tragfähigkeit
- Kategorie D: Nicht vorgespannte Zugverbindung
- **Kategorie E:** Vorspannte Zugverbindung

Aus der Einteilung in diese Kategorien folgen Randbedingungen und Anforderungen an die genannten Schraubverbindungen. In dieser Arbeit soll das Modell einer vorgespannten Schraubenverbindung erstellt werden, welches eine reale Schraubengeometrie möglichst genau abbildet. An diesem Modell werden im Anschluss verschiedene Vorspannverfahren simuliert, um so ein verbessertes Verständnis über die Spannungsentwicklung während des Vorspannvorgangs zu erlangen. Zusätzlich können Empfehlungen für Randbedingungen dieser verschiedenen Vorspannverfahren getroffen werden, um Schraubenverbindungen möglichst wirtschaftlich zu dimensionieren und ein potenzielles vorzeitiges Versagen zu vermeiden.

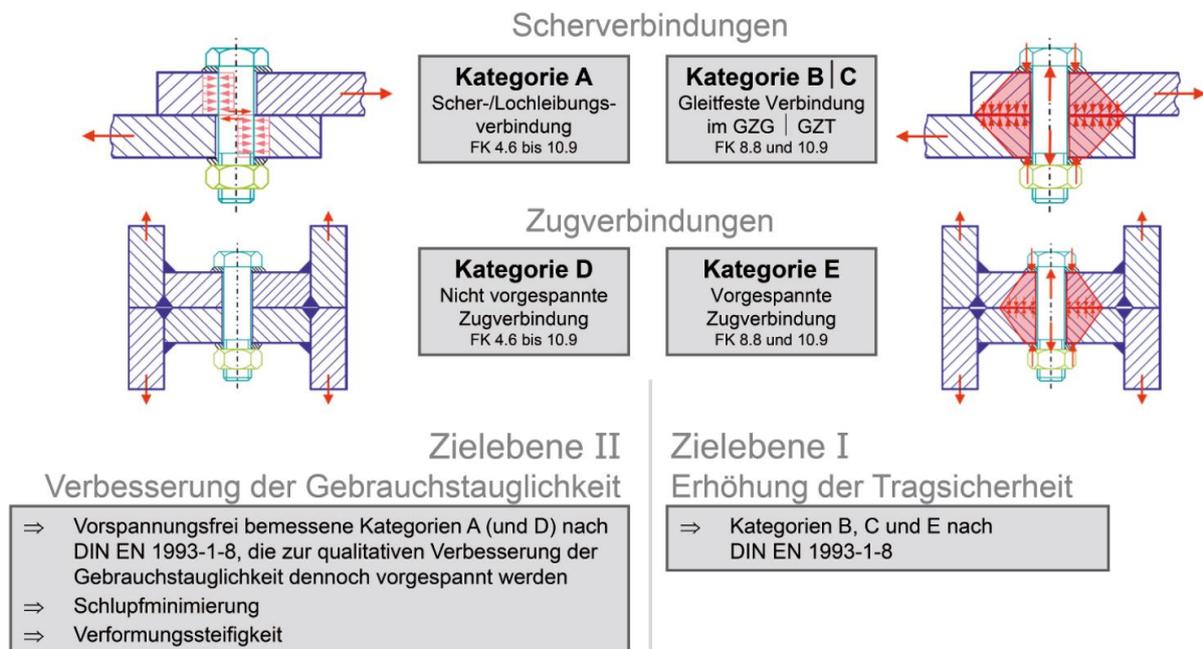
Anders als bei warmgewalzten Baustählen nach DIN EN 10025-2 [11], erfolgt die Klassifizierung des verwendeten Materials bei Schraubenanwendungen nicht in die bekannten Klassen wie beispielsweise S235. Stattdessen werden in DIN EN 1993-1-8 die sogenannten Schrauben-

festigkeitsklassen definiert. Anhand dieser Festigkeitsklassen lassen sich die Streck- bzw. Fließgrenze  $f_{yb}$  sowie die Nennzugfestigkeit  $f_{ub}$  bestimmen. Die Festigkeitsklassen nach DIN EN 1993-1-8 sind in Tabelle 2-1 angegeben [8]:

**Tabelle 2-1: Schraubenfestigkeitsklassen nach DIN EN 1993-1-8 [8]**

Schraubenfestigkeitsklasse	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	10.9
$f_{yb}$ in [N/mm]	240	320	300	400	480	640	900
$f_{ub}$ in [N/mm]	400	400	500	500	600	800	1000

Im Nationalen Anhang DIN EN 1993-1-8/NA [3] werden für die Verwendung in Stahlbaukonstruktionen alle Schrauben der Festigkeitsklassen 4.8, 5.8 und 6.8 ausgeschlossen [3]. Zur Verwendung in vorgespannten Garnituren sind in DIN EN 1993-1-8/NA nur die Festigkeitsklassen 8.8 und 10.9 in Verwendung mit den geeigneten Vorspannverfahren zugelassen [3].



**Abbildung 2-2: Einordnung von Schrauben in Kategorien nach DIN EN 1993-1-8 mit Angabe der Zielebene [1]**

In früheren deutschen Normen wie der DIN 18800-7 wurden geschraubte Verbindungen in planmäßig vorgespannte Verbindungen und nicht planmäßig vorgespannte Verbindungen unterteilt [10]. Schraubenverbindungen der Kategorie B,C und E sind aus Gründen der Tragfähigkeit planmäßig vorzuspannen, während Verbindungen der Kategorie A und D sowohl nicht vorgespannt als auch zur qualitativen Verbesserung der Verbindung vorgespannt werden können. Da die Vorspannung in diesem Fall nicht zur Tragfähigkeit der Verbindung beiträgt und auch in der Bemessung nicht angesetzt werden darf, ist die Bezeichnung der nicht planmäßigen Vorspannung gewählt [9].

Durch die europäische Harmonisierung der meisten Bemessungsnormen, insbesondere des Eurocodes, wurden in beiden Bezeichnungen der Zusatz „planmäßig“ weggelassen. Geschraubte Verbindungen werden so mittlerweile in die Kategorien nicht vorgespannt und vorgespannt unterschieden. Zusammen haben diese Formulierungen immer wieder zu Verwirrungen bezüglich der Vorspannung von Schrauben geführt. Eine häufige Annahme ist, dass nicht vorgespannte Verbindungen grundsätzlich auch nicht vorgespannt werden. Tatsächlich bezieht sich der Begriff jedoch nur auf die Bemessung der Verbindung, bei der in diesem Fall die Vorspannung nicht mit angesetzt werden darf. Auch nicht vorgespannte Verbindungen nach DIN EN 1993-1-8 werden aus qualitativen Gründen häufig vorgespannt [10].

Zusammen mit der Einteilung in die unterschiedlichen Schraubenkategorien aus DIN EN 1993-1-8 [8] ergeben sich auch die sogenannten Zielebenen der Vorspannung [9][12]. Diese sind nicht zu verwechseln mit den nachfolgenden Vorspannkraftniveaus, sondern sie dienen der Einteilung von vorgespannten Schrauben in verschiedene Bemessungskategorien. Unterschieden werden zwischen vorgespannten Schrauben der Zielebene I, welche aus Tragfähigkeitsgründen grundsätzlich vorgespannt sein müssen. Hierzu zählen gleitfest vorgespannte Verbindungen der Schraubenkategorien B und C, sowie zyklisch belastete Zugverbindungen der Kategorie E (vgl. siehe Abbildung 2-2). In diesen Fällen ist die Schraubenvorspannkraft in allen relevanten Nachweisen anzusetzen [12].

Darüber hinaus existiert zudem die Zielebene II, in welcher alle Schraubenkategorien zusammengefasst werden, welche nur zur qualitativen Verbesserung der Gebrauchstauglichkeit vorgespannt werden [12]. Dieser Zielebene gehören Verbindungen der Kategorien A (Scher- und Lochleibungsverbindungen) sowie vorwiegend ruhend belastete Zugverbindungen der Kategorie D an [12]. Zu beachten ist, dass Verbindungen mit Vorspannung der Zielebene II in ihrer Bemessung wie nicht vorgespannte Verbindungen behandelt werden, da bei diesen Verbindungen geringere Anforderungen an die Überwachung der Vorspannkraft bestehen [10].

Allgemein ist zu beachten, dass die hier genannten Zielebenen keine Aussage darüber treffen, welches Vorspannkraftniveau in der betrachteten Verbindung anzusetzen ist. Diese Entscheidung liegt im Ermessen der Anwender [10].

In DIN EN 1090-2 wird als Vorspannkraft zum einen das Mindestvorspannkraftniveau  $F_{p,C}$  zum gezielten Vorspannen genannt. Die Mindestvorspannkraft  $F_{p,C}$  berechnet sich nach der hier angegebenen Formel [4]:

$$F_{p,C} = 0,7 \cdot f_{ub} \cdot A_s \quad (2.1)$$

Mit:  $f_{ub}$  Materialzugfestigkeit

$A_s$  Spannungsquerschnitt der verwendeten Schraube

Dieses Vorspannkraftniveau gilt in Verbindung mit DIN EN 1090-2 für vorgespannte Verbindungen der Abmessungen M12 bis M36. Für andere Durchmesser sind die Vorgaben aus den

Richtlinien des DASt zu entnehmen. Darüber hinaus ist jedoch insbesondere der Zusatz „sofern nichts anderes festgelegt wird“ zu beachten. Dieser erlaubt auch planmäßig vorgespannten Verbindungen ein geringeres Vorspannkraftniveau als die in DIN EN 1090-2 definierte Mindestvorspannkraft. In diesem Kontext mag die Bezeichnung „Mindestvorspannkraft“ irreführend klingen, da Anwender fälschlicherweise davon ausgehen könnten, dass ein geringeres Vorspannkraftniveau nicht zulässig ist. Im Sinne der Norm soll die Bezeichnung jedoch lediglich zum Ausdruck bringen, dass beim Vorspannen auf dieses Vorspannkraftniveau unabhängig vom eingesetzten Verfahren mindestens die genannte Vorspannkraft erreicht werden muss [4].

Durch die konkrete Formulierung erlaubt DIN EN 1090-2 durchaus auch geringere Vorspannkraftniveaus als  $F_{p,C}$ , es kann jedoch verständlicherweise im Rahmen der Norm nicht jedes europaweit zugelassene Niveau inklusive aller Anwendungsgrenzen definiert werden. Stattdessen ist es so möglich, weitere Vorspannkraftniveaus in nationalen Normen festzulegen, welche nicht ihre Gültigkeit verlieren. In Deutschland erfolgt dies beispielsweise durch den Nationalen Anhang der DIN EN 1993-1-8. In diesem Dokument ist zusätzlich zu DIN EN 1090-2 ein geringeres Vorspannkraftniveau, die Regelvorspannkraft  $F_{p,C}^*$  angegeben. Das Vorspannkraftniveau  $F_{p,C}^*$  berechnet sich nach [3]

$$F_{p,C}^* = 0,7 \cdot f_y \cdot A_s \quad (2.2)$$

Mit:  $f_y$  Fließgrenze

Zusätzlich zu diesem geringeren Vorspannkraftniveau sind auch genormte Verfahren zur Vorspannung auf dieses Niveau angegeben. Auf die Verfahren zur Vorspannung, sowohl nach DIN EN 1993-1-8/NA als auch denen in DIN EN 1090-2, wird in Kapitel 2.1.3 der vorliegenden Arbeit näher eingegangen.

Die Regelvorspannkraft  $F_{p,C}^*$  entspricht dem zuvor in Deutschland durch DIN 18800-7 definierten Vorspannkraftniveau  $F_V$ . Aus diesem Grund findet es auch heute noch in der deutschen Baupraxis weitaus häufiger Anwendung. Durch die höhere Vorspannkraft bei Verwendung des Vorspannkraftniveaus  $F_{p,C}$  eignet sich dieses jedoch besser zu Verwendung in stark ermüdungsbeanspruchten Konstruktionen [10].

## 2.1.2 Voraussetzungen zur Vorspannung

Wie bereits zuvor beschrieben, gelten bei planmäßig vorgespannten Verbindungen der Zielenebene I klare Anforderungen an die Qualität der Ausführung, verwendbarer Materialien sowie weitere Randbedingungen. Um diese Unterschiede besser verdeutlichen zu können, ist es an dieser Stelle angebracht, einen kurzen Überblick über den Stand der Normung in Deutschland hinsichtlich der Bemessung und Ausführung geschraubter Verbindungen im Stahlbau zu geben. Besonderer Fokus liegt hierbei verständlicherweise auf der Anwendung vorgespannter Verbindungen.

Zunächst sind auf die Unterschiede diverser Normdokumente einzugehen. Im kommenden Abschnitt wird zwischen Bemessungs-, Ausführungs- und Produktnormen unterschieden. In einer Bemessungsnorm sind maßgebende Vorgehensweisen zum Nachweis eines Tragwerks angegeben. Die Anwendung einer solchen Bemessungsnorm ist in den meisten Fällen zwingend vorausgesetzt. Als Ausführungsnorm werden alle jene Normtexte bezeichnet, in denen Angaben zur Anwendung genormter Produkte zusammengestellt sind. Im Kontext geschraubter Verbindungen können dies beispielsweise die Ausführung bestimmter Anschlussarten oder auch genormte Vorspannverfahren sein. Letztlich geben Produktnormen konkrete Angaben zu den im Bauwesen verwendeten Bauprodukten. In diesen Normen sind unter anderem geometrische Parameter, sowie Angaben zur korrekten Kennzeichnung der Produkte gegeben.

Die maßgebende Norm zur Berechnung geschraubter Verbindungen aller Art im deutschen Stahlbau ist im Eurocode 3 die **DIN EN 1993-1-8** [8] inklusive Nationalem Anhang (**DIN EN 1993-1-8/NA**). Diese Bemessungsnorm ist bei der Ausführung sowohl vorgespannter als auch nicht planmäßig vorgespannter Verbindungen zwingend anzuwenden.

In **DIN EN 1090-2**, der Ausführungsnorm für Stahl- und Aluminiumtragwerke, sind Anwendungsgrenzen und Verfahren zur Anwendung geschraubter Verbindungen in Kapitel 8 angegeben. Auch in dieser Norm ist die Anwendung von planmäßig vorgespannten und nicht planmäßig vorgespannten Schrauben thematisiert.

Angaben zu den mechanischen Eigenschaften von im Stahlbau verwendeten Schrauben sind in **DIN EN ISO 898-1** [13] aufgelistet. Neben allgemeinen Materialparametern wie der Streck- bzw. Dehngrenze oder der Zugfestigkeit der angegebenen Festigkeitsklassen sind in dieser Norm auch Angaben zu den Prüfverfahren einzelner Bauteile gegeben. In **DIN EN ISO 898-2** [14] sind diese Angaben für korrespondierende Muttern zu finden.

Als Schirmproduktnorm für nicht planmäßig vorgespannte Verbindungen dient in Deutschland die **DIN EN 15048-1** [15]. In dieser Norm sind allgemeine Anforderungen an nicht planmäßig vorgespannte Garnituren definiert.

Die Schirmproduktnorm für planmäßig vorgespannte Verbindungen ist die **DIN EN 14399-1** [16]. Als für die Grundlage dieser Arbeit essenzielle Norm wird im weiteren Verlauf detaillierter auf die einzelnen Teile von EN 14399 eingegangen.

In **DIN ISO 724** [17] sind die Grundmaße des metrischen ISO-Gewindes aufgelistet. Das zugehörige Grundprofil ist in **DIN ISO 68-1** [18] mit genauerer Bemaßung angegeben. Zulässige Toleranzen des metrischen Gewindes sind in **DIN ISO 965-1** [19] bis **DIN ISO 965-5** angegeben. Die Bezeichnungen aller Abmessungen sowohl des Gewindes als auch der allgemeinen Geometrie von Schrauben, Scheiben und Muttern, sind in **DIN EN ISO 225** [20] zu finden. Alle diese Normen sind nicht in die zuvor genannten Kategorien unterschiedlicher Normen einzuordnen, sie liefern stattdessen die Grundlagen auf welcher diverse Produktnormen aufgebaut sind.

In der nachfolgenden Tabelle sind die Produktnormen der einzelnen Bestandteile einer im Bauwesen verwendeten Garnitur zusammengestellt. Neben den Produktnormen sind in der Tabelle auch die zu verwendenden Festigkeitsklassen (FK) bzw. Härteklassen (HK), sowie die Kennzeichnung eines normgerechten Bauteils angegeben. Einzelne, von den Angaben in dieser Tabelle abweichende Ausnahmen können den jeweiligen Produktnormen entnommen werden.

**Tabelle-2-2: Normenübersicht Schraubenanwendungen im Stahlbau, nach [21]**

Garnitur		Schrauben			Muttern			Scheiben		
Schirmproduktnorm	Produktnorm	FK	Kennzeichnung	Produktnorm	FK	Kennzeichnung	Produktnorm	HK	Kennzeichnung	
<b>Garnituren für nicht planmäßig vorgespannte Schraubenverbindungen</b>										
DIN EN 15048-1	DIN 7990	4.6	7990 SB	EN ISO 4034	5	SB	DIN 7989-1	100	Keine erforderlich	
	DIN 7969		SB				DIN 7989-2			
	EN ISO 4016									
	EN ISO 4018									
	DIN 7990	5.6	7990 SB	EN ISO 4034	5	SB	EN ISO 7091	200 300	Keine erforderlich	
	DIN 7968		7968 SB							
	EN ISO 4014									
	EN ISO 4017	8.8	SB	EN ISO 4032	8	SB	EN ISO 7090	200 300	Keine erforderlich	
	EN ISO 4014									
	EN ISO 4017									
EN ISO 10642	10.9			10		DIN 34820	300	Hersteller Kennzeichnung		
<b>Garnituren für hochfeste planmäßig vorgespannte Schraubenverbindungen</b>										
DIN EN 14399-1	EN ISO 4014	8.8	H	EN ISO 4032	8	H...	DIN 34820	300	Hersteller Kennzeichnung	
	EN ISO 4017									
	EN 14399-3	HR	EN 14399-3	EN 14399-3	10	HR	EN 14399-6	H		
	EN 14399-7									
	EN 14399-3	10.9	HR	EN 14399-3	10	HR	EN 14399-6	H		
	EN 14399-7									
	EN 14399-4	HV	EN 14399-4	EN 14399-4	HV					
	EN 14399-8	HVP	EN 14399-8	EN 14399-8	HR					
EN 14399-10	HRC	EN 14399-10	EN 14399-10	HRD						

Nachstehend sind die einzelnen Teile der Reihe DIN EN 14399 aufgeführt. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird auf ausgewählte Teile der Norm eingegangen, welche sowohl für das Verständnis der Garniturgeometrie sowie der anschließenden numerischen Simulationen maßgebend sind.

- EN 14399-1: Allgemeine Anforderungen
- EN 14399-2: Eignung zum Vorspannen
- EN 14399-3: System HR – Garnituren aus Sechskantschrauben und -muttern

- EN 14399-4: System HV – Garnituren aus Sechskantschrauben und -muttern
- EN 14399-5: Flache Scheiben
- EN 14399-6: Flache Scheiben mit Fase
- EN 14399-7: System HR – Garnituren aus Senkschrauben und Muttern
- EN 14399-8: System HV – Garnituren aus Senkschrauben und Muttern
- EN 14399-9: System HR oder HV – Direkte Kraftanzeiger für Garnituren und Muttern
- EN 14399-10: System HRC – Garnituren aus Schrauben und Muttern mit kalibrierter Vorspannung

Im ersten Teil sind allgemeine Anforderungen an vorspannbare Garnituren angegeben. Diese Anforderungen sind unabhängig vom verwendeten System und dem jeweiligen Vorspannverfahren einzuhalten. Zu Beginn dieser Norm ist der Begriff einer Garnitur genannt. Dieser definiert, dass eine vorgespannte Verbindung grundsätzlich aus Schraube mit dazugehöriger Mutter, sowie jeweils einer Scheibe unter der Auflagefläche des Schraubenkopfes und der Mutter besteht. Ferner können direkte Kraftanzeiger sowie bis zu drei Ausgleichsscheiben Teil der Verbindung sein [16].

Des Weiteren wird der Begriff eines einmaligen Garniturenloses definiert. Dies bedeutet, dass zur Verwendung in vorgespannten Garnituren nur Bauteile des gleichen Herstellungsloses verwendet werden dürfen. Bei der Herstellung der Verbindungsbauteile wie Schraube, Mutter und Scheiben werden diese vom Hersteller mit einer verbindlichen Losnummer gekennzeichnet, welche eine eindeutige Zuordnung der Bauteile ermöglicht. Beim Einbau in eine Garnitur müssen alle Bauteile so ausgerichtet sein, dass die Kennzeichnungen sichtbar sind und so eine Kontrolle des korrekten Einbaus ohne Lösen der Verbindung erfolgen kann [16].

Im Anschluss werden in der DIN EN 14399-1 die sogenannten  $k$ -Klassen eingeführt. Diese dienen der Einordnung von Garnituren in unterschiedliche Qualitätskategorien hinsichtlich der Reibungsparameter im Gewinde. Die Qualität wird hierbei über die Streuung des  $k$ -Faktors definiert, welcher das Reibungsverhältnis des Gewindes angibt. Dieser Wert ist abhängig von der verwendeten Schmierung und wird je nach  $k$ -Klassifizierung bei jeder Garnitur neu bestimmt. In DIN EN 14399-2 ist die Formel zur Berechnung des individuellen  $k$ -Faktors wie folgt angegeben [7]:

$$k_i = \frac{M_{pi}}{d \cdot F_{p,c}} \quad (2.3)$$

Mit:	$k_i$	Wert des individuellen $k$ -Faktors
	$M_{pi}$	Vorspannmoment
	$d$	Nenn Durchmesser des Schraubenschafts
	$F_{p,c}$	Schraubenvorspannkraft (auch $F_{p,c}^*$ )

Die Eingangswerte zur Berechnung des  $k$ -Faktors werden hierbei in Anziehversuchen unter zuvor definierten Bedingungen vom Hersteller der Garnituren ermittelt. Aus Formel (2.3) geht hervor, dass der individuelle  $k$ -Faktor einer Verbindung einen direkten Zusammenhang zwischen dem Vorspannmoment und der daraus resultierenden Vorspannkraft einer Schraubverbindung angibt. Die zur planmäßigen Vorspannung durzuführenden Anziehschritte hängen daher direkt von den Schmierklassen der verwendeten Verbindung ab. Verdeutlicht werden diese Streuungen in Abbildung 2-3.

Als weitere Faktoren zur Bestimmung der Qualität einer Verbindung sind zudem der Mittelwert der  $k$ -Faktoren  $k_m$ , sowie der Variationskoeffizient  $V_k$  angegeben. Diese Werte berechnen sich ebenfalls nach DIN EN 14399-2 aus den angegebenen Formeln [7]:

$$k_m = \frac{\sum_{i=1}^n k_i}{n} \quad (2.4)$$

$$V_k = \frac{s_k}{k_m}$$

Mit:  $s_k = \sqrt{\frac{\sum (k_i - k_m)^2}{n-1}}$

Für Garnituren der Klasse K0 gelten laut DIN EN 14399-1 keine Anforderungen an den individuellen  $k$ -Faktor. Der Hersteller muss lediglich sicherstellen, dass seine gelieferten Garnituren in irgendeiner Weise geschmiert sind. Aufgrund der fehlenden Anforderungen ist diese Klasse in Deutschland nicht zur Verwendung in vorgespannten Garnituren zugelassen [22].

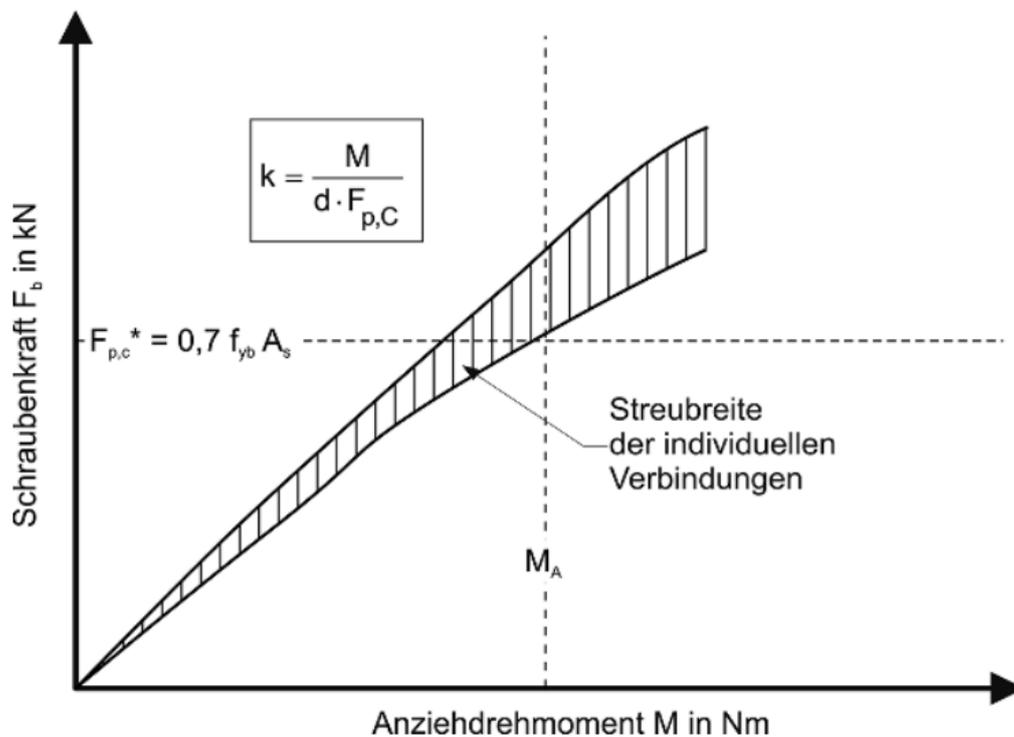


Abbildung 2-3: Beziehung zwischen Vorspannkraft und Anziehmoment durch  $k$ -Faktor [9]

Bei Garnituren der Klasse K1 muss der Hersteller sicherstellen, dass der individuelle  $k$ -Faktor für alle Herstellungslose in einem Bereich zwischen 0,10 und 0,16 liegt. Diese gegenüber der Klasse K0 wesentlich höheren Anforderungen erlauben die Verwendung von Garnituren mit Klassifizierung K1 in allen üblichen Vorspannverfahren.

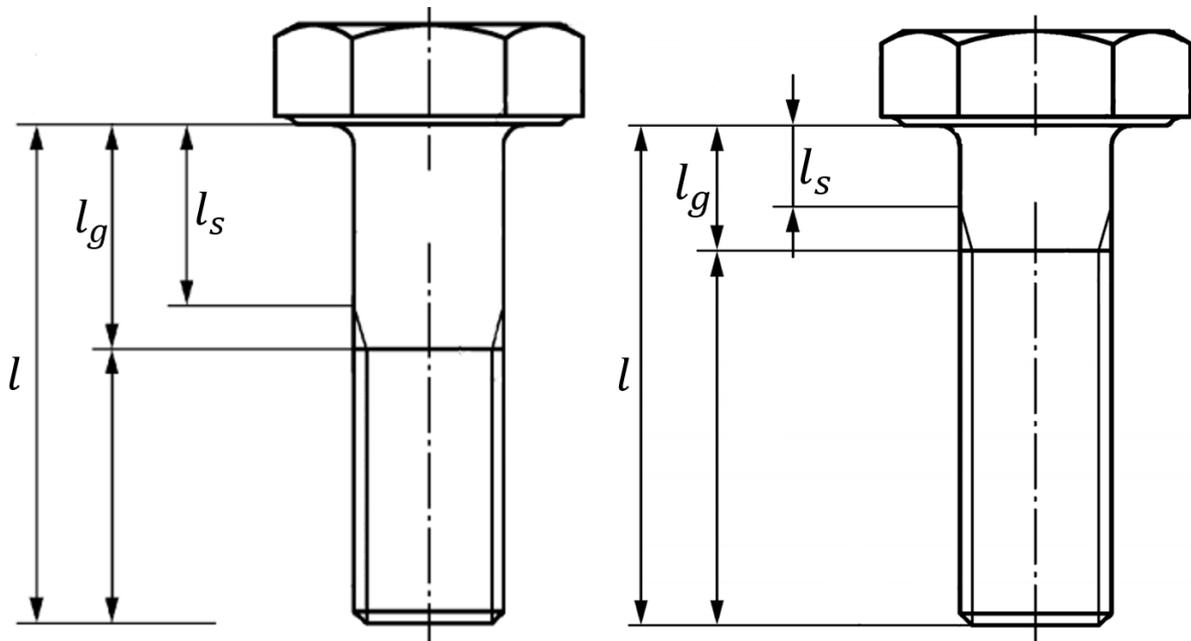
Noch strengere Anforderungen gelten an Garnituren der Klasse K2. Bei Garnituren dieser Klasse ist der Hersteller dazu verpflichtet, jeder Lieferung den mittleren  $k_m$  Wert des Garniturenloses beizulegen. An den  $k_m$  Wert gelten hierbei Streubandgrenzen von 0,1 nach unten, sowie 0,23 als obere Grenze. Die obere Grenze liegt hierbei zwar über der der Klasse K1, was allerdings aufgrund der genauen Kontrolle eines jeden Herstellungsloses unbedenklich ist. Solange die genauen Verbindungswerte bekannt sind, kann das Anziehverfahren korrekt kalibriert werden. Darüber hinaus darf der Variationskoeffizient eines Garniturenloses nach DIN EN 14399-1 den Wert  $V_k \leq 0,06$  nicht überschreiten. Auf diese Weise lässt sich die Vorspannung von Schraubengarnituren der Klasse K2 sehr genau kalibrieren. In Deutschland ist der Einsatz der Klasse K2 eher unüblich, da es kein aktuell anwendbares Verfahren gibt, welches eine derart hohe Qualitätskontrolle voraussetzt. In den allermeisten Fällen wird daher auf die wesentlich wirtschaftlichere K1 Klasse zurückgegriffen [10].

Darüber hinaus sind in der DIN EN 14399-2 weitere allgemeine Anforderungen an vorspannbare Schraubengarnituren bezüglich Prüfverfahren gegeben, welche für die weitere Auswertung nicht relevant sind und daher in dieser Arbeit nicht näher thematisiert werden.

In DIN EN 14399-3 [23] sind Anforderungen an vorspannbare Schrauben des Systems HR (High Resistance) angegeben. In Kapitel 2.1.1 wurde bereits auf die Wirkungsweise vorgespannter Schrauben eingegangen. Maßgeblich entsteht die Vorspannkraft durch eine Verlängerung der Schraube in axialer Richtung. Um ein Versagen der Schraube bei Längenänderung zu vermeiden, ist es wichtig, dass die Schraube über genügend Duktilität verfügt. Bei Garnituren des Typs HR wird die Duktilität durch plastische Verformungen der Schraube erreicht. In Garnituren des Systems HR sind die Schraubenfestigkeitsklassen HR8.8 und HR10.9 zur Vorspannung zugelassen. Kennzeichnend für HR Garnituren ist ein relativ hohes Verhältnis von Gewinde- zu Schaftlänge der Schrauben. Anwendung findet dieses System überwiegend in Frankreich und Großbritannien, eine Anwendung im deutschen Markt ist weniger verbreitet.

Wesentlich weiter verbreitet ist in Deutschland die Anwendung von Garnituren des Systems HV (Hochfest vorspannbar). Für dieses System sind nähere Anforderungen in DIN EN 14399-4 [24] definiert. Im Gegensatz zum zuvor genannten System HR erreichen HV Garnituren ihre Duktilität durch plastische Verformungen der gepaarten Gewinde. Darüber hinaus sind bei der Anwendung von HV Garnituren nur Schrauben der Festigkeitsklasse HV10.9 zugelassen. In der DASt Richtlinie 024 [26] ist zudem eine Verwendung der Festigkeitsklasse 8.8 zugelassen, sofern die Schrauben einer Ausführung nach DIN EN ISO 4014/4017 und die Muttern nach DIN EN ISO 4032 entsprechen. In diesem Fall ist jedoch nur eine Vorspannung auf das Regelvor-

spannkraftniveau  $F_{p,C}^*$  zugelassen. Im Vergleich zu HR Garnituren zeichnen sich HV Garnituren durch deutlich kürzere Gewindelängen aus, siehe Abbildung 2-4. Grund hierfür ist, dass eine höhere allgemeine Steifigkeit der Schraube vonnöten ist, um die plastische Verformung



**Abbildung 2-4: Schematischer Vergleich der Gewindelängen bei Garnituren des Systems HV (links) und HR (rechts), verändert nach [23], [24]**

der Gewinde zu ermöglichen. Auf die geometrischen Anforderungen von HV Garnituren wird in Kapitel 3.1 dieser Arbeit detailliert eingegangen.

Neben den hier genannten Systemen HR und HV existiert zudem das in Deutschland nicht relevante System HRC (High Resistance Calibrated). Dieses Verfahren ist in Deutschland nur durch eine allgemeine bauaufsichtliche Zulassung (abZ) oder bei Zustimmung im Einzelfall (ZiE) anwendbar. Bei diesem Verfahren ist eine kopfseitige Haltung der Schraube nicht vorgesehen, stattdessen wird zum Anziehen der Verbindung ein spezieller Abscherschrauber verwendet. HRC Schrauben besitzen am Schaftende ein Abscherstück mit spezieller Sollbruchstelle, vgl. Abbildung 2-5.

Der zum Vorspannen verwendete Abscherschrauber besitzt zwei koaxiale, gegenläufige Einsätze. Der innere Einsatz umgreift das Abscherstück der HRC Schraube und sorgt so für eine Drehbehinderung der Schraube, während der äußere Aufsatz die Mutter über ihre Schlüsselflächen anzieht. Bei Erreichen der Zielvorspannkraft schert das Abscherstück der Schraube resultierend aus dem Torsionsmoment der gegenläufigen Drehung ab und der Vorspannvorgang ist abgeschlossen. Um ein zielgenaues Vorspannen zu garantieren, muss sichergestellt sein, dass es zum Abscheren entlang der Sollbruchstelle kommt. Damit ein ausreichendes Vorspannmoment übertragen werden kann, wird das Abscherstück mit Längsrippen ausgeführt. Auch dieses System ist jedoch aufgrund seiner Anwendungssituation in Deutschland für die

Simulationen in den kommenden Kapiteln dieser Arbeit nicht relevant, weshalb an dieser Stelle für weitere Informationen lediglich auf die DIN EN 14399-10 [25] verwiesen wird.

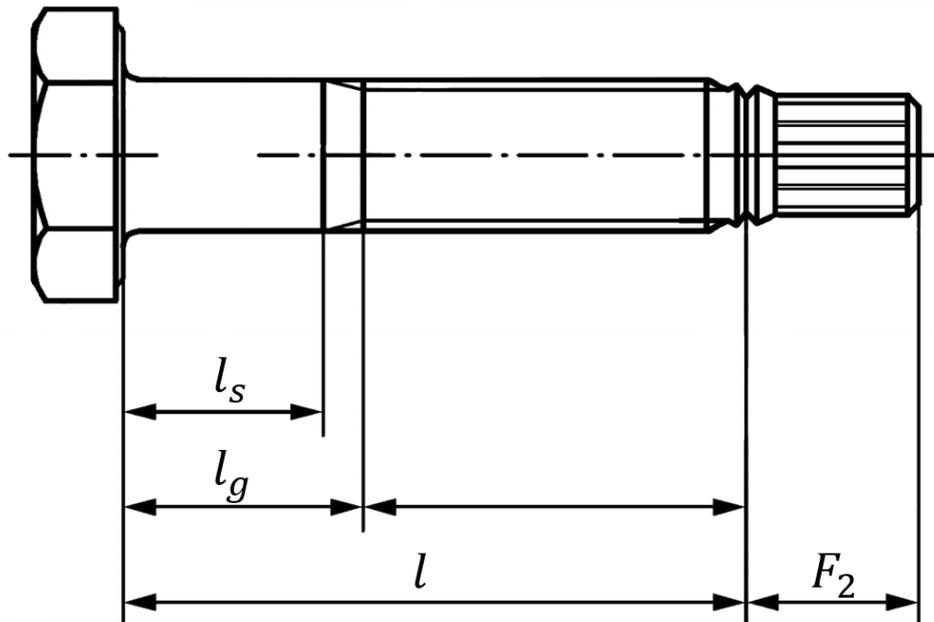


Abbildung 2-5: HRC Schraube, nach [25]

## 2.1.3 Vorspannverfahren nach DIN EN 1993-1-8/NA und DIN EN 1090-2

### 2.1.3.1 Allgemeines

In Deutschland werden die zugelassenen Verfahren zur Vorspannung von Schrauben im konstruktiven Stahlbau in DIN EN 1090-2 sowie, ergänzend dazu, im Nationalen Anhang der DIN EN 1993-1-8 geregelt. Als Zielgröße ist hierbei in allen gängigen Verfahren die Nennvorspannkraft der Verbindung zu erzielen. Diese variiert abhängig von den verwendeten Verfahren sowie der gewählten Schraubendimensionen. In Deutschland sind zur planmäßigen Vorspannung nur Garnituren zugelassen, welche den Anforderungen der zuvor detailliert beschriebenen DIN EN 14399 entsprechen. Generell wird die Vorspannung durch Auf- und Überdrehen der Mutter erzielt. Je nach Verfahren wird der Vorspannvorgang dabei kraft- oder weggeregelt, oder aus einer Kombination beider Steuerungen durchgeführt. In der nachfolgenden Tabelle ist eine Übersicht der in deutschen Normen angegebenen Anziehverfahren, der zugrunde liegenden Norm sowie der laut Verfahren definierten Zielvorspannkraft dargestellt:

**Tabelle 2-3: Vorspannverfahren nach deutschen Bemessungsnormen [28]**

Vorspannverfahren	DIN	Ziel Vorspannkraft
Kombiniertes Vorspannverfahren	1090-2	$F_{p,C}$
Modifiziertes kombiniertes Vorspannverfahren	1993-1-8/NA	$F_{p,C}^*$
Modifiziertes Drehmomentverfahren	1993-1-8/NA	$F_{p,C}^*$
Drehimpulsverfahren	1993-1-8/NA	$F_{p,C}^*$

In den kommenden Abschnitten wird auf die in der DASt Richtlinie 024 [26] zugelassenen Verfahren zur Vorspannung auf die unterschiedlichen Vorspannkraftniveaus eingegangen. Diese sind zum einen das modifizierte Drehmomentverfahren sowie das kombinierte Vorspannverfahren. Im späteren Verlauf der vorliegenden Arbeit sollen diese Verfahren zur numerischen Simulation der Spannungsentwicklung während des Vorspannvorgangs angewendet werden.

### 2.1.3.2 Modifiziertes Drehmomentverfahren

Das erste Verfahren, auf welches in dieser Arbeit näher eingegangen werden soll, ist das sogenannte modifizierte Drehmomentverfahren. Hierbei handelt es sich um einen in DIN EN 1993-1-8/NA weitergeführten Ansatz des Drehmomentverfahrens aus DIN EN 1090-2. Das Verfahren besteht aus mindestens zwei Anziehschritten, in denen die Vorspannkraft der Garnitur erreicht wird. In DIN EN 1090-2 ist der erste Schritt des Vorspannens dadurch fest vorgegeben, dass die Garnitur mit einem Anziehmoment von 75 % des Referenzanspannmoments  $M_{r,i}$  angezogen wird. Dieses Anspannmoment berechnet sich in Abhängigkeit der zuvor in 2.1.2 eingeführten  $k$ -Klasse der Garnitur nach Formel (2.5):

$$M_{r,i} \leq k_m \cdot d \cdot F_{p,C} \quad (2.5)$$

- Mit:  $M_{r,i}$  Referenzdrehmoment mit Index  $i$  je nach  $k$ -Klasse  
 $k_m$  Garnitur spezifischer  $k$ -Faktor für K2 Garnituren  
Vereinfacht  $k_m = 0,125$  für K1 Garnituren  
 $d$  Nenngewindedurchmesser  
 $F_{p,C}$  Zielvorspannkraftniveau

Die hier gezeigten Referenzdrehmomente stammen aus dem ebenfalls in DIN EN 1090-2 definierten Verfahren zur Vorspannung mit Referenz-Drehmomenten. In DIN EN 1090-2 sind für das Drehmomentverfahren nur Garnituren der Klasse K2 zugelassen. Das Referenzdrehmoment  $M_{r,i}$  wird in diesem Fall auf den Wert  $M_{r,2}$  – dem Referenzdrehmoment für K2 Garnituren – oder den Wert  $M_{r,test}$  im Fall einer experimentellen Bestimmung der Gewindeparameter festgelegt. Durch den Nationalen Anhang DIN EN 1993-1-8/NA wird diese Beschränkung jedoch aufgehoben, sodass auch Garnituren der Klasse K1 zugelassen sind [3].

Zu beachten ist, dass in DIN EN 1090-2 keine Unterscheidung zwischen der Regelvorspannkraft  $F_{p,C}^*$  und der vollen Vorspannkraft  $F_{p,C}$  gemacht wird. Aus diesem Grund wird die volle Vorspannkraft  $F_{p,C}$  synonym für beide Zielniveaus der Vorspannkraft verwendet. Im Nationalen Anhang DIN EN 1993-1-8/NA wird für das modifizierte Drehmomentverfahren die Regelvorspannkraft  $F_{p,C}^*$  als Zielvorspannkraft näher definiert [4].

Durch den Nationalen Anhang DIN EN 1993-1-8/NA wird abweichend von DIN EN 1090-2 zugelassen, dass der erste Anziehschritt frei wählbar ist, es muss also nicht das Referenzdrehmoment  $M_{r,i}$  aufgebracht werden. Darüber hinaus ist in DIN EN 1090-2 vorgegeben, dass das Anziehmoment kontinuierlich und gleichmäßig aufgebracht werden muss. Dieser erste Anziehschritt ist für alle Schrauben einer Verbindung durchzuführen, bevor mit weiteren Anziehschritten begonnen wird [3].

Vor dem endgültigen Anspannen können beliebig viele weitere Anziehschritte durchgeführt werden, um die Schrauben einer Verbindung gleichmäßig vorzuspannen. Auf diese Weise können Zwangsverformungen aus Imperfektionen der Verbindungsteile zu einem gewissen Maße zwischen den Schrauben verteilt werden. Darüber hinaus lassen sich Vorspannkraftverluste, welche sich aus dem Anziehen benachbarter Schrauben ergeben, noch während des Vorspannvorgangs korrigieren [3].

Zum Vorspannen auf das Zielvorspannkraftniveau ist im letzten Schritt, welcher unabhängig von den zuvor durchgeführten Vorspannschritten allgemein als der zweite Schritt bezeichnet wird, das finale Vorspannmoment aufzubringen. Nach DIN EN 1993-1-8/NA [3] kann das Anziehmoment  $M_A$  der Tabelle NA.A.1 des Nationalen Anhangs entnommen werden. Dieses Anziehmoment dient dem Erreichen der Regelvorspannkraft  $F_{p,C}^*$  und ist einzig abhängig vom Nenndurchmesser sowie der Festigkeitsklasse der verwendeten Schrauben. Darüber hinaus ist in der Richtlinie 024 [26] des Deutschen Ausschuss für Stahlbau (DASt) angegeben, welche sich mit dem Anziehen von geschraubten Verbindungen üblicher Durchmesser beschäftigt, dass im letzten Schritt vor dem endgültigen Anziehen der Verbindung ein maximales Voranziehmoment nicht überschritten werden darf. Die Werte dieses maximalen Voranziehmoments sind in Tabelle 7 der Richtlinie sowie im Anhang B.6 dieser Arbeit angegeben [26].

Soll die Verbindung auf Zielebene II (vgl. siehe 2.1) vorgespannt werden, darf die Vorspannkraft im letzten Schritt auch einen kleineren Wert als  $F_{p,C}^*$  betragen. In diesem Fall wird die frei wählbare Vorspannkraft mit  $F_V$  angegeben, und das Anziehmoment  $M_A$  des letzten Schrittes wird proportional zum Anziehmoment  $M_A$  bei Vorspannung auf das Regelvorspannkraftniveau  $F_{p,C}^*$  gewählt [3].

Der Anziehvorgang beim modifizierten Drehmomentverfahren erfolgt ausschließlich kraftgesteuert. Es wird in allen Anziehschritten nur durch ein durch das Anziehergerät eingestelltes Drehmoment vorgespannt. Im weiteren Verlauf wird nun auf das kombinierte Vorspannverfahren eingegangen, welches neben der reinen Kraftsteuerung auch einen weggesteuerten Anziehschritt besitzt.

### 2.1.3.3 Kombiniertes Vorspannverfahren

Das zweite in dieser Arbeit zu untersuchende Vorspannverfahren ist das in DIN EN 1090-2 definierte kombinierte Vorspannverfahren. Dieses Verfahren ist im Gegensatz zum zuvor thematisierten modifizierten Drehmomentverfahren im eigentlichen Vorspannschritt nicht lastgesteuert, sondern drehwinkelgesteuert. Die Vorspannkraft wird hierbei über einen vorgegebenen Drehwinkel in die Verbindung eingetragen.

Das Drehen des vorspannenden Bauteils kann unter der Annahme eines elastischen Materials sowie auch im gering plastischen Bereich aufgrund der Gewindesteigung indirekt als translative Verschiebung betrachtet werden. Unter der zusätzlichen Annahme, dass die vorspannenden Bauteile flächig auf den Klemmpaketen aufliegen, kann diese translative Bewegung mit einer direkten Längenänderung der Schraube und somit auch einer direkten Beeinflussung der Vorspannkraft gleichgesetzt werden. In der Realität ist es jedoch unwahrscheinlich, dass das Klemmpaket und die vorspannenden Bauteile klaffungsfrei aneinander liegen. Bei der Verwendung des kombinierten Vorspannverfahrens, insbesondere im Bereich geschweißter Anschlüsse wie Stirnplattenverbindungen, kommt es häufig zu stärkeren Verformungen der Anschlussbleche. Die Klaffungen in den anliegenden Bauteilen führen bei einer rein drehwinkelgesteuerten Vorspannung zu stark schwankenden Vorspannkraften

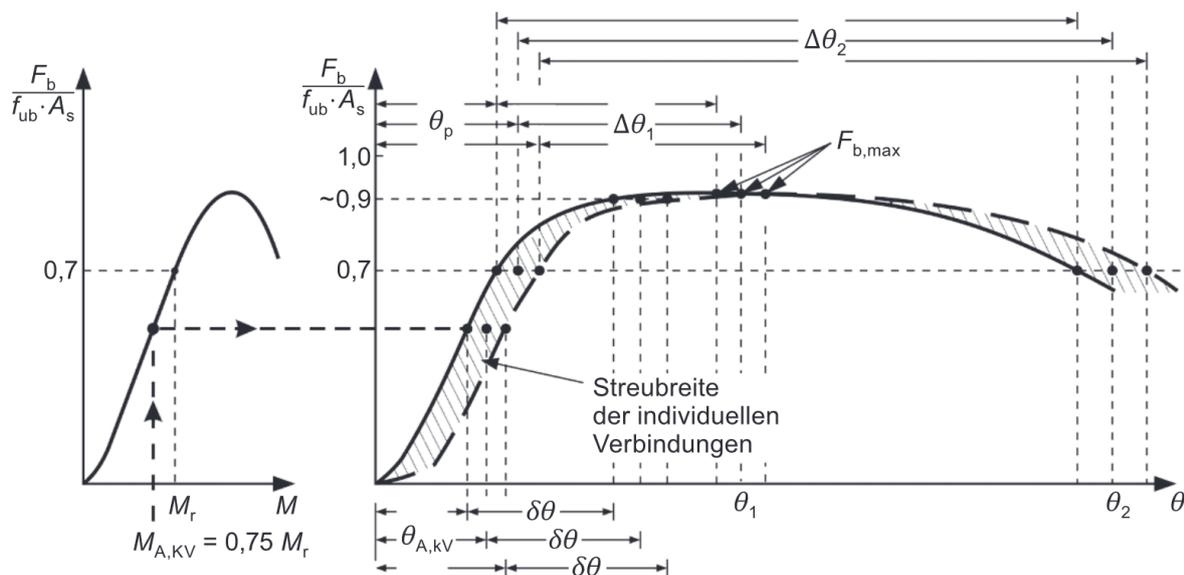


Abbildung 2-6: Streuung der Vorspannkraft bei drehwinkelgesteuerten Anziehverfahren [10]

In Abbildung 2-6 ist deutlich zu erkennen, dass im Bereich kleinerer Vorspannkraften teilweise stark unterschiedliche Drehwinkel, gekennzeichnet durch  $\theta_{A,KV}$ , zum Erreichen einer gleichen Vorspannkraft benötigt werden. Wird die Vorspannung also nur drehwinkelgesteuert aufgebracht, so besteht die Gefahr, dass die Vorspannkraft abhängig von der Anfangsverformung der verwendeten Bauteile stark streut [10].

Um diese Streuung der Vorspannkraft zu eliminieren, besteht auch das kombinierte Vorspannverfahren aus mehreren Anziehschritten. Im ersten Anziehschritt wird das sogenannte „Fügemoment“ auf das drehende Bauteil aufgebracht. Dieses Fügemoment soll dazu dienen, dass die zu verbindenden Bauteile unabhängig vom aufgebrauchten Drehwinkel beigezogen werden. Die Höhe des Voranziehmoments ist dabei, wie auch zuvor schon beim modifizierten Drehmomentverfahren, abhängig vom Nenndurchmesser sowie der Festigkeitsklasse der gewählten Verbindung. Hierfür wird erneut der 75% Wert des Referenzdrehmoments angesetzt. In früheren Ausführungen des kombinierten Verfahrens betrug das im ersten Anziehschritt aufgebrauchte Fügemoment teilweise nur 10% des Referenzdrehmoments, was sich allerdings als deutlich zu gering erwiesen hat. Durch die Anwendung, insbesondere im konstruktiven Stahlbau in Verbindung mit geschweißten Bauteilen, kommt es zu teilweise stark verformten Anschlussblechen, welche bei einem derart geringen Anziehmoment weiterhin Klaffungen aufweisen [10].

Dieser erste Anziehschritt wird in der Regel mit Drehmomentschraubern aufgebracht, welche eine Genauigkeit von  $\pm 10\%$  erreichen sollten. Für die Anwendung im Stahlbau ist eine solche Abweichung generell unüblich hoch. Da der erste Anziehschritt jedoch keine bemessungstechnische Relevanz besitzt, sondern nur zur Anwendbarkeit des Verfahrens erforderlich ist, können derartige Ungenauigkeiten an dieser Stelle durchaus toleriert werden. Das in DIN EN 1090-2 festgelegte Anziehmoment des ersten Anziehschrittes ist in Tabelle 2-4 angegeben.

**Tabelle 2-4: Anziehmoment  $0,75 \cdot M_{r,1}$  im ersten Anziehschritt in [Nm] nach DIN EN 1090-2 [4]**

Festigkeitsklasse	Nenndurchmesser in [mm]									
	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36
8.8	53	85	132	182	258	351	446	652	886	1548
10.9	67	106	165	227	322	439	557	815	1107	1935

Nachdem die Bauteile im ersten Anziehschritt beigelegt wurden, wird die relative Position von Mutter und Schraube auf den Bauteilen markiert. Anschließend kann die eigentliche Vorspannung der Garnitur im zweiten Anziehschritt erfolgen. Hierfür wird das vorangezogene Bauteil um den in DIN EN 1090-2 definierten Weiterdrehwinkel  $\delta\theta$  gedreht. Durch die voreingebrachte Schraubenkraft sind die Verläufe der Vorspannkraft ausgehend von  $\theta_{A,KV}$  weitestgehend affin, was bedeutet, dass die erreichte Vorspannkraft ein relativ konstantes Niveau erreicht. Aus diesem Grund ist das kombinierte Verfahren wesentlich zielgenauer im Erreichen der Vorspannkraft. In [10] wird es daher als bevorzugt einzusetzendes Verfahren gegenüber dem modifizierten Drehmomentverfahren angegeben. Insbesondere zur Vorspannung auf Zielebene I, also all jene Verbindungen, bei denen die Vorspannung im Grenzzustand der Tragfähigkeit unmittelbar angesetzt wird, ist das kombinierte Vorspannverfahren empfehlenswert.

Der im zweiten Anziehschritt aufgebrachte Weiterdrehwinkel der Garnitur berechnet sich nach DIN EN 1090-2 unabhängig von der verwendeten Festigkeitsklasse. Einzig ausschlaggebend ist in diesem Schritt das Verhältnis aus der Klemmlänge  $\sum t$  und dem Nenndurchmesser  $d$  der Verbindung. Die Klemmlänge einer Verbindung ist hierbei nach DIN EN 14399-4 definiert als die Summe aller Klemmpakte  $t_{s2}$  zuzüglich aller Unterleg- und Ausgleichsscheiben. Dargestellt ist eine derartige Verbindung in Abbildung 2-7.

Nach dem Vorspannen wird erneut die aktuelle Position der Mutter relativ zur Schraube markiert. Somit kann nach dem Vorspannvorgang der aufgebrachte Drehwinkel verifiziert werden.

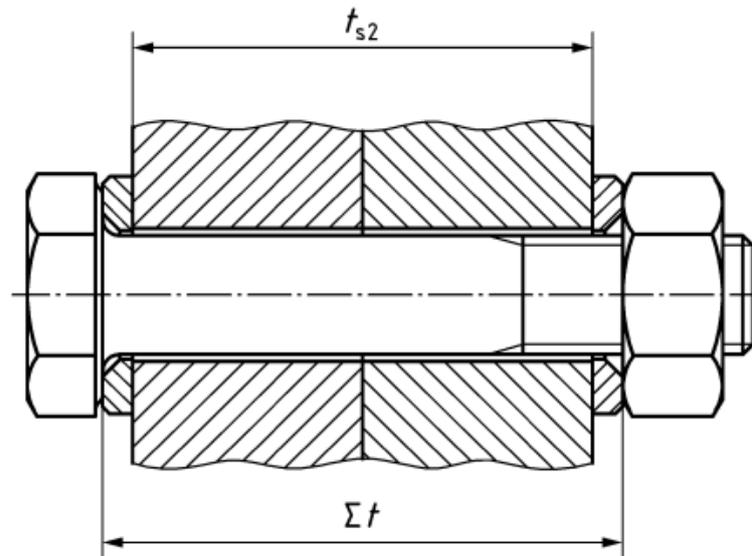


Abbildung 2-7: Klemmlängen Definition am Beispiel von DIN EN 14399-4 [24]

In der nachfolgenden Tabelle sind die Weiterdrehwinkel einer Garnitur bei Verwendung des kombinierten Vorspannverfahrens nach DIN EN 1090-2 angegeben. Die Einteilung erfolgt hierbei in drei Klassen abhängig des zuvor genannten Verhältnisses. Ein Großteil aller eingesetzten Verbindungen entfallen auf die mittlere Klasse mit einer Klemmlänge zwischen  $2 \cdot d$  und  $6 \cdot d$ .

Tabelle 2-5: Zweiter Anziehschritt des kombinierten Vorspannverfahrens nach DIN EN 1090-2 [3]

Klemmlängenverhältnis	Weiterdrehwinkel	
	Drehwinkel	Drehung
$\sum t \leq 2 \cdot d$	60	1/6
$2 \cdot d \leq \sum t \leq 6 \cdot d$	90	1/4
$6 \cdot d \leq \sum t \leq 10 \cdot d$	120	1/3

Die durch das kombinierte Vorspannverfahren im realen Bauteil erzielten Vorspannkraften liegen nach [10] in der Regel deutlich über dem zur Bemessung angesetzten Wert  $F_{p,c}$ . Bereits im ersten Anziehschritt wird ein Anziehmoment von 75% des Referenzdrehmoments aufgebracht. Dieses Moment entspricht näherungsweise 70% des vollen Anziehmoments des modifizierten Drehmomentverfahrens. Unter der Annahme eines proportionalen Verhältnisses zwischen Anziehmoment und Vorspannkraft, welches in DIN EN 1993-1-8/NA impliziert wird, sowie einer zu Beginn bereits klaffungsfreien Verbindung führt dies bei einer nominellen Verbindung bereits zu einer Vorspannkraft von ca. 154 kN.

Das kombinierte Vorspannverfahren ist im Gegensatz zum modifizierten Drehmomentverfahren in der deutschen Baupraxis noch nicht vollständig angekommen. Da das modifizierte Verfahren dem zuvor in DIN 18700 festgelegten Verfahren zur Vorspannung von Schrauben entspricht, wird es auch heute noch von vielen Anwendern bevorzugt eingesetzt [10]. Allgemein zur Vorspannung sind jedoch beide Verfahren gleichwertig zugelassen.

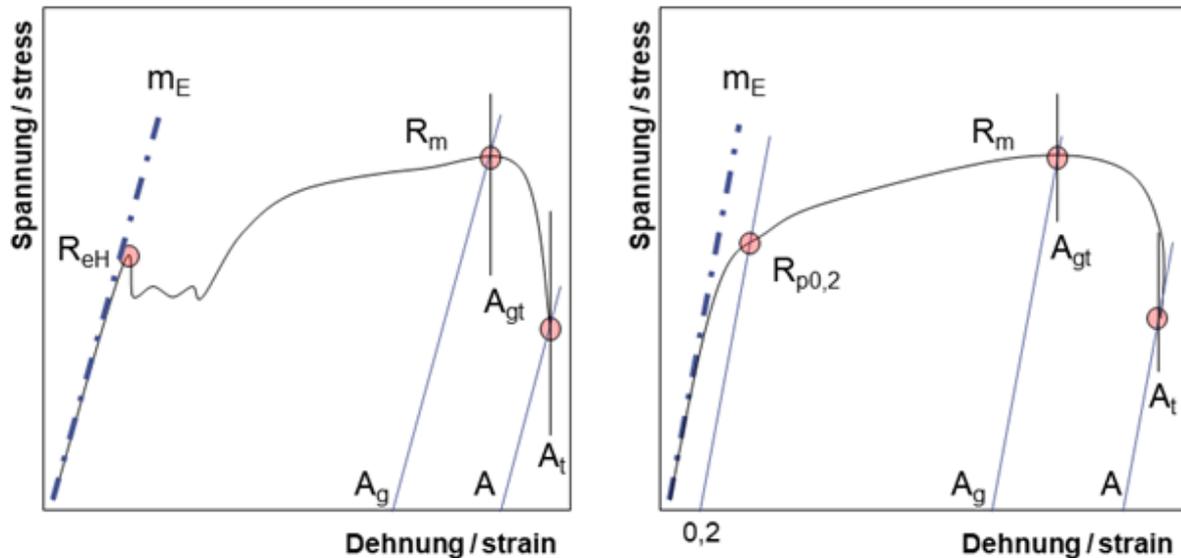
Zur genauen Abbildung der späteren Modelle ist ein konkretes Verständnis über geltende Materialgesetze essenziell. Im folgenden Kapitel wird daher im Detail auf das Materialmodell von Stahl eingegangen. Besonderer Fokus liegt hierbei auf parametrischen Ansätzen für duktile hochfeste Stähle, wie sie im Schraubenmaterial verwendet werden.

## 2.2 Elastoplastische Materialmodelle

Um die Finite-Elemente-Methode sinnvoll anzuwenden, ist neben einer korrekten Abbildung der zu untersuchenden Modelle sowie der dazugehörigen Randbedingungen auch die Anwendung eines realistischen Materialmodells zwingend erforderlich. Hierzu zählen insbesondere die mechanischen Eigenschaften des verwendeten Materials. Wie bereits in Kapitel 2.1.2 erwähnt, erreichen Schraubengarnituren des Systems HV ihre Duktilität durch plastische Verformungen der gepaarten Gewinde. Das verwendete Materialmodell muss daher besonders die plastischen Dehnungen des Materials genau wiedergeben können, um so das Vorspannverhalten korrekt abzubilden. In vorigen Kapiteln wurden bereits die Festigkeitsklassen von Schrauben zur Anwendung in Deutschland vorgestellt. An dieser Stelle wurde angegeben, dass zur Vorspannung in HV Garnituren nur Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 sowie Muttern der Härteklasse 10 zugelassen sind. Die mechanischen Eigenschaften dieser Bauteile sind in DIN EN 898-1 [13] und DIN EN 898-2 [14] definiert. Um diese zu verstehen, ist zunächst ein grundlegendes Verständnis der mechanischen Parameter von Stahlprodukten erforderlich.

Stahl gehört zu der Gruppe der elastoplastischen Metalle. Unter geringer Belastung verhält sich das Material ideal elastisch und kann mithilfe des Hooke'schen Gesetzes abgebildet werden. Die entstehenden Dehnungen sind durch den Elastizitätsmodul  $E$  proportional den Spannungen zugeordnet. Bei warmgewalzten Stählen entstehen ab Erreichen der Fließgrenze  $f_y$  plastische Dehnungen. Diese Dehnungen zeichnen sich dadurch aus, dass sie auch nach voll-

ständiger Entlastung des Bauteils verbleiben. Der Übergang zwischen elastischem und plastischem Bereich ist gekennzeichnet durch das Fließplateau, bei welchem die Spannungs-Dehnungslinie einen nahezu horizontalen Verlauf annimmt, also die Dehnungen ohne zusätzlichen Spannungszuwachs zunehmen. Bei weiterer Belastung kommt es zur Verfestigung des Materials, wodurch wieder zusätzliche Spannung aufgenommen werden kann. Das Spannungs-Dehnungs-Diagramm eines warmgewalzten Stahls ist in Abbildung 2-8 dargestellt.



**Abbildung 2-8: Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit ausgeprägter Fließgrenze (links) und ohne (rechts), [29]**

Bei kaltumgeformten Stählen ist die Spannungs-Dehnungs-Beziehung im ideal elastischen Bereich identisch zu der von warmgewalzten Produkten. Im Gegensatz dazu ist jedoch kein deutlicher Übergang zwischen elastischem und plastischem Materialverhalten erkennbar. In diesem Fall ist der Übergang stetig und ohne ausgeprägtes Fließplateau. Aus diesem Grund ist es ebenso nicht möglich, die Fließgrenze im Zugversuch klar zu bestimmen. Stattdessen wird bei hochfesten Stählen die 0,2% Dehngrenze  $R_{p0,2}$  definiert. Diese gibt die Spannung an, bei welcher nach vollständiger Entlastung des Materials eine plastische Dehnung von 0,2% im Bauteil verbleibt. Dargestellt ist das hieraus entstehende Spannungs-Dehnungs-Diagramm in Abbildung 2-8.

Schrauben, insbesondere jene in hochfesten Festigkeitsklassen, werden im Kaltumformungsverfahren hergestellt. Ein realistisches Materialmodell wird also keine genaue Fließgrenze mit anschließender Verfestigung besitzen. Stattdessen muss das Materialmodell einen stetigen Übergang zwischen dem elastischen und plastischen Bereich des Materials aufweisen.

In den kommenden Abschnitten sollen hierfür werkstofftechnische Hintergründe sowie verschiedene analytische Materialmodelle vorgestellt werden.

Unterschieden werden im Rahmen der Werkstoffkunde zwischen technischen und wahren Spannungs-Dehnungs-Werten. Im Zugversuch können in der Regel nur die technischen Werte

ermittelt werden, welche sich auf den unverformten Querschnitt beziehen. Die Bestimmung dieser Spannungs-Dehnungs-Werte erfolgt gemäß den unten angegebenen Formeln :

$$\sigma_{tech} = \frac{F_{Zug}}{A_0}$$

$$\varepsilon_{tech} = \frac{l - l_0}{l_0}$$
(2.6)

Mit:  $F_{Zug}$  Äußere Zugkraft  
 $A_0$  Unverformte Querschnittsfläche  
 $l$  Aktuelle Länge  
 $l_0$  Ausgangslänge

In den meisten Finite-Elemente-Programmen ist als Materialdefinition die Eingabe von wahren Materialwerten erforderlich. In diesem Fall beziehen sich die Spannungs-Dehnungs-Werte immer auf den aktuell betrachteten Verformungszustand. Eine experimentelle Ermittlung ist im Zugversuch nur bei der Anwendung einer grafischen Auswertung der Querschnittsfläche möglich und somit sehr aufwändig. In der Regel werden die wahren Werte stattdessen zu meist berechnet. Hierzu sind die folgenden Umrechnungsformeln angegeben:

$$\sigma_{wahr} = \sigma_{tech} \cdot (1 + \varepsilon_{tech})$$

$$\varepsilon_{wahr} = \ln(1 + \varepsilon_{tech})$$
(2.7)

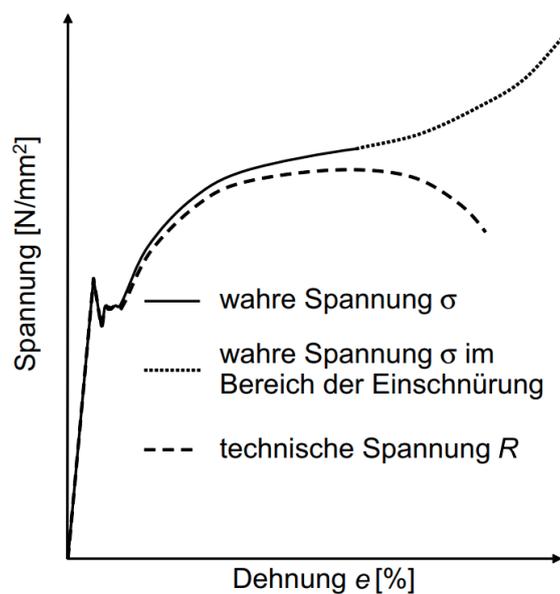


Abbildung 2-9: Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit technischen und wahren Werten [30]

Ein Merkmal der wahren Spannungs-Dehnungs-Werte sind die im Zugversuch erzielten Spannungen. Wie in Abbildung 2-9 dargestellt, sind die wahren Spannungen im Zugversuch monoton steigend. Im Gegensatz zu den technischen Spannungen ist daher kein Spannungsmaximum erkennbar. Grund hierfür ist, dass es bei einer Betrachtung der tatsächlichen Querschnittsflächen zur Einschnürung des Bauteils kommt, wodurch die Querschnittsfläche überproportional schnell abnimmt. Diese Abnahme der Querschnittsfläche führt zu erhöhten Spannungen trotz geringerer Zugkräfte.

Im Folgenden sollen an dieser Stelle zwei Ansätze zur Beschreibung des plastischen Materialverhaltens des Schraubenmaterials vorgestellt werden. Ziel hierbei ist es, ausgehend von den in Materialnormen definierten Parametern eine genaue Spannungs-Dehnungs-Beziehung aufzustellen.

Ein erster möglicher Ansatz zur Berechnung des elastoplastischen Materialverhaltens ist der nach Ramberg-Osgood. Dieser beschreibt das plastische Materialverhalten im Bereich um die 0,2% Dehngrenze mithilfe einer Exponentialfunktion [39]:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + K \cdot \left( \frac{\sigma}{\sigma_y} \right)^{1/n} \quad (2.8)$$

Mit:	$\varepsilon$	Gesamte Dehnung
	$K$	Verfestigungskoeffizient
	$n$	Verfestigungsexponent

Die Ramberg-Osgood Beziehung teilt die gesamten Dehnungen in einen elastischen Anteil angegeben durch den Ausdruck  $\sigma/E$  sowie den plastischen Anteil der Dehnungen  $K \cdot \left( \sigma/\sigma_y \right)^{1/n}$  auf. Zur Berechnung der Verfestigungsparameter sind zwei bekannte Punkte der Spannungs-Dehnungs-Kurve vonnöten. Im vorliegenden Fall eines hochfesten Schraubenmaterials der Festigkeitsklasse 10.9 können diese zwei Punkte aus der maßgebenden Produktnorm DIN EN ISO 898-1 entnommen werden. Hier sind zum einen die 0,2% Dehngrenze  $R_{p0,2}$  definiert, welche bei einer Spannung von  $\sigma = 900 \text{ MPa}$  erreicht wird. Darüber hinaus ist die Dehnung bei Erreichen der Zugfestigkeit bekannt. Diese ist definiert als die Gleichmaßdehnung. Bis zum Erreichen dieser Spannung dehnt sich die Probe gleichmäßig. Wird die Spannung zugehörig zur Gleichmaßdehnung überschritten, kommt es zum Einschnüren der Probe, wodurch sich die Querschnittsfläche im höchstbelasteten Bereich rapide verringert. Die Berechnung der Gleichmaßdehnung erfolgt nach der empirischen Gleichung:

$$A_{gt} = c_1 \cdot e^{-c_2 \cdot \sigma_0} + c_3 \quad (2.9)$$

Mit:	$c_1 = 0,40695$
	$c_2 = 0,0013$
	$c_3 = -0,0735$

Diese von Schaffrath et al. erarbeitete Formel zur Berechnung der Gleichmaßdehnung beruht auf einer Korrelationsanalyse vielzähliger Stahlprodukte mit Dehngrenzen in einem Bereich bis 1000 MPa.

Im vorliegenden Fall wird die Gleichmaßdehnung nach Formel (2.9) bei einer Spannung von  $\sigma = 1000 \text{ MPa}$  erreicht. Die gesamte Gleichmaßdehnung an diesem Punkt beträgt 0,0516 entsprechend 5,16%.

Die Gleichmaßdehnung enthält zu diesem Zeitpunkt sowohl elastische als auch plastische Dehnungsanteile. Zur Berechnung der plastischen Parameter nach Ramberg-Osgood muss zunächst der elastische Anteil der Dehnungen von den gesamten Dehnungen subtrahiert werden, um so nur die plastischen Dehnungen zu betrachten. Dies lässt sich einfach nach der Hooke'schen Beziehung (s.o.) errechnen. Die so berechneten plastischen Punkte der Spannungs-Dehnungs-Linie ergeben sich also zum Fließpunkt mit (900 MPa|0,002) und der Zugfestigkeit mit (1000 MPa|0,0468). Aus diesen beiden Punkten lässt sich nun der Verfestigungsexponent nach Formel (2.10) berechnen:

$$n = \frac{\log\left(\frac{\sigma_2}{\sigma_1}\right)}{\log\left(\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}\right)} = \frac{\log\left(\frac{1000}{900}\right)}{\log\left(\frac{0,0468}{0,002}\right)} \approx 0,0334 \quad (2.10)$$

Der Verfestigungskoeffizient  $K$  kann direkt an der 0,2% Dehngrenze abgelesen werden und ergibt sich zu  $K = 0,002$ . Die Ramberg-Osgood Gleichung für einen hochfesten Stahl der Festigkeitsklasse 10.9 nach DIN EN 898-1 lautet daher:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} + 0,002 \cdot \left(\frac{\sigma}{900}\right)^{1/0,0334} \quad (2.11)$$

Aufgrund seiner Abhängigkeit von der Fließspannung  $\sigma_y$  eignet sich das Materialmodell nach Ramberg-Osgood nur für eine Abbildung des Materials in der Nähe der 0,2% Dehngrenze. Für Werte, welche diese Grenze überschreiten, liefert das Ramberg-Osgood Modell unrealistische Ergebnisse.

Ein weiterer Ansatz zur Berechnung der elastoplastischen Fließkurve wird durch den Ansatz nach Ludwik beschrieben. Dieser berechnet die Spannungen direkt in Abhängigkeit der plastischen Dehnungen. Die Fließkurve wird durch Formel (2.12) beschrieben:

$$\sigma = \sigma_0 + K \cdot \varepsilon^n \quad (2.12)$$

Auch für diesen Ansatz werden die Dehngrenze und Gleichmaßdehnung benötigt. Die Berechnung der Parameter dieses Ansatzes erfolgt nach den folgenden Zusammenhängen:

$$n = \frac{\sigma_w \cdot \varepsilon_u}{\sigma_w - \sigma_0} \quad (2.13)$$

$$K = \frac{\sigma_w - \sigma_0}{\varepsilon_u^n}$$

$$\sigma_w = \frac{f_u}{(1 - 0,5 \cdot \varepsilon_u)^2}$$

Mit:  $f_u$  Zugfestigkeit (=  $R_m$ )

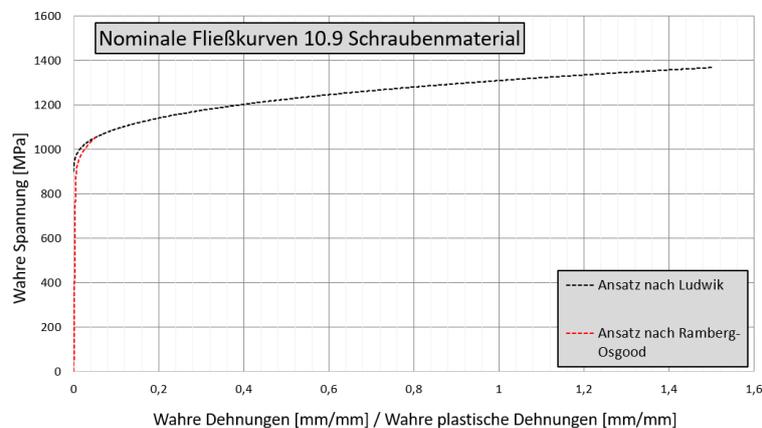
$\sigma_0$  Fließspannung (=  $R_{p0,2}$ )

$\varepsilon_u$  Plastischer Anteil der Grenzdehnung (=  $A_g$ )

Die Berechnung der Parameter liefert für den Ansatz nach Ludwik als Fließkurve

$$\sigma = 900 + 408,8 \cdot \varepsilon_p^{0,3307} \quad (2.14)$$

Ein Vergleich der Ansätze nach Ramberg-Osgood und Ludwik ist in Abbildung 2-10 gegeben.



**Abbildung 2-10: Nominale Fließkurven nach parametrischen Ansätzen**

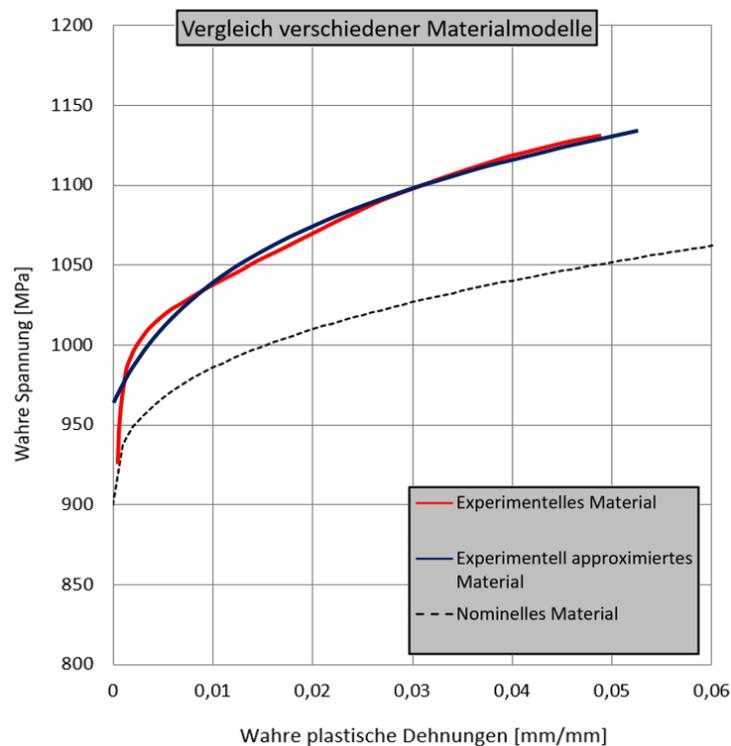
In Abbildung 2-10 sind für die Fließkurve nach Ludwik gemäß der Gleichung nur die plastischen Dehnungen abgebildet. Für ein vollständige Vergleichbarkeit mit dem Ansatz nach Ramberg-Osgood muss die Fließkurve um den elastischen Anteil  $\sigma/E$  auf der x-Achse verschoben werden. Jedoch ist auch ohne diese Verschiebung zu erkennen, dass beide Ansätze das Fließverhalten im Bereich der 0,2% Dehngrenze ähnlich abbilden. Für die späteren Simulationen wird die Fließkurve nach Ludwik verwendet, da diese das Materialverhalten im stärker plastifizierten Bereich besser wiedergibt als die Fließkurve nach Ramberg-Osgood.

Neben dem hier hergeleiteten nominellen Materialmodell werden zudem einzelne Simulationen an einem experimentell bestimmten Materialmodell durchgeführt. Die Materialgrundlage hierfür entstammt aus einem vergangenen Forschungsprojekt des Stahlbaulehrstuhls der RWTH Aachen [4]. Hierfür wurden im Zugversuch die Spannungen und Dehnungen eines rea-

len Materials gemessen. In dieser Analyse wurde ebenfalls Schraubenmaterial der Festigkeitsklasse 10.9 verwendet. Die im Versuch gemessenen Spannungen und Dehnungen wurden anschließend in wahre Spannungs-Dehnungswerte umgerechnet und im Diagramm aufgetragen.

Im letzten Schritt wurde die so erstellte Materialkurve in ANSYS übernommen. Hierfür stellt das Programm diverse Approximationsverfahren zur Verfügung. Gewählt wurde im Rahmen der Untersuchungen der Ansatz nach Hollomon, welcher eine modifizierte Version der Ludwik Gleichung darstellt [4].

Ein Vergleich des im Zugversuch ermittelten, sowie des mit dem Hollomon-Ansatz approximierten Materialmodells ist in Abbildung 2-11 dargestellt.



**Abbildung 2-11: Vergleich unterschiedlicher Materialmodelle**

Die im Zugversuch ermittelten Dehnungen führen zu teilweise deutlich höheren Spannungen gegenüber denen des nominellen Materials. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das reale Material eine höhere generelle Festigkeit und Steifigkeit aufweist als nach Norm gefordert. Da auch bei sehr hohen Kontrollen bezüglich der Qualität des Materials immer wieder Ausreißer auftreten können, soll so vermieden werden, dass in einzelnen Fällen die Mindestfestigkeit des Materials unterschritten wird.

Für die Simulationen in den späteren Kapiteln wird zunächst nur das abgeleitete Material aus den Normkennwerten verwendet.

### 3 FE-Modellierung von HV-Garnituren

Zuvor wurde in dieser Arbeit bereits auf unterschiedliche Systeme vorspannbarer Garnituren eingegangen. Für die Anwendungssituation in Deutschland wurde das System HV als maßgebend hervorgehoben, während das System HR primär im europäischen Ausland Anwendung findet. Die DAST Richtlinie 024 gibt zugelassene Verfahren zur Vorspannung von Garnituren der Abmessungen M12 bis M36 an [26]. Als Grundlagemodell für die numerischen Simulationen zum Vorspannverhalten wird eine M24 Garnitur gewählt, um die ersten Berechnungen an einem häufig eingesetzten Bauteil zu untersuchen. Für sowohl die Mutter als auch die Schraube gelten in diesem Fall die Angaben der Produktnorm DIN EN 14399-4. Die Grundlage der in der Garnitur eingesetzten Scheiben bildet DIN EN 14399-6 [27]. In den kommenden Abschnitten soll nun näher auf die Erstellung der ersten FE-Modelle eingegangen werden, an welchen im Anschluss die Untersuchungen zur Vorspannung durchgeführt werden sollen.

#### 3.1 Geometrie der Modelle

Einer der aufwendigsten Schritte in der Simulation der vorgespannten Verbindungen ist die normgerechte Erstellung der verwendeten Modelle. Im Vordergrund sollen hierfür zunächst die geometrischen Aspekte der Bauteile betrachtet werden, beginnend mit den Gewinden.

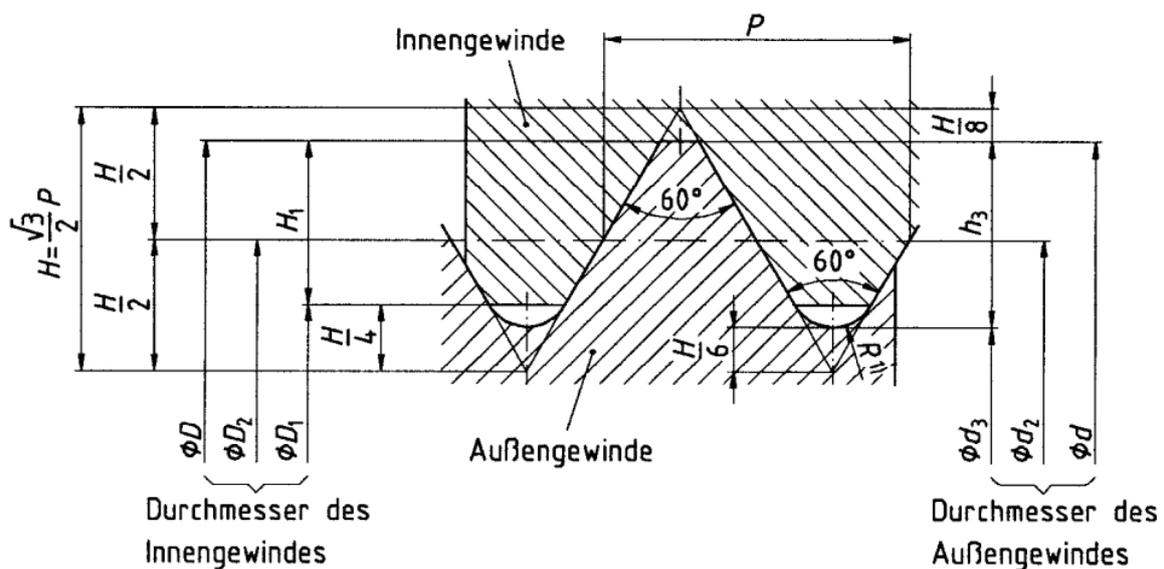
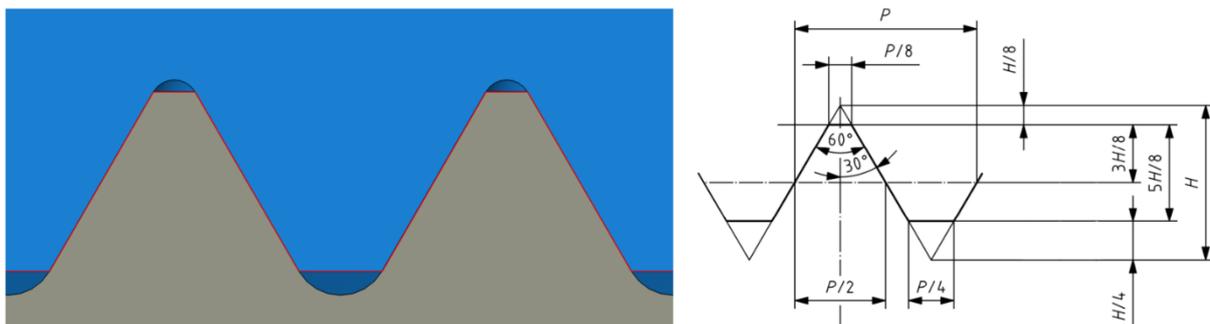


Abbildung 3-1: Nenngewinde nach DIN 13-1 [31]

In Abbildung 3-1 ist das allgemeine Nenngewinde nach DIN 13-1 [31] angegeben, welches die Grundlage der Modellierung darstellt.

### 3.1.1 Gewinde

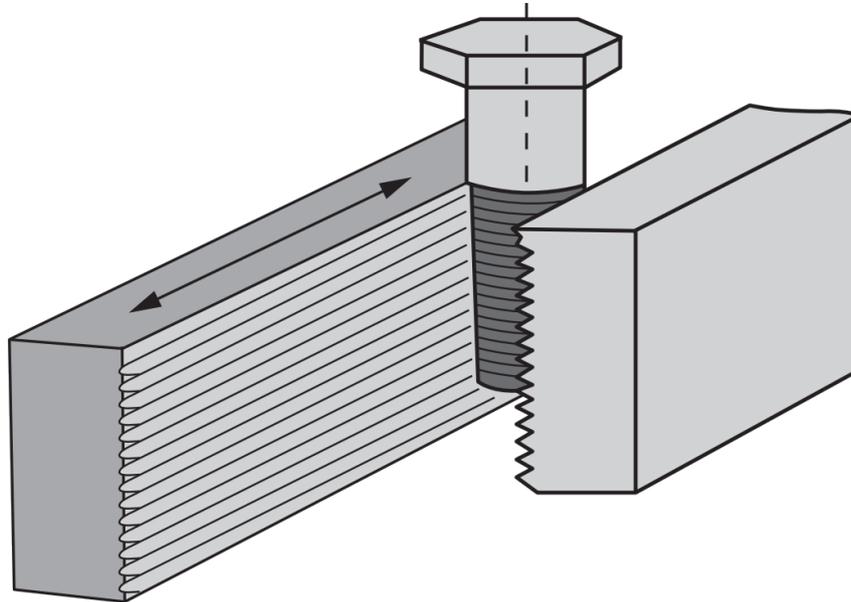
Das Profil eines metrischen ISO-Gewindes ist in DIN ISO 68-1 [18] definiert. Da das zuvor formulierte Ziel konkret die Spannungsentwicklung im Gewinde der verschraubten Bauteile beinhaltet, ist es von zentraler Bedeutung, die Gewindegeometrie so realistisch wie möglich abzubilden. Die Gewindegeometrie nach DIN ISO 68-1 ist maßgeblich abhängig von der Gewindesteigung  $P$  (engl. *Pitch*). Beim metrischen ISO-Regelgewinde beträgt die Steigung eines Gewindegangs einer M24 Garnitur 3mm. Die Steigung eines metrischen ISO-Feingewindes einer M24 Garnitur muss nach DIN 13-2 eine Steigung von mindestens 0,35mm besitzen. Ein derart feines Gewinde ist jedoch im Bauwesen und insbesondere für den Einsatz in vorgespannten Verbindungen ungeeignet. Aus dem Regelgewinde mit 3mm Steigung ergibt sich das in Abbildung 3-2 dargestellte Gewindeprofil, welches im Rahmen der Modellierung exakt nachgestellt werden soll. Die einzige Änderung des Modells gegenüber dem angegebenen Gewindeprofil nach Norm besteht in den konstruktiven Abrundungen der Gewindekerben. Grund hierfür ist, dass die Modellierung nach dem realen Bauteil erfolgt, welches ausführungsbedingt solche Kerbradien besitzt. Eine Detailzeichnung der verwendeten Gewindeabmessungen kann Anhang C.2 entnommen werden.



**Abbildung 3-2: Modelliertes Gewinde (links), ISO-Gewindeprofil (rechts) [18]**

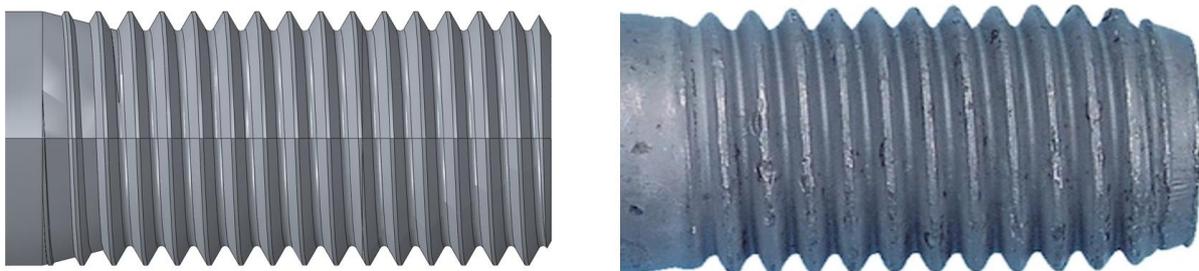
Neben dem eigentlichen Gewindeprofil gehört zum genau modellierten Gewinde insbesondere die Ein- und Auslaufgeometrie. Im realen Herstellprozess wird das Schraubengewinde in den meisten Fällen eingewalzt, siehe Abbildung 3-3. Im Modell lässt sich dies durch spiralförmiges Entfernen von Material nachbilden. Die Praxis zeigt jedoch, dass eine korrekte Modellierung der Gewinde in diesem Fall nur mit viel Aufwand möglich ist. Gemäß DIN EN 14399-4 [24] ist im Bereich des Übergangs zwischen Schraubenschaft und -gewinde eine Fase angeordnet, welche zu unvollständigen Gewindegängen führt. Aufgrund dieser Anforderung hat es sich als praktischer erwiesen, das Gewinde der Schraube über spiralförmiges Hinzufügen von Material zu modellieren. Hierbei wird zunächst der Gewindegrund mit Fase modelliert, anschließend wird beginnend am Auslauf des Gewindes mit der spiralförmigen Extrusion des Gewindeprofils nach DIN ISO 68-1 begonnen. Das so erstellte Gewinde ist im Bereich der Fase automatisch mit dem Gewindegrund verschnitten, wodurch eine sehr realitätsnahe Modellie-

rung des Gewindeeinlaufs möglich ist, vgl. siehe Abbildung 3-4. Im Bereich des Gewindeauslaufs reicht es aus, die Stirnfläche des Schraubenquerschnitts mit einer Fase anzuschrägen. Auch in diesem Fall erfolgt das Verschneiden mit dem Gewinde automatisch.



**Abbildung 3-3: Gewindeformungsprozess Schraube nach [32]**

Ein weiterer wichtiger Parameter in der Gewindemodellierung sind mögliche Toleranzen nach DIN ISO 965. Es ist davon auszugehen, dass die Toleranzlage der Gewinde durchaus einen Einfluss auf die Spannungsentwicklung im Gewinde haben wird. Aus Komplexitätsgründen werden bei der Modellierung aller verwendeten Bauteile zunächst nur nominale Abmessungen verwendet. Für zukünftige Untersuchungen ergeben sich im Hinblick auf Toleranzlagen zwei zu untersuchende Extremfälle. Zum einen betrifft dies das Szenario, in welchem das Gewinde das maximal zulässige Schlupfspiel besitzt. In diesem Fall würde die Mutter vergleichsweise locker auf dem Schraubengewinde aufliegen, was gerade in der Praxis beim Vorspannen zu Komplikationen führen könnte, da sich das Gewinde verkantet. Für die Untersuchung in numerischen Simulationen spielt diese Gefahr keine allzu große Rolle, da die Randbedingungen im FE Modell idealisiert aufgebracht werden und daher keine Verkantung der Gewinde zu erwarten ist.



**Abbildung 3-4: Vergleich modelliertes Gewinde (links), reales Gewinde (rechts) [33]**

Im zweiten Fall gilt es zu untersuchen, welchen Einfluss eine Toleranzlage mit hohen Zwängungen hat. Hier könnten die Gewinde bereits im vorspannungsfreien Zustand Spannungen erfahren. Welche Auswirkungen dies auf die Spannungen während des Vorspannvorgangs sowie die anschließende Belastung haben kann, ist an dieser Stelle nicht bekannt.

Da eine Untersuchung von Toleranzlagen mit einem erheblichen Mehraufwand in den numerischen Berechnungen einhergeht, wird auf die Untersuchung dieses Einflussparameters an dieser Stelle verzichtet.

### **3.1.2 Schraube**

Zuvor wurde bereits auf die Modellierung der Gewinde eingegangen. Zur korrekten Modellierung der gesamten Garnitur gehören auch die restlichen Bauteile, welche zwar nicht mehr einen so zentralen Einfluss auf die Spannungen des Gewindes haben, im Rahmen einer ausführlichen Simulation jedoch auch detailgetreu modelliert sein sollten. Als Grundlage dient wie bereits vermerkt eine M24 Garnitur. Die gesamte Geometrie einer solchen Schraube ist in DIN EN 14399-4 angegeben [24]. Im Vergleich zu Schrauben nach DIN EN 4014, welche für nicht vorgespannte Verbindungen vorgeschrieben sind, besitzen HV Schrauben eine größere Schlüsselweite [24]. Dadurch sollen die infolge der Vorspannkraft höheren Pressungen unter den Auflageflächen der Schraube und Mutter ausgeglichen werden. Die Fasen an der Kopfseite der Schraube sind für die Spannungen des Gewindes vollkommen irrelevant und können daher vereinfachter Weise weggelassen werden. Hierdurch simplifiziert sich die Geometrie ein wenig, was die Wirtschaftlichkeit der Simulation verbessern kann. Der Übergang vom Schraubenkopf zum Schraubenschaft hat ebenso einen geringen Einfluss auf die Gewinde- spannungen. Da allerdings die Schraubenvorspannkraft im Schaft ausgewertet werden soll, ergibt es an dieser Stelle durchaus Sinn, die Geometrie gemäß der Produktnorm abzubilden. Dies beinhaltet die runde Auflagefläche des Schraubenkopfes auf der Scheibe sowie den aus- gerundeten Übergang zwischen Schraubenkopf und -schaft [24].

Die Länge des Schraubenschafts ergibt sich aus den Blechdicken der zu verspannenden Bauteile. Da in der vorliegenden Untersuchung nicht die Verspannung zweier Bauteile, sondern viel mehr die Spannungsentwicklung während des Vorspannens von Interesse war, ist die Wahl der Blechdicken trivial. Im ersten Modell wird eine M24 Garnitur mittlerer Abmessungen modelliert. Nach DIN EN 14399-4 sind bei einem Nenndurchmesser von 24mm Nennlängen im Bereich zwischen 60mm und 195mm möglich. Gewählt wird auch hier wieder eine mittlere Länge von 135mm. Aus den so festgelegten Abmessungen ergeben sich die verbleibenden geometrischen Parameter der Verbindung. Bei einer Nennlänge der Schraube von 135mm gelten nach EN 14399-4 Klemmlängen zwischen 104mm und 109mm. Abzüglich der Stärke von zwei Scheiben nach DIN EN 14399-6 bleibt also eine Paketdicke zwischen 96mm und 101mm. Zur Modellierung bieten sich daher zwei Bauteile mit einer Stärke von je 50mm an [24].

Der Anteil des gewindefreien Schafts wird ebenfalls durch die Nennlänge bestimmt. Dieser Teil ist wie bereits in 2.1.2 beschrieben beim System HV wesentlich länger im Vergleich zum System HR. Unter all diesen angegebenen Randbedingungen wird das in Abbildung 3-5 dargestellte Modell der HV Schraube erstellt.

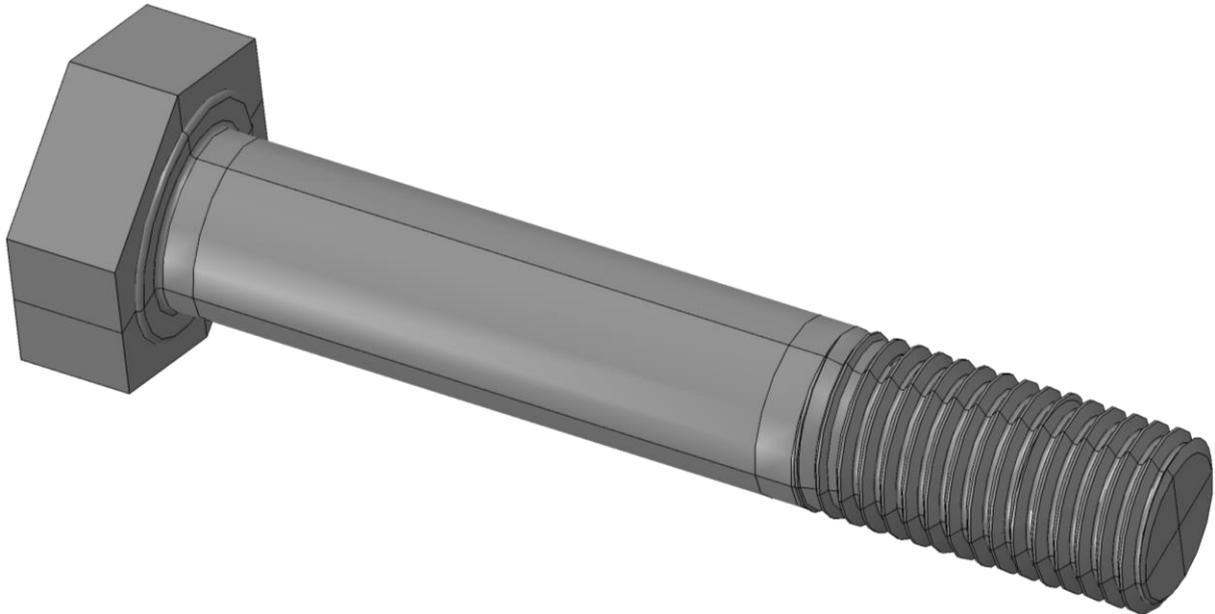


Abbildung 3-5: ABAQUS Modell einer HV M24x135 Schraube

### 3.1.3 Mutter

Auch die Mutter wird nach DIN EN 14399-4 [24] modelliert. Das Innengewinde der Mutter wird ebenso wie das Gewinde der Schraube durch eine spiralförmige Extrusion erstellt. In diesem Fall wird das Profil um die Mittelachse des Bauteils gedreht, sodass nach außen hin ein zylindrischer Körper entsteht. Innenliegend ist hierbei das Muttergewinde nach DIN ISO 68-1 [18]. Eine Detailzeichnung des Muttergewindes kann Anhang C.3 entnommen werden.

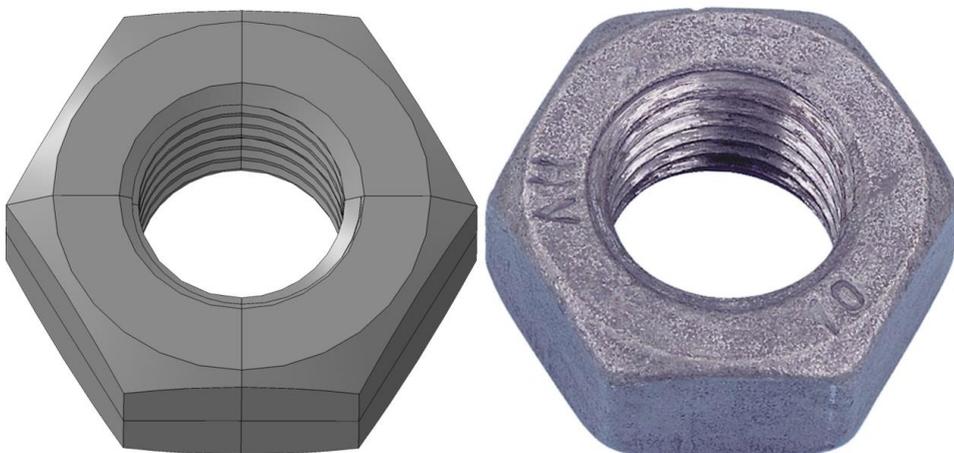


Abbildung 3-6: ABAQUS Modell einer HV M24 Mutter (links) und reales Bauteil (rechts) [34]

Anschließend wird an das Gewinde durch Extrusion der restliche Korpus der Mutter angeschlossen. Das Muttergewinde wird an beiden Stirnflächen der Mutter nach innen hin mit einem Winkel von  $60^\circ$  angefast, um so die Gewindeeinläufe zu erstellen. Auch nach außen werden die Stirnflächen der Mutter in einem Winkel von  $60^\circ$  angefast, wodurch die charakteristische Abrundung der Mutter entsteht. Die Mutter wird letztlich auf halber Höhe partitioniert, um so für spätere Simulationen weitere Lagerungsbedingungen zu ermöglichen.

### **3.1.4 Andere Bauteile der Garnitur**

Während den numerischen Untersuchungen kommt den Gewindebauteilen verständlicherweise die meiste Aufmerksamkeit zu. Die restlichen Bauteile der Garnitur sollen an dieser Stelle daher nur kurz beschrieben werden.

Bei der Verwendung von HV Schrauben ist nach DIN EN 14399-4 sowohl unter der Auflagefläche des Schraubenkopfes als auch unter der Mutter eine Scheibe nach DIN EN 14399-6 angeordnet. In einer früheren Version der DIN EN 14399-4 aus 2006 waren neben flachen Scheiben mit Fase nach DIN EN 14399-6 auch ungefaste Scheiben nach DIN EN 14399-5 zugelassen. Diese sind in der aktuellen Fassung allerdings nur noch zur Verwendung in Garnituren des Systems HR einsetzbar. Die Scheiben werden mit einem Lochdurchmesser von 25mm und einem Außendurchmesser von 44mm ausgeführt. Sie haben eine Stärke von 4mm und sind sowohl an der Außen- als auch der inneren Kante angefast. Die Materialeigenschaften von Scheiben nach DIN EN 14399-6 sind laut Produktnorm durch deren Härteklasse festgelegt. Aufgrund der untergeordneten Bedeutung der Scheiben im Vorspannprozess, wird auch hier das Materialmodell der Gewindebauteile angesetzt.

Die Klemmkörper könnten im Rahmen der Simulationen theoretisch als monolithisches Bauteil modelliert werden, da keine Zugkräfte auf sie wirken und so keine Trennung zustande kommt. Diese Vereinfachung würde allerdings kaum Vorteile für die Simulation bieten, weshalb die Modellierung als jeweils ein Klemmkörper mit einer Stärke von 50mm erfolgt. Das Klemmpaket beider Klemmkörper kommt so auf eine Paketdicke von 100mm, welche innerhalb der zuvor abgesteckten Grenzmaße von 96mm und 101mm liegt. Da die Lasteinleitung der Vorspannkraft in die Klemmkörper großflächig über die Scheiben erfolgt, kann von einem rein elastischen Materialverhalten ausgegangen werden. Die Klemmkörper werden daher nur mit einem elastischen Materialmodell mit einem Elastizitätsmodul von  $E = 210.000 \text{ MPa}$  und einer Querkontraktionszahl von  $\nu = 0,3$  modelliert.

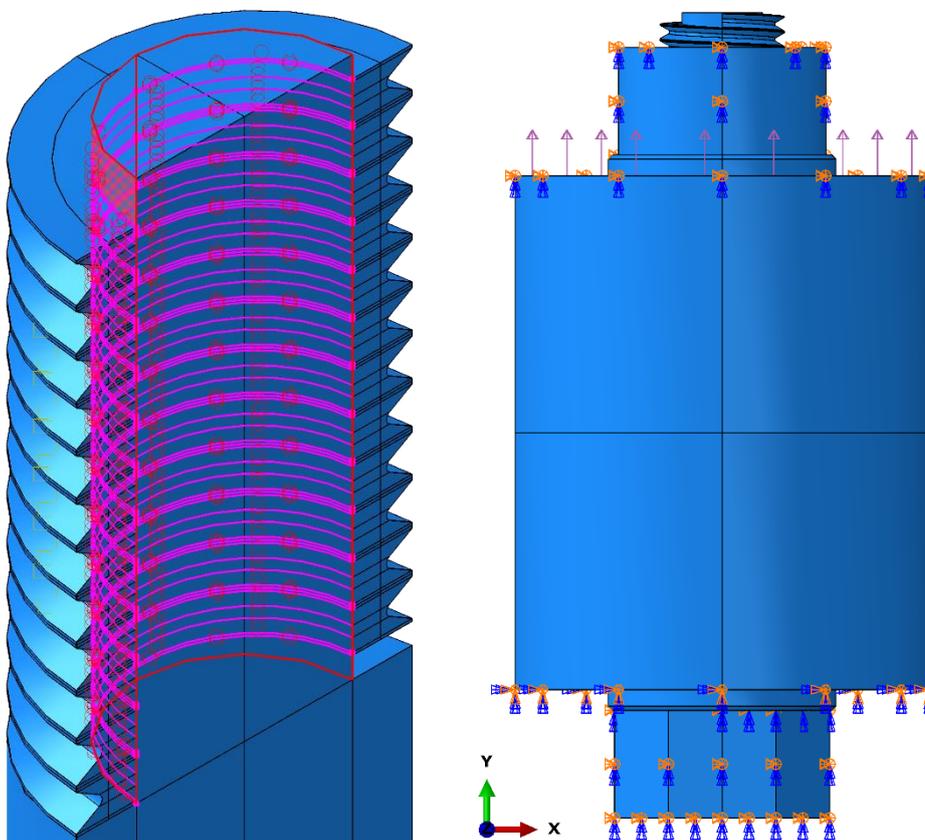
## **3.2 Voruntersuchungen**

### **3.2.1 Untersuchung unterschiedlicher Modellierungen**

Zur Untersuchung verschiedener Einflüsse auf die Stabilität und Effizienz der Simulationen ist es zu Beginn sinnvoll, Voruntersuchungen an stark vereinfachten Modellen durchzuführen.

Die Berechnung eines drehenden Modells, welches in dauerhaftem Kontakt mit nicht drehenden Bauteilen steht, ist eine numerisch sehr komplexe Berechnung. Bei dieser Art von Simulation kommt es daher häufig zu Konvergenzproblemen, weshalb das geometrisch exakte Modell zunächst vereinfacht wird. Um den Einfluss unterschiedlicher Modellierungsparameter auf die Berechnung zu quantifizieren, wird im ersten Schritt auf eine Drehberechnung verzichtet.

Im Voruntersuchungsmodell werden die Bereiche besonders hoher Komplexität, maßgeblich die Ansatzstellen der Gewinde, stark vereinfacht. Darüber hinaus werden die Gewinde sowohl der Schraube als auch der Mutter unabhängig von ihren dazugehörigen Bauteilen modelliert. Dies lässt eine wesentlich gleichmäßigere Vernetzung der Gewinde zu. Um das Modell schlussendlich zusammenzufügen, werden die Gewinde mit *Tie-Constraints* (kinematische Kopplungen) an den Schraubenschaft bzw. die Mutterhülse angeschlossen. Auch die Geometrie der Mutter und des Schraubenkopfs werden reduziert abgebildet.



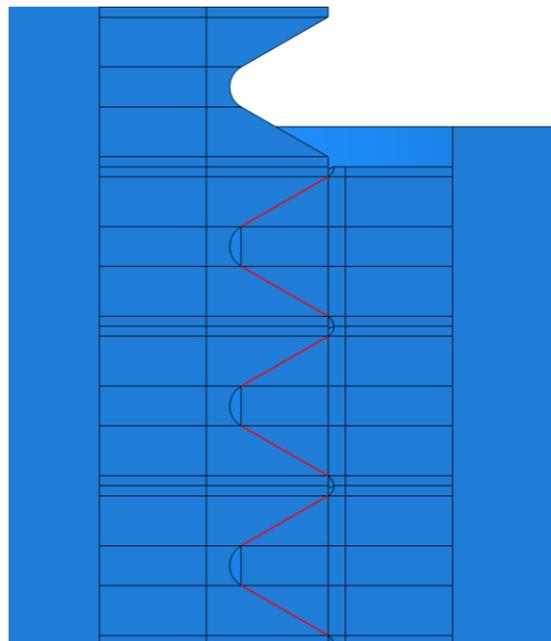
**Abbildung 3-7: Tie-Constraints zwischen Schraubengewinde und -Schaft (links), verwendete Randbedingungen (rechts)**

Neben der Geometrie der Modelle soll an dieser Stelle des Weiteren auf Lagerungsbedingungen eingegangen werden. An diesem minimalisierten Modell soll zunächst nur eine Zugbelastung der Verbindung berechnet werden. Diese gibt Aussage darüber, ob die Vereinfachung mithilfe der *Tie-Constraints* auch im späteren Verlauf der Arbeit verwendet werden kann. Die

Belastung wird hierbei in Form eines negativen Oberflächendrucks auf den der Mutter zugeordneten Klemmkörper angesetzt. Während der untere Teil der Garnitur gegen Verschiebungen entlang der  $y$ -Achse gehalten wird, kann sich der obere Teil entlang dieser Achse frei verschieben. Alle Bauteile sind dabei jedoch gegen eine Verdrehung um die  $y$ -Achse sowie einer Verschiebung in der  $x$ - $z$ -Ebene gehalten. Eine Visualisierung der Tie-Constraints des Schraubengewindes sowie der verwendeten Lagerungsbedingungen sind in Abbildung 3-7 dargestellt.

Neben der Geometrie der Bauteile wird auch das Materialmodell idealisiert angesetzt. Da in diesem Schritt noch keine quantitative Auswertung der Spannungen stattfinden soll, reicht für alle Bauteile ein rein elastisches Materialmodell. Auch hierdurch kann eine, in dieser Phase der Untersuchungen, unnötige Komplexität des Modells vermieden werden.

Um das vereinfachte Modell zu vervollständigen, ist zudem die Definition aller benötigten Kontakte notwendig. Da an diesem Modell noch keine Untersuchungen der Vorspannverfahren durchgeführt werden sollen, ist eine genaue Kenntnis der Gewindereibungsparameter nicht gefordert. Auch ist die Unterscheidung zwischen Kontakten im Gewindebereich und dem restlichen Modell vernachlässigbar. Die Gewindeflächen werden paarweise entlang der Gewindeflanken definiert, siehe Abbildung 3-8. Eine Kontaktdefinition zwischen den Gewindespitzen und -kerben wird nicht berücksichtigt. Diese Flächen würden im realen Modell nur unter sehr hohen Verformungen in Kontakt treten, welche in den Voruntersuchungen nicht erreicht werden. Darüber hinaus werden Kontakte zwischen allen sich berührenden Bauteilen definiert, um eine Modelldurchdringung auszuschließen.



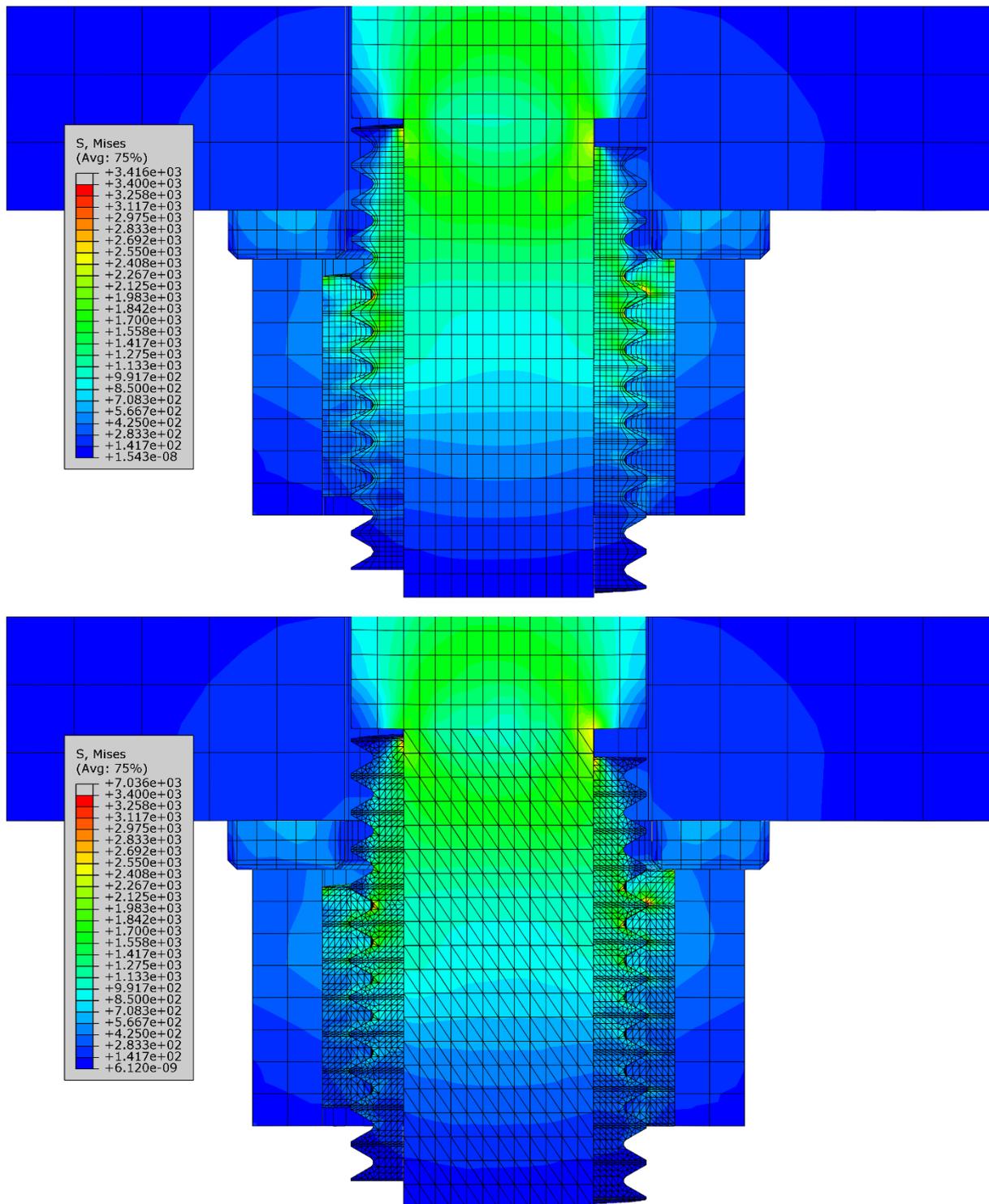
**Abbildung 3-8: Kontaktflächen der Gewinde im vereinfachten Modell**

An dem für diese Voruntersuchungen ausreichenden Modell können vor Beginn der eigentlichen Untersuchungen Einflüsse untersucht werden, welche nicht die Komplexität des voll ausgebildeten Modells benötigen. Im vorliegenden Fall wird zunächst am vereinfachten Bauteilmodell untersucht, ob die Wahl der Elementansatzfunktion einen maßgeblichen Einfluss auf die Plausibilität und Qualität der Ergebnisse hat.

Hierzu werden zwei, mit Ausnahme der Gewindevernetzung, identische Modelle im einfachen Zugversuch berechnet. Bei der Vernetzung der Gewinde werden im ersten Modell ausschließlich Hexaederelemente mit linearer Elementansatzfunktion und reduzierter Integration verwendet. Die Elementgröße wird hierbei so gewählt, dass eine ausreichend feine Abbildung der Gewingegänge möglich wird, ohne dass die gesamte Elementanzahl eine unwirtschaftliche Größe erzielt.

Zum Vergleich dazu wird das gleiche Modell erneut vernetzt, diesmal jedoch mit Tetraederelementen mit linearer Ansatzfunktion. Die Elementgröße der Tetraederelemente wird gegenüber der vorherigen Modellierung nicht verändert. Dies führt zu einer Gesamtzahl an Elementen, welche gegenüber dem zuvor erstellten Modell um ca. den Faktor Fünf größer ist. Um die Gesamtzahl der Elemente sowie die daraus resultierende Berechnungsdauer zu kürzen, werden die gewindefreien Bauteile, also Klemmkörper, Scheiben und die gewindefreien Teile von Schraube und Mutter, in beiden Modellen mit groben Hexaederelementen vernetzt.

Um eine grafische Auswertung beider Modelle zu vereinfachen, wurden die Spannungen in beiden Plots auf 3400 MPa beschränkt. Derart hohe Spannungen sind in einer realen Verbindung nicht zu erwarten, im FE-Modell mit rein elastischem Materialmodell ist dies jedoch nicht außergewöhnlich. Die maximalen Spannungen des Modells mit Tetraeder Vernetzung liegen mit sogar 7000MPa um ein Vielfaches oberhalb der theoretischen Fließgrenze des Materialmodells.



**Abbildung 3-9: Vergleich des Spannungsbildes bei Gewindevernetzung mit Hexaeder Elementen (oben) und Tetraeder Elementen (unten)**

Die Auswertung der Spannungsplots zeigt eine deutliche Übereinstimmung zwischen den beiden verwendeten Elementansatzfunktionen. In beiden Modellen treten Spannungsspitzen an den Ansatzstellen des Schraubengewindes auf. Auch der erste Gewindegang der Mutter sowie der dazugehörige Gewindegang der Schraube zeigen deutliche Spannungsspitzen. Neben dem

qualitativen Spannungsbild entsprechen auch die absoluten Werte des Tetraedermodells denen des Hexaedermodells. Abgesehen von den maximalen Spannungen, welche um den Faktor zwei abweichen, zeigt sich im Allgemeinen ein nahezu identisches Spannungsbild.

Der Vergleich der Gewindespannungen beider Modelle führt daher zu dem Schluss, dass die Elementform keinen nennenswerten Einfluss auf die Qualität der Ergebnisse hat. Gegenüber einer Vernetzung mit Hexaederelementen führen Tetraederelemente gleicher Größe zu einer stark erhöhten Anzahl von Elementen. Da die Komplexität der vorliegenden Gewindegeometrie jedoch häufig keine andere Alternative als eine Modellierung mit Tetraederelementen zulässt, erlaubt der an dieser Stelle durchgeführte Vergleich einen flexiblen Einsatz unterschiedlicher Elementansatzfunktionen. Dennoch sollte darauf geachtet werden, wann immer es geht, auf die effizienteren Hexaeder Elemente zurück zu greifen.

### 3.2.2 Untersuchung unterschiedlicher Berechnungsansätze

Im nächsten Schritt der Voruntersuchungen wird nun an dem vereinfachten Modell eine erste Berechnung des Vorspannens durch Drehen der Mutter durchgeführt. Diese Berechnung hat nicht das Ziel, das Vorspannverhalten der Verbindung abzubilden. Stattdessen soll lediglich untersucht werden, ob mit den gewählten Simulationsansätzen eine Berechnung der komplexen Interaktion der Gewinde überhaupt möglich ist.

Die ersten Simulationen am vereinfachten Modell werden mit dem impliziten Solver von Abaqus durchgeführt. Die Art des Solvers gibt an, welchen Ansatz das Programm verwendet, um die Lösungen zu unbekanntem Zeit- und Belastungspunkten zu berechnen. Im Folgenden wird daher im Exkurs kurz auf die beiden in Abaqus verfügbaren Solver zur Lösung von statischen und dynamischen Problemen eingegangen.

Die Grundlage der Finiten-Elemente-Methode ist es, Differentialgleichungen bestehend aus den Steifigkeiten des Systems in Form von Materialdaten sowie Randbedingungen aus Lasten und Auflagerbedingungen aufzustellen. Der Solver löst diese partiellen Differentialgleichungen anschließend mithilfe unterschiedlicher numerischer Lösungsansätze. Um eine aussagekräftige Lösung zu erreichen, wird die Belastungshistorie in kleinere Abschnitte unterteilt und inkrementell aufgebracht. Zu Beginn der Simulation sind alle Lösungsgrößen bekannt, da diese entweder durch die Randbedingungen oder die Belastungen durch den Benutzer festgelegt sind. Anschließend werden ausgehend vom ersten bekannten Lösungsschritt die Bauteil- und Materialreaktion der einzelnen Inkremente berechnet. Um mit der Berechnung fortzufahren, muss die gesamte Modellreaktion des nächsten Schritts bekannt sein, bevor dieser zum aktuellen Inkrement gemacht wird.

Bei einer Lösung mit dem impliziten Solver wird die Lösung im Inkrement  $n + 1$  mithilfe der allgemeinen Gleichgewichtsbedingung bestimmt [35]:

$$F = K \cdot u \tag{3.1}$$

Mit:  $F$  Kraftreaktion

$K$  Elementsteifigkeit

$u$  Verformung

Um diese Gleichung zu lösen, wird im Inkrement  $n + 1$  die Gleichgewichtsbedingung sowohl des aktuellen Schritts  $n$  als auch die des nachfolgenden Schritts  $n + 1$  benötigt. Anschließend wird die Modellreaktion des Inkrementes  $n + 1$  durch Lösen eines linearen Gleichungssystems bestimmt. Im Rahmen dieser Lösung muss der Solver je nach Komplexität des vorliegenden Systems zahlreiche Iterationen vornehmen, bevor ein Kräftegleichgewicht erreicht ist. Da bei der Verwendung eines impliziten Solvers zu jedem Inkrement ein Kräftegleichgewicht vorliegen muss, kann dies insbesondere bei Modellen mit einer großen Anzahl Elemente zu sehr langen Berechnungen führen.

Dem gegenüber steht eine Lösung mit dem expliziten Solver. Der Hauptunterschied des expliziten Solvers ist, dass zur Berechnung des Inkrements  $n + 1$  die Gleichgewichtsbedingung um zeitabhängige Phänomene erweitert wird [35]:

$$F = K \cdot u + m \cdot u'' \quad (3.2)$$

Mit:  $F$  Kraftreaktion

$K$  Elementsteifigkeit

$u$  Verschiebung

$m$  Elementmasse

$u''$  Zweite zeitliche Ableitung der Verschiebung (=Beschleunigung)

Aufgrund dieser zusätzlichen Abhängigkeit eignet sich das explizite Verfahren insbesondere zur Simulation von dynamischen und stark nichtlinearen Problemen [35][36].

In Abaqus wird zur Lösung mit dem expliziten Solver als numerischer Ansatz die Methode der zentralen Differenzen (*Central difference method*) verwendet. Diese berechnet die Lösung des Inkrements  $n + 1$  ohne die unbekanntenen Gleichgewichtsbedingungen des Inkrements  $n + 1$  mit einzubeziehen. Da in diesem Fall keine Iterationen des Gleichgewichtszustandes nötig sind, kann eine Berechnung mit dem expliziten Solver wesentlich schneller erfolgen als eine Lösung unter Verwendung des impliziten Solvers [37].

Um die explizite Lösung der partiellen Differentialgleichungen zu ermöglichen, muss vom Benutzer die Größe der einzelnen Zeitschritte festgelegt werden. Diese sogenannten „*time increments*“ beeinflussen maßgeblich die Stabilität und daraus resultierend auch den Erfolg einer expliziten Berechnung. Diese ist somit „*conditionally stable*“, was bedeutet, dass eine Berechnung nur unter Einhaltung maßgebender Randbedingungen erfolgen kann. Im Gegensatz dazu ist eine Berechnung mit dem impliziten Solver „*unconditionally stable*“, sodass die Wahl der Inkrementabstände keinen Einfluss auf den Erfolg der Berechnung hat. Lediglich die Qualität der Ergebnisse kann durch einen geringeren Abstand der Inkremente verbessert werden [35].

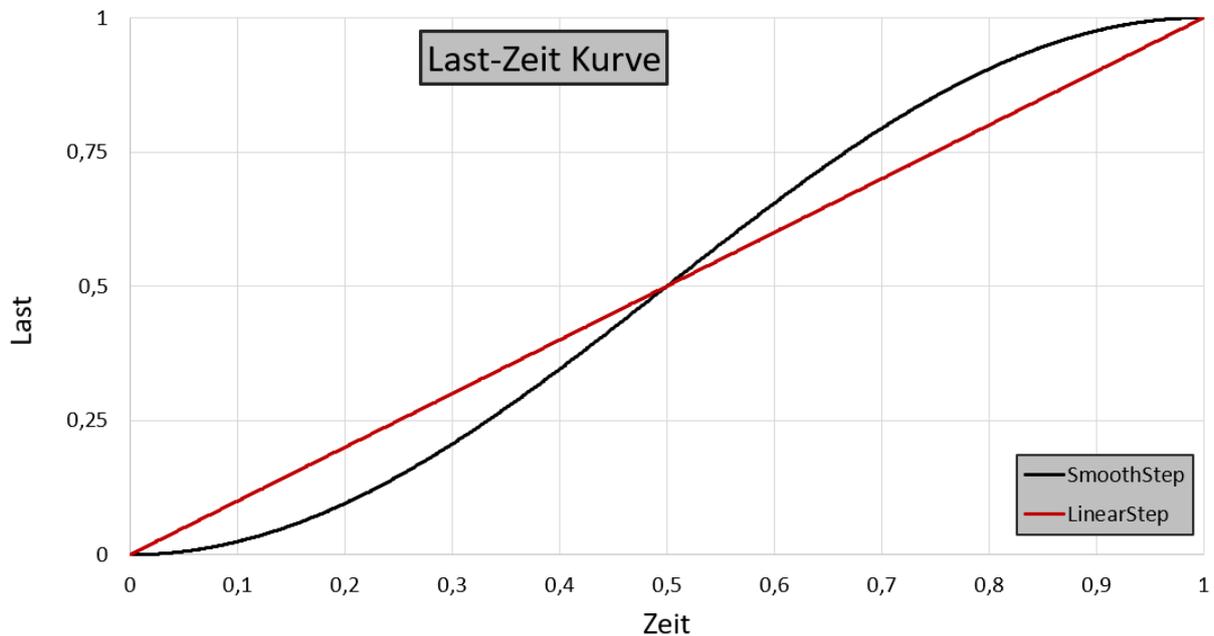
Zuvor wurde bereits genannt, dass sich der explizite Solver besonders eignet, um dynamische Probleme zu berechnen. Im Rahmen der Untersuchungen soll das Vorspannverhalten verschiedener Schraubengarnituren näher analysiert werden. Bei diesem Problem handelt es sich nicht um ein dynamisches, sondern ein quasi-statisches Problem. Auch diese können mit dem expliziten Solver berechnet werden, jedoch sind hierfür einige Konditionen zu beachten [36].

Damit eine Simulation als quasi-statisch verifiziert werden kann, ist auszuschließen, dass die Simulation durch nennenswerte Effekte aus Massenträgheit beeinflusst wird. Dies kann zum einen durch die Wahl der gesamten Dauer eines Berechnungsschritts erfolgen [35]. Wird die Periode, in welcher die gesamte Last aufgebracht wird, zu gering gewählt, treten hohe Beschleunigungen im Modell auf. Diese Beschleunigungen führen gemäß der Gleichgewichtsbedingung aus Formel (3.2) zu zusätzlichen Kräften und daraus resultierend auch Spannungen und Dehnungen. Um dieses Phänomen zu verhindern, kann die Lastschritt-dauer ausreichend hoch gewählt werden, wodurch die dynamischen Effekte im Modell geringgehalten werden. Im Idealfall würde die Dauer eines Berechnungsschrittes gleich der realen Dauer der Belastung am tatsächlichen Bauteil gewählt.

Im Kontext der vorliegenden Analyse bedeutet dies, dass die Zeitschritte der einzelnen Vorspannverfahren in der Simulation in der Größenordnung einiger Sekunden liegen würde. Gekoppelt mit einem stabilen Zeitinkrement von ca.  $1 \cdot 10^{-7}$  Sekunden führt dies jedoch zu einer extrem unwirtschaftlichen Anzahl Inkremente, welche eine Berechnung im Zweifelsfall sogar unmöglich machen.

Eine Möglichkeit zur Behebung dieses Problems liegt in der Definition der Randbedingungen. In Abaqus/Implicit werden Lasten meist linear bis auf den Zielwert gesteigert. In Abaqus/Explicit führt diese lineare Steigerung zum zuvor genannten Problem der dynamischen Einflüsse. Stattdessen kann die Last entlang einer nichtlinearen Funktion gesteigert werden, um so die Beschleunigungen der Lastaufbringung am Anfang sowie am Ende der Berechnung zu minimieren.

Die Anwendung einer solchen *SmoothStep* Funktion zur Steuerung der Lastamplitude reicht jedoch in den meisten Fällen nicht aus, um die Zeitperiode in einen wirtschaftlichen Rahmen zu bringen. Abhängig von der im Modell verwendeten Elementzahl in Kombination mit dem gewählten stabilen Zeitinkrement, kann die Berechnung eines Steps auch mit Hochleistungsrechnern noch über 24 Stunden betragen.



**Abbildung 3-10: Qualitatives Last-Zeit Diagramm zur Vermeidung dynamischer Effekte**

Um die Berechenbarkeit eines Modells weiter zu erhöhen und so die Berechnungsdauer zu reduzieren, kann in Abaqus/Explicit zudem die Masse der Bauteile skaliert werden. Der dynamische Anteil der Gleichgewichtsbedingung, bestehend aus dem Term  $m \cdot u''$ , hängt sowohl von der Masse als auch der Beschleunigung eines Bauteils ab. Um das Kräftegleichgewicht zu erreichen, ohne dabei die zuvor erarbeiteten kritischen hohen Beschleunigungen des Systems zu erreichen, kann durch die Skalierung der Masse die Berechnung weiter stabilisiert werden. In Abaqus/Explicit kann dies automatisch in der Step Definition festgelegt werden. Hierfür gibt es zwei unterschiedliche Ansätze. Zum einen kann die Masse des gesamten Modells um einen festgelegten Massenfaktor skaliert werden. Dieses Verfahren eignet sich insbesondere dann, wenn die Verformungsfigur und die natürliche Eigenfrequenz der untersuchten Bewegung bekannt sind. Diese Art der Skalierung kommt häufig bei Materialformungssimulationen aus der Prozesstechnik zum Einsatz [35].

Zuvor wurde bereits die Stabilitätsbedingung einer expliziten Simulation in Form des stabilen Zeitinkrements angegeben. Hierauf zielt in einem weiteren Ansatz die Massenskalierung in Abaqus/Explicit ab. Durch die Festlegung eines Zielwertes des stabilen Zeitinkrements kann der Solver die Elementmasse so skalieren, dass nach Möglichkeit dieses Zeitinkrement erreicht wird. Bei einer unveränderten Steptime kann so das stabile Zeitinkrement häufig um Faktoren in einer Größenordnung von bis zu 1000 erhöht werden. Aus all den hier genannten Gründen

lohnt es sich häufig, für komplexe statische und quasi-statische Simulationen den expliziten Solver von Abaqus zu verwenden.

Aufgrund der Komplexität der vorliegenden Simulationen, insbesondere durch das Drehen der Vorspannbauteile, ist eine Simulation in Abaqus/Implicit, wenn überhaupt, nur mit unververtretbarem Aufwand möglich. Zur weiteren Simulation der Modelle wird daher in das Modul Abaqus/Explicit gewechselt, welches sich wesentlich besser eignet, um komplexe Kontaktinteraktionen, wie sie im Gewinde auftreten, zu simulieren.

### **3.2.3 Festlegung der zu untersuchenden Parameter**

Weiterer Teil der Vorüberlegungen ist die Identifikation von Parametern, welche die Vorspannung beeinflussen können. Im Folgenden wird kurz auf die festgelegten Parameter eingegangen sowie Hypothesen formuliert, wie sich diese auf die Vorspannung bei Verwendung der beiden maßgebenden Vorspannverfahren auswirken können.

Der erste Parameter, welcher untersucht werden soll, ist die Gewindereibungszahl. Da sowohl das modifizierte Drehmomentverfahren als auch das kombinierte Vorspannverfahren einen drehmomentgesteuerten Anziehschritt beinhalten, ist davon auszugehen, dass die Gewindereibung einen direkten Einfluss auf die Vorspannkraft haben wird. Beim Vorspannen einer Garnitur wird das aufgebrachte Drehmoment in drei verschiedene Teile aufgeteilt. Ein Teil des Moments wird durch die Gleitreibung zwischen drehendem Bauteil und der darunter liegenden fixierten Scheibe aufgenommen. Ein weiterer Teil des Vorspannmoments geht durch die Gewindereibung verloren. Der übrigbleibende Teil wird in Axialkräfte und somit als Schraubenvorspannung umgesetzt. Es ist daher davon auszugehen, dass die Gewindereibungszahl einen direkten und messbaren Einfluss auf die Entwicklung der Vorspannkraft haben wird. An dieser Stelle wird die Hypothese formuliert, dass bei geringeren Teilreibungszahlen auch ein kleinerer Teil des Vorspannmoments durch Gewindereibung verloren geht, wodurch die resultierende Vorspannkraft erhöht wird. Analog dazu führen hohe Gewindereibungszahlen zu einer geringeren Vorspannkraft. Im Rahmen der Untersuchungen werden daher die beiden Grenzwerte der Gewindereibungszahlen definiert durch die  $k$ -Klasse aus DIN EN 14399-1 sowie der in der Literatur zumeist angegebene Referenzwert in beiden Vorspannverfahren untersucht.

Ein weiterer Einflussparameter, welcher in den folgenden Simulationen untersucht werden soll, ist die Klemmlänge der Verbindung. In 2.1.3.3 wurde bereits auf die Vorspannung nach dem kombinierten Verfahren eingegangen. Bei diesem Verfahren wird der zweite Schritt in Abhängigkeit des Verhältnisses von Nennlänge und Nenndurchmesser der gewählten Verbindung durchgeführt. Hierbei wird ein festgelegter Weiterdrehwinkel auf das drehende Bauteil aufgebracht. In Tabelle 2-5 sind diese Weiterdrehwinkel angegeben. Der Weiterdrehwinkel des drehenden Bauteils korreliert direkt mit einer absoluten Verlängerung der Schraube. Da diese absolute Verlängerung durch unterschiedliche Nennlängen zu variablen Dehnungen der jeweiligen Schrauben führt, ist auch hier zu erwarten, dass die Nennlänge bei der Verwendung

des kombinierten Vorspannverfahrens zu starken Schwankungen der Vorspannkräfte führt. Es kann also davon ausgegangen werden, dass geringere Schraubenlängen bei gleichem Weiterdrehwinkel zu höheren Vorspannkräften führen werden.

Als nächstes wird im Rahmen der Vorüberlegungen das drehende Bauteil betrachtet. Sowohl das modifizierte Drehmomentverfahren als auch das kombinierte Vorspannverfahren sind in DIN EN 1993-1-8/NA [3] und DIN EN 1090-2 [4] bzw. in DAST Richtlinie 024 [26] nur durch Drehen der Mutter zugelassen. In beiden Vorspannverfahren ist hierbei jedes andere Bauteil außer der Mutter gegen Verdrehen zu sichern. Zur Vorspannung durch Drehen am Schraubenkopf ist nach DIN EN 14399-2 eine Verfahrensprüfung entweder seitens des Herstellers oder des Anwenders durchzuführen. In einem Gutachten im Auftrag der Firma Liebherr [5] wurden hierzu am Institut für Stahlbau der RWTH Aachen erste Untersuchungen durchgeführt. Bei diesen Untersuchungen wurde die Hypothese formuliert, dass das Vorspannen durch Drehen des Schraubenkopfes zu einem etwas ungünstigeren Belastungs- und Dehnungszustand führt. In der vorliegenden Analyse soll dieser Einfluss näher untersucht werden, auch im Hinblick auf die Anwendung unterschiedlicher Lagerungen des gekonterten Bauteils.

Ebenfalls in dem eben erwähnten Gutachten wird der Einfluss der Lagerung auf die Entwicklung der plastischen Dehnungen in den Gewinden untersucht. Von der Firma Liebherr wurde angegeben, dass beim Anziehen über den Schraubenkopf häufig verfahrenstechnisch keine vollflächige Fixierung der Schlüsselflächen der Mutter möglich ist. Dieses Problem kann hinsichtlich immer schlanker Bauweisen sowie gesteigener ästhetischer Ansprüche an Verbindungen als kein Einzelfall in der Praxis angesehen werden. Um zu ermitteln, welchen Einfluss die Lagerung der fixierten Bauteile auf die Dehnungsentwicklung in den Gewindebauteilen hat, wird auch dieser Parameter in den späteren Simulationen untersucht.

Aus all den genannten Parametern ergibt sich die in Tabelle 3-1 angegebene Simulationsmatrix der vorliegenden HV Garnitur.

**Tabelle 3-1: Simulationsmatrix der M24 HV Garnitur**

Variierender Parameter	Modifiziertes Drehmomentverfahren	Kombiniertes Vorspannverfahren
Nennlänge	135mm	85mm, 135mm, 145mm
Gewindereibungszahl	0,1 - 0,16	0,13
Drehendes Bauteil	Mutter, Schraube	Mutter
Lagerungsbedingung	Vollflächig, Halbflächig	Vollflächig

Einige mögliche Parameter sind an dieser Stelle in der Analyse vernachlässigt worden. Im realen Bauteil beeinflussen unzählige Parameter die Entwicklung der Vorspannkraft, sodass eine vollständige Analyse aller Einflüsse weitestgehend unmöglich ist. Zum Ende der durchgeführten Analysen werden nicht untersuchte Parameter identifiziert, welche in späteren weiterführenden Simulationen zusätzlich zu den hier genannten Einflüssen untersucht werden können.

### 3.3 Materialmodell

In Kapitel 2.2 wurde bereits auf die Entwicklung elastoplastischer Materialmodelle und deren Anwendung eingegangen. Dieses Materialmodell muss nun im FE-Programm Abaqus umgesetzt und auf die maßgebenden Bauteile angewendet werden. Im vorangegangenen Kapitel 3.2.2 wurde darauf eingegangen, dass die Simulation der Vorspannung durch das Drehen der Mutter, bzw. im Sonderfall das Drehen der Schraube, nur bei der Verwendung des expliziten Solvers möglich ist. Da in diesem Fall auch Trägheitseffekte einen Einfluss auf die Berechnung haben, ist neben der Angabe der mechanischen Materialparameter auch die Angabe der Materialdichte als physikalischem Materialparameter erforderlich. Besondere Aufmerksamkeit muss hierbei der Größenordnung der eingegebenen Einheiten gelten. Da Abaqus die Materialparameter ohne Einheiten festlegt, ist die Einheitenkonsistenz vom Benutzer sicherzustellen. In der Regel werden hierzu die Einheiten nach dem SI-Millimeter System angegeben, wodurch sich Spannungen in  $\text{N/mm}^2$  ergeben. Damit die Einheiten untereinander konform sind, muss die Materialdichte in  $\text{t/mm}^3$  angegeben werden. Werden stattdessen Einheiten in nicht zueinander passenden Dimensionen angegeben, führt dies zu nicht-konvergenten Berechnungen.

**Tabelle 3-2: Einheitensystem nach Abaqus Handbuch [36]**

Größe	SI	SI-mm
Länge	m	mm
Kraft	N	N
Masse	kg	t
Zeit	s	s
Spannung	Pa	MPa
Energie	J	mJ
Dichte	$\text{kg/m}^3$	$\text{t/mm}^3$

Die mechanischen Eigenschaften werden in Abaqus getrennt in elastische Materialdaten, bestehend aus Elastizitätsmodul und Querkontraktionszahl, und plastische Materialdaten eingegeben. Das plastische Material wird hierbei dadurch beschrieben, dass einzelnen Punkten der Spannungs-Dehnungs-Kurve die dazugehörigen plastischen Dehnungen zugeordnet werden. Im endgültigen Belastungszustand kann so die elastischen und plastischen Materialreaktionen zum endgültigen Verformungszustand zusammengesetzt werden.

Zur Eingabe des plastischen Materials werden nach dem zuvor beschriebenen Modell von Ludwik plastische Dehnungspunkte des Spannungs-Dehnungs-Diagramms berechnet und diese bis zu einer Grenzdehnung von einem Millimeter pro Millimeter, also einer Dehnung von 100%, eingegeben. Generell ist eine derart hohe plastische Dehnung nicht realistisch, kann aber im Fall eines Konvergenzproblems zur Vermeidung von Singularitäten führen. Darüber hinaus ist noch nicht bekannt, welche Dehnungen im Gewinde zu erwarten sind. Durch die

Bereitstellung ausreichend hoher Dehnungsdaten wird verhindert, dass das Material einen nicht definierten Bereich erreicht.

Das nichtlineare elastoplastische Materialmodell wird nur für die Schraube und Mutter sowie vereinfacht für die Scheiben verwendet. Die Gewinde sind die einzigen Stellen, an denen nennenswerte plastische Dehnungen zu erwarten sind. Für die Klemmkörper reicht ein rein elastisches Material, da die großen Querschnittsflächen zu geringeren Spannungen führen. Dieses rein elastische Materialmodell besteht lediglich aus der Angabe des Elastizitätsmoduls, der Querkontraktionszahl sowie der für ein explizites Modell benötigten Massendichte.

### 3.4 Vernetzung

Im nächsten Schritt müssen die erstellten Bauteile vernetzt werden. Das Netz bietet die Berechnungsgrundlage der FE-Simulation und hat daher einen maßgebenden Einfluss auf die Qualität der Ergebnisse. Aus Effizienzgründen werden alle Bauteile, die dies zulassen, mit linearen Hexaederelementen vernetzt. Zuvor wurde in Kapitel 3.2.1 bereits herausgearbeitet, dass bei einer Vernetzung mit Hexaederelementen die Anzahl benötigter Elemente wesentlich geringer gegenüber einer Vernetzung mit Tetraederelementen ist, ohne dass dies die Qualität der Ergebnisse negativ beeinflusst.

Ein maßgebender Vorteil von Tetraederelementen ist jedoch, dass diese von ihrer Form her wesentlich flexibler sind und so auch komplexe Geometrien vernetzen können. In den Voruntersuchungen hat sich gezeigt, dass die Wahl der Elementansatzfunktion keine nennenswerten Auswirkungen auf die Qualität der Ergebnisse zu haben scheint, weshalb im Bedarfsfall eine Vernetzung mit Tetraederelementen durchaus sinnvoll sein kann.

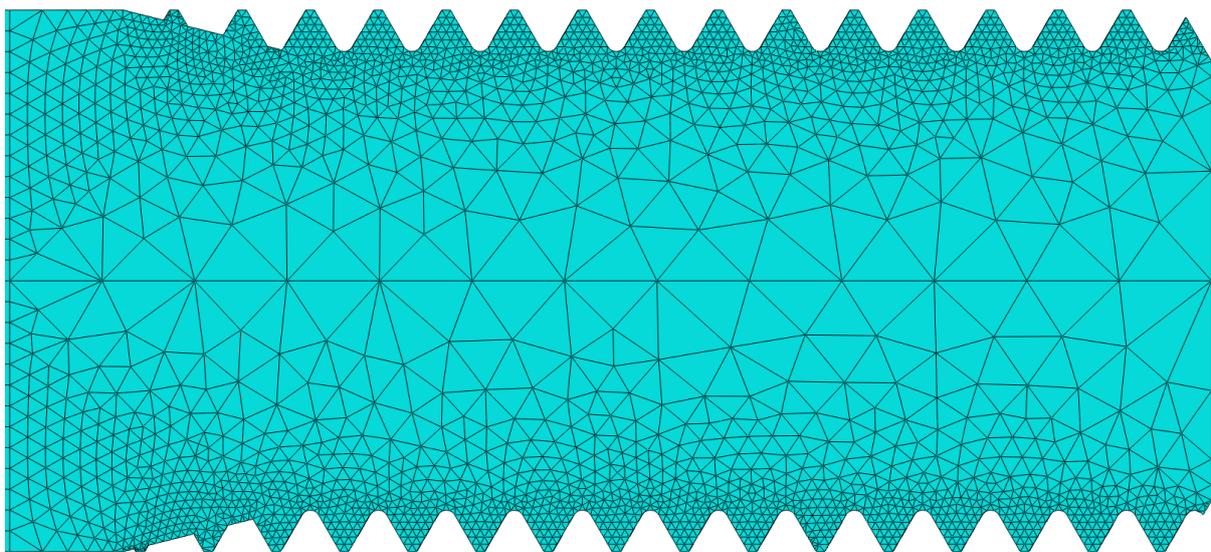
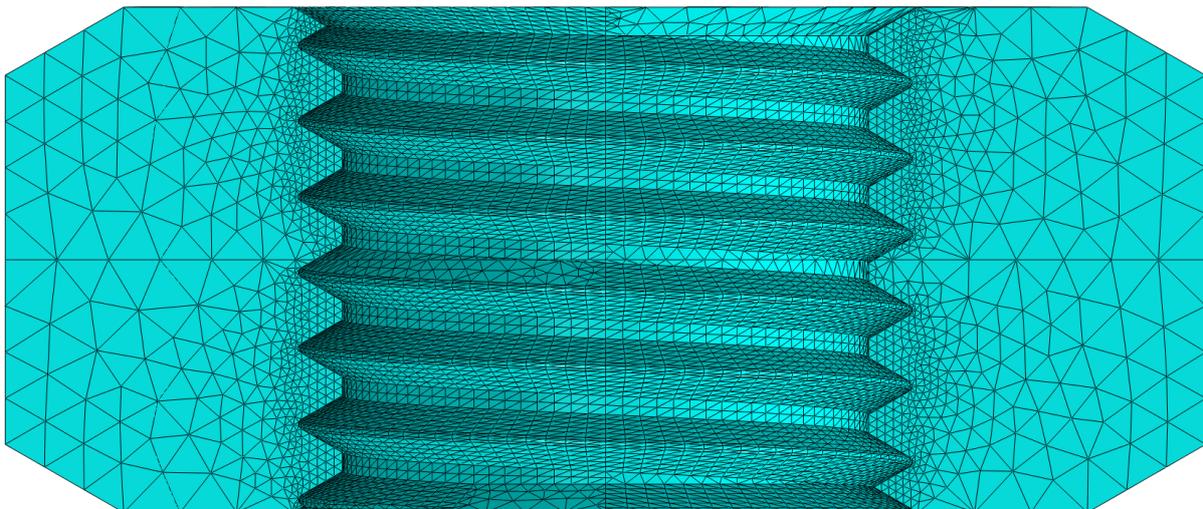


Abbildung 3-11: Querschnitt des vernetzten Außengewindes

Die Vernetzung der Gewinde ist aufgrund der komplexen Geometrie, insbesondere im Bereich des Gewindeein- und auslaufs, nur mit Tetraeder Elementen möglich. Um dennoch die daraus resultierende Anzahl Elemente so wirtschaftlich wie möglich zu gestalten, kann das Bauteil mit einem speziellen Verfahren *geseeded* werden. Die *Seeds* geben an, an welcher Stelle im Bauteil sich Elementknoten befinden müssen. Dadurch kann der Benutzer genau festlegen, an welchen Stellen des Modells ein feineres Mesh erstellt wird. Darüber hinaus können die *Seeds* entlang einer Kante mit einem *Bias* versehen werden. Dieser ermöglicht es, dass der Abstand zwischen einzelnen *Seeds*, also späteren Netzknoten, nach einer linearen Funktion gesteuert wird. In Abbildung 3-11 ist zu erkennen, dass die Knotenabstände im Bereich des Gewindes wesentlich geringer sind gegenüber dem restlichen Querschnitt. Hierdurch wird die Elementanzahl in genau dem Bereich deutlich verdichtet, welcher für die Auswertung am interessantesten ist.

Um eine derartige Vernetzung zu gewährleisten sowie die Auswertung zu vereinfachen, wird der Querschnitt in den Raumachsen geschnitten. Dies ermöglicht zum einen eine sinnvolle Steuerung des *Seed-bias*, aber auch eine bessere Zusammensetzung der einzelnen Bauteile im Assembly.



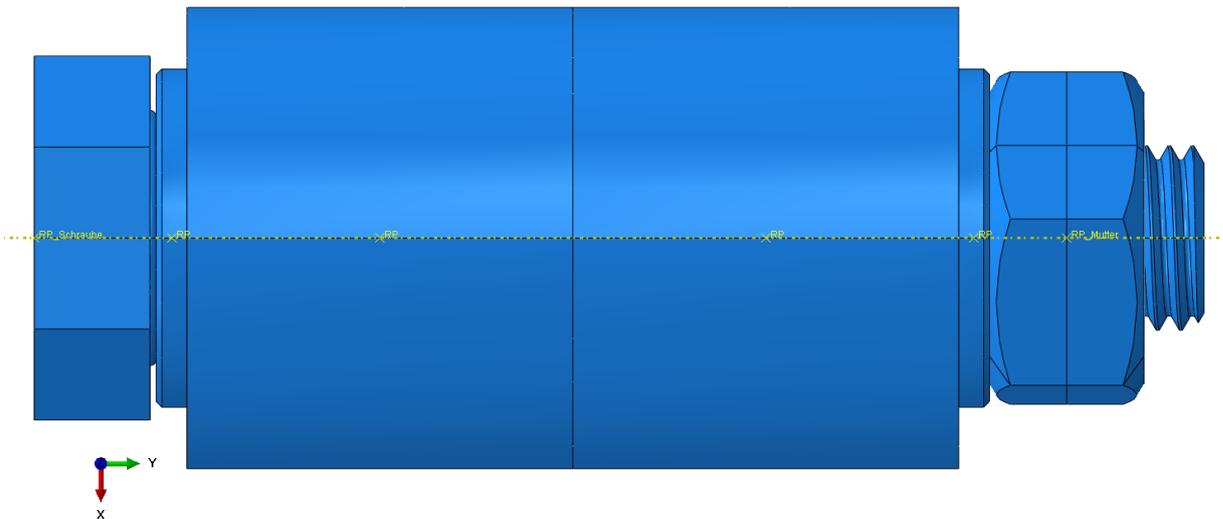
**Abbildung 3-12: Querschnitt des vernetzten Innengewindes**

Auch das Netz der Mutter wird aus Tetraederelementen erstellt. Da bei ihr nicht die Möglichkeit besteht, das Bauteil mithilfe von Partitionen so zu teilen, dass eine Vernetzung mit Hexaederelementen in bestimmten Bereichen des Modells möglich wäre, wird der gesamte Querschnitt mit Tetraederelementen vernetzt. In Abbildung 3-12 ist das Netz der Mutter im Querschnitt dargestellt. Besonders auffällig sind in diesem Querschnitt die unregelmäßige Vernetzung an den Flanken der Gewindeansatzstellen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass auch trotz der Verwendung von Tetraederelementen, die Gewinde nur sehr mühsam zu vernetzen sind. Da häufig mehrere Kanten in einem Punkt zusammenlaufen, ist bei der Vernetzung über die Höhe der aufgespannten Fläche nur ein Element möglich, welches mit der Fläche wächst.

### 3.5 Kontaktbedingungen

In den Vorüberlegungen vor der Durchführung der Simulationen wurden einige Parameter identifiziert, welche einen maßgebenden Einfluss auf die Entwicklung der Vorspannkraft haben können. Einer dieser Parameter sind die Gewindereibungszahlen. Zuvor wurde bereits angegeben, dass für eine Einordnung in die Kategorie K1 Gewindereibungszahlen in einem Bereich von 0,1 bis 0,16 vorliegen müssen. Es wurde die Hypothese formuliert, dass höhere Gewindereibungszahlen zu geringeren Vorspannkraften führen, da das zur Vorspannung aufgebrauchte Drehmoment zu größeren Teilen durch Gewindereibung verloren geht. Daraus resultierend würde nur ein geringer Anteil des Drehmoments in Vorspannkraft umgesetzt werden. Nach DIN EN 14399-1 kann zur Berechnung einer K1 Garnitur ein mittlerer  $k$ -Faktor von 0,13 verwendet werden. Um die Hypothese der geringeren Vorspannkraft zu untersuchen, sollen darüber hinaus zudem mehrere Modelle untersucht werden, welche identisch modelliert werden und sich nur hinsichtlich der Reibungsparameter unterscheiden. Auf diese Weise kann abhängig von den Ergebnissen der Einfluss der Reibungsparameter näher ermittelt werden.

Neben den Gewindekontakten treten in den Modellen zahlreiche weitere Kontakte auf. Hierzu zählen von untergeordneter Wichtigkeit die Kontakte zwischen den Bauteilen, welche gegen Verdrehung gehalten sind. Da in diesen Fällen nur Druckkräfte übertragen werden, ist eine aufwendige Kontaktdefinition nicht notwendig. Der Kontakt zwischen dem drehenden Bauteil, welches in den meisten Fällen die Mutter ist, und der Scheibe, welche den Kontakt zu den Klemmkörpern darstellt, ist hingegen von höherem Interesse. Angelehnt an Untersuchungen aus [2] wird bei diesem Kontakt die gleiche Kontaktdefinition wie zuvor schon im Gewinde angenommen. Im expliziten Modul von Abaqus ist eine Kontaktdefinition über *general contacts* möglich. Bei dieser Art von Kontaktdefinition ermittelt das Programm automatisch Regionen, in denen ein Kontakt von mehreren Bauteilen oder aber auch Oberflächen desselben Bauteils auftreten können. Diese Kontaktdefinition eignet sich sehr gut für das vorliegende Modell, da durch das Drehen der Mutter immer wieder neue Oberflächen der Gewinde in Kontakt miteinander treten. Dies über eine herkömmliche Kontaktdefinition mit Oberflächenpaaren zu realisieren ist ungeeignet, da hierfür eine deutlich größere Oberfläche des Schraubengewindes zu überprüfen ist.



**Abbildung 3-13: ABAQUS Modell M24x135mm Garnitur**

In der Vorbereitung der Modelle ist zudem auf eine genaue Positionierung der Gewindebauteile zu Beginn der Simulation zu achten. Dadurch dass beide Bauteile mit nominellen Abmessungen modelliert werden, ist darauf zu achten, dass keine Durchdringung der Gewindeoberflächen aus inkorrektcr Platzierung der Bauteile auftritt. Im vorliegenden Modell wird hierfür zunächst die exakte Position der Mutter in Abhängigkeit zur Schraube ermittelt. Hierfür ist die Kenntnis beider Bauteile sowie deren exakte Klemmlängen erforderlich. Anschließend wird die Mittelebene der Mutter über eine Positionsrandbedingung auf der in Abbildung 3-13 dargestellten y-Achse korrekt positioniert. Nun muss noch die radiale Ausrichtung der Mutter so bestimmt werden, dass im unbelasteten Zustand keine Interferenz der Gewinde vorliegt. Dies kann über eine weitere Positionsrandbedingung erfolgen. So wird über eine Koinzidenz-Randbedingung ein bekannter Punkt auf der Gewindespitze der Mutter an einen ebenfalls bekannten Punkt im Ansatz der Kerbausrundung der Schraube gekoppelt. Zusammen mit der zuvor definierten Randbedingung positioniert dies die Mutter im schlupffreien Kontakt mit dem Schraubengewinde. Im weiteren Verlauf der Simulation werden diese Positionsrandbedingungen automatisch vom Programm gelockert, so dass eine rotatorische und translative Bewegung der Mutter möglich wird.

Das so vollständig erstellte Modell kann im Folgenden zur Simulation der beiden Vorspannverfahren unter Beachtung aller definierten Parameter verwendet werden.

## **4 Numerische Untersuchungen verschiedener Vorspannverfahren**

### **4.1 Einführung**

Im kommenden Kapitel wird auf die Durchführung der verschiedenen Simulationen zur Vorspannung der gewählten Schraubengarnitur eingegangen, sowie eine Auswertung der Ergebnisse durchgeführt. Hierzu werden die je nach Verfahren benötigten Randbedingungen angegeben, unter welchen das Vorspannverfahren durchgeführt wird.

Für beide Vorspannverfahren ist hierbei das allgemeine Vorgehen identisch. Im ersten Schritt soll am erstellten Modell eine erste Drehsimulation unter den angegebenen Randbedingungen durchgeführt werden. Ziel der ersten Berechnung ist dabei lediglich eine numerische Konvergenz der Modelle, da dies zu Beginn die größte Schwierigkeit darstellt.

Sobald eine Berechnung am konvergierten Modell erfolgreich ist, werden die Ergebnisse zunächst auf ihre Plausibilität geprüft. Hierzu zählen zum einen die gesamte Verformungen des Modells, insbesondere aber auch die Spannungen des Gewindes. Auch die Auswertung der erreichten Vorspannkraft kann eine Aussage darüber geben, ob das berechnete Modell einen realistischen Vorspannvorgang abbildet. Die Extremwerte des Spannungsplots werden gemäß den Voruntersuchungen sowie weiterer Literatur [2] und [5] im ersten tragenden Gewindengang der Mutter erwartet. Dazu sind auch Spannungsspitzen im dazugehörigen Gewindengang der Schraube zu erwarten. Diese Annahmen sind unabhängig von den zu untersuchenden Parametern und können daher bei allen Modellen zur Validierung herangezogen werden.

Sobald das berechnete Modell anhand der hier angegebenen Kriterien validiert wurde, kann der Einfluss der zuvor in Tabelle 3-1 definierten Parameter untersucht werden. Hierzu werden in den validierten Modellen jeweils nur die zu untersuchenden Parameter variiert, damit eine Vergleichbarkeit der Modelle untereinander bestehen bleibt.

Als erstes Vorspannverfahren wird das modifizierte Drehmomentverfahren nach DIN EN 1993-1-8/NA berechnet, welches das für die deutsche Baupraxis derzeit noch maßgebende Vorspannverfahren darstellt.

### **4.2 Numerische Untersuchungen zum modifizierten Drehmomentverfahren**

#### **4.2.1 Erste Modellberechnung**

Zunächst soll das Vorspannverhalten einer M24x135 HV Garnitur unter der Anwendung des modifizierten Vorspannverfahrens untersucht werden. Auf die Vorbereitung der Modelle wurde bereits in den vorangegangenen Kapiteln der vorliegenden Arbeit eingegangen, ebenso wie auf deren Anwendungsgrenzen nach DIN-Norm.

Schon in Kapitel 2.1.3.2 wurde das Vorgehen zur Anwendung des modifizierten Drehmomentverfahrens erläutert. An dieser Stelle wurde erwähnt, dass das Verfahren in der Praxis aus

mindestens zwei drehmomentgesteuerten Anziehschritten besteht. Da diese Randbedingung nur für den Einsatz in Verbindungen mit mehreren vorgespannten Schrauben gültig ist, reicht im Rahmen der vorliegenden Simulationen ein einziger Anziehschritt. Hierzu werden die Schlüssel­flächen der Mutter in einem Bezugspunkt, dem sogenannten „*Reference-Point*“, gekoppelt. Gleiches wird für die Schlüssel­flächen des Schraubenkopfs vorgenommen. An diesen Reference-Points lassen sich für die weitere Simulation alle Lagerungsbedingungen und Lastfälle aufbringen.

Für die gewählte M24x135 Garnitur beträgt das aufzubringende Vorspannmoment nach DIN EN 1993-1-8/NA  $M_A = 800 \text{ Nm}$ . Die zu erreichende Zielvorspannkraft liegt in diesem Fall bei  $F_{p,c}^* = 220 \text{ kN}$ . Gemäß der in Kapitel 3.3 genannten Einheitenkonvention ist das Vorspannmoment in der Einheit  $N \cdot \text{mm}$  einzugeben. Während der gesamten Simulation sind alle Bauteile mit Ausnahme der Mutter gegen Verdrehen gesichert. Das Vorspannmoment wird über den Reference-Point auf die Schlüssel­flächen der Mutter aufgebracht.

Die in Kapitel 3.2.2 genannten Methoden zur Verbesserung der Effizienz nichtlinearer Berechnungen finden hier Anwendung. Ein wichtiger Aspekt ist an dieser Stelle die berechnete Zeitperiode. Zur Simulation des modifizierten Drehmomentverfahrens wird das Drehmoment innerhalb einer halben Sekunde angewendet. Durch die Komplexität des vorliegenden Modells, insbesondere der Vernetzung, liegt das stabile Zeitinkrement bei  $1 \cdot 10^{-7}$ . Durch mass-scaling kann erzielt werden, dass das stabile Zeitinkrement auf einen Wert von  $1 \cdot 10^{-5}$  erhöht wird.

Gemäß der in Tabelle 3-1 angegebenen Versuchsmatrix wird zunächst ein Gewindereibungswert von 0,13 verwendet. Da die Richtwerte nach DIN EN 1993-1-8/NA nur für Verfahren gelten, bei denen die Vorspannung durch Drehen der Mutter erreicht wird, wird zunächst nur dieser Ansatz berechnet.

Bevor die eigentliche Auswertung der Simulationsergebnisse erfolgen kann, muss nachgewiesen werden, dass die Berechnung quasi-statisch erfolgt ist. Hierzu werden im Modell die Anteile der inneren und kinetischen Energie miteinander verglichen. Im Fall einer quasi-statischen Simulation sind dynamische Effekte vernachlässigbar gering. Dies kennzeichnet sich dadurch, dass die im Modell auftretende kinetische Energie nicht mehr als 5% der inneren Energie betragen darf. Zur Auswertung müssen hierfür beide Energieanteile im gesamten Modell als Lösungsgröße definiert werden. Ein Vergleich beider Energieanteile ist in Abbildung 4-1 dargestellt.

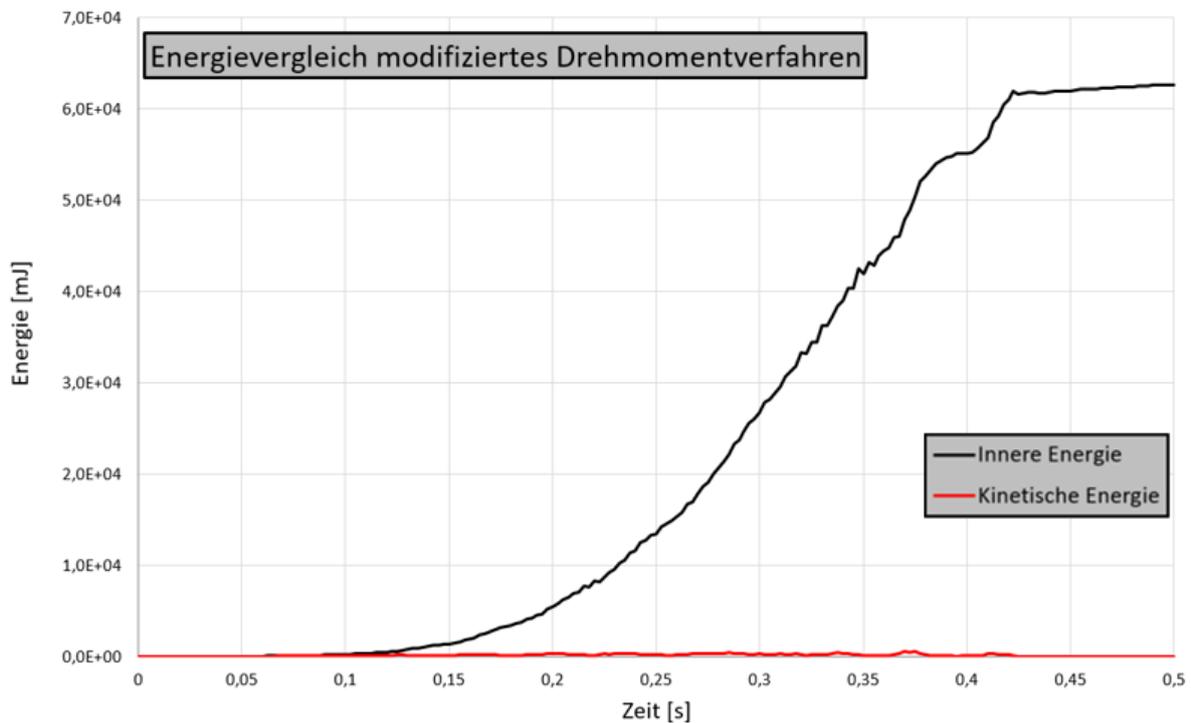


Abbildung 4-1: Energievergleich des modifizierten Drehmomentverfahrens

Da in diesem Diagramm die kinetische Energie nur einen kaum identifizierbaren Bruchteil der inneren Energie beträgt, kann von einem quasi-statischen Ergebnis der Simulation ausgegangen werden. Der unstete Verlauf des Energiediagramms kann durch die Komplexität des Modells erklärt werden. Dadurch, dass die Gewinde nominell aufeinander liegen, führt das Mesh automatisch zu Oberflächenintersektionen. Diese werden in Abaqus/Explicit automatisch aufgelöst, indem die durchdringenden Knoten auf die Elementoberfläche verschoben werden. Hierdurch kommt es im Modell, gerade bei einer Verformung der Gewinde, häufig zu hohen Beschleunigungen einzelner Knoten, welche wiederum Unregelmäßigkeiten im Energieverlauf zur Folge haben können.

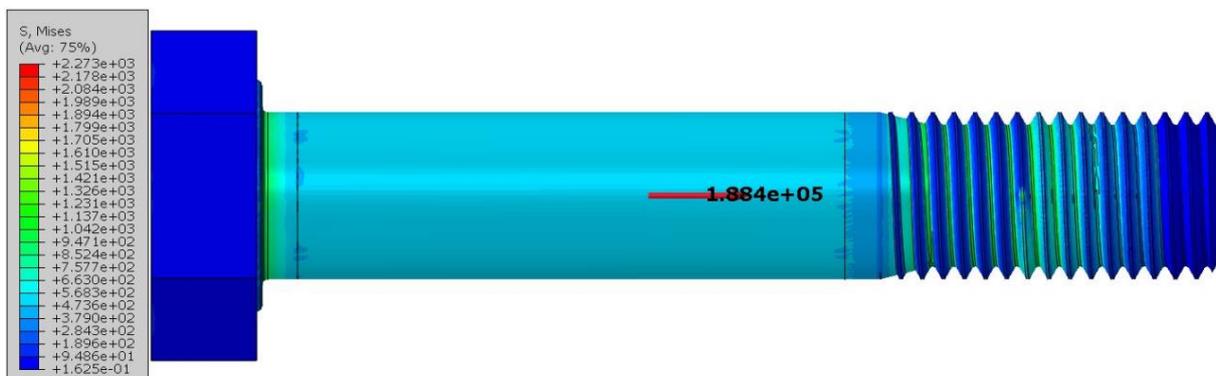


Abbildung 4-2: Auswertung der Vorspannkraft in [N] des modifizierten Drehmomentverfahrens

Im nächsten Schritt muss das berechnete Modell anhand mehrerer Kriterien validiert werden. Hierfür ist zunächst die erste Prüfung der Vorspannkraft nach vollständigem Vorspannen von Interesse. Nach DIN EN 1993-1-8/NA [3] ergibt sich die Regelvorspannkraft einer M24 HV Garnitur zu  $F_{p,c}^* = 220 \text{ kN}$ . Die Auswertung der Vorspannkraft erfolgt über die Aufsummierung aller Knotenkräfte im Querschnitt des gewindefreien Teils des Schafts. Die Stelle der Auswertung wird hierbei mittig im Schaft gewählt. Theoretisch sollte die Vorspannkraft im gesamten Schaftquerschnitt gleich groß sein. Da allerdings an den Übergängen zum Gewinde bzw. zum Schraubenkopf die Vernetzung zwischen Tetraeder- und Hexaederelementen wechselt, sind an diesen Stellen Spannungsdiskontinuitäten nicht auszuschließen.

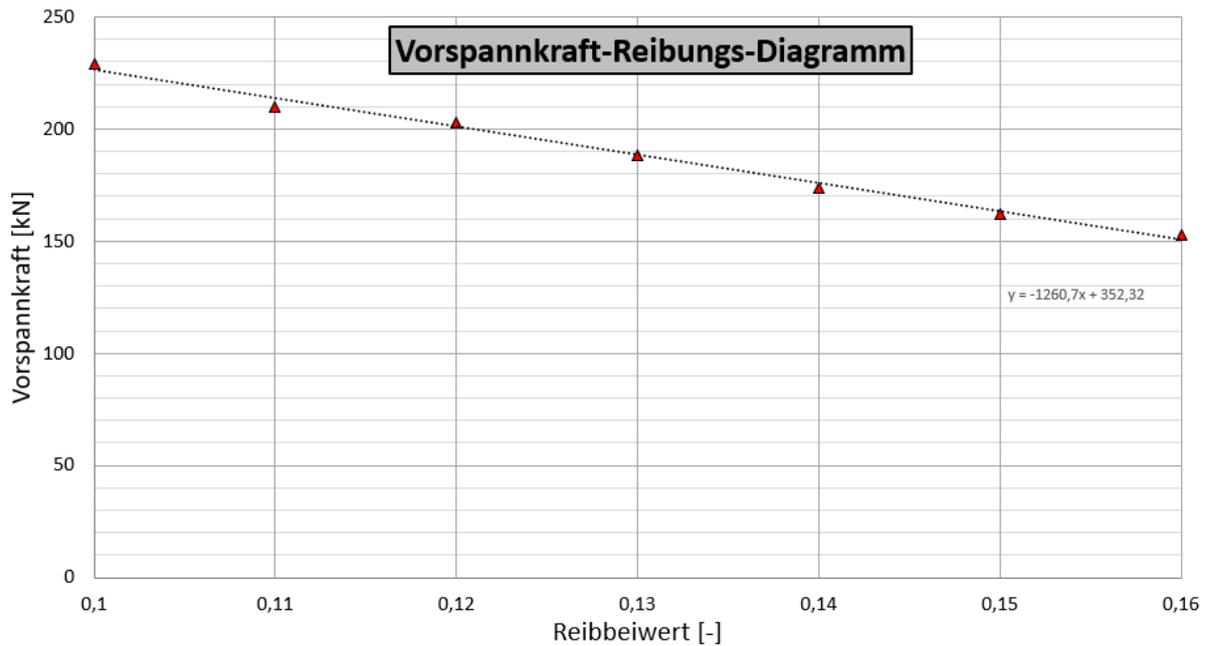
In Abbildung 4-2 ist ein erster Spannungsplot der Schraube angegeben. In diesem wird die Vorspannkraft, angegeben in Newton, ausgewertet. Im ersten Modell mit einer Gewindereibung von  $\mu = 0,13$  beträgt die nach dem Vorspannvorgang erreichte Vorspannkraft  $F_V = 188 \text{ kN}$ . Der zu erreichende Normwert wird daher um ca. 15% unterschritten. Eine derartige Unterschreitung des Mindestwertes ist zur Bemessung nicht zulässig.

Eine Betrachtung der plastischen Dehnungen (siehe Anhang D.2) hingegen liefert ein realistisches Bild. Die Extremwerte der plastischen Dehnungen werden im ersten tragenden Gewindegang der Schraube erzielt. In Kapitel 2.1.2 wurde bereits zum Vorspannprinzip der HV Garnituren erläutert, dass im Gegensatz zu Garnituren des Typs HR die Duktilität durch plastische Verformungen der gepaarten Gewinde entsteht. Darüber hinaus zeigt sich ein deutlicher Abfall der plastischen Dehnungen im restlichen Gewindebereich. Diese Bereiche würden erst unter starken plastischen Verformungen Kontaktkräfte der ersten Gewindegänge übernehmen.

#### 4.2.2 Berechnung unterschiedlicher Reibungsparameter

Aufgrund dieser Beobachtungen wird das aktuelle Modell zur weiteren Berechnung verwendet. Als nächstes gilt es zu untersuchen, ob eine geringere Gewindereibung zu einer erhöhten Vorspannkraft gemäß der zuvor formulierten Hypothese führt. Hierfür werden die Gewindereibungszahlen der K1-Klasse untersucht. Zunächst wird die untere Grenze mit einem Reibbeiwert von  $\mu = 0,1$  angesetzt. Der restliche Modellaufbau sowie alle Randbedingungen werden dabei aus Gründen der Vergleichbarkeit nicht variiert. Die an diesem Modell ausgewertete Vorspannkraft beträgt  $F_V = 229 \text{ kN}$ . Dieser Wert liegt ca. 4% über dem erwarteten Zielwert. Die Auswertung von zwei Simulationen, welche sich nur hinsichtlich des Gewindereibungsparameters unterscheiden, lassen demnach eine Korrelation zwischen der verwendeten Gewindereibung und der erzielten Vorspannkraft vermuten. Um diese These weiter zu festigen wird zudem noch ein Gewindereibungswert von  $\mu = 0,16$  untersucht. Auch hier zeigt sich wieder eine deutliche Abhängigkeit zwischen Reibbeiwert und erzielter Schraubenkraft. In diesem Fall beträgt die Vorspannkraft lediglich  $F_V = 153 \text{ kN}$ .

Abweichend von der ursprünglichen Simulationsmatrix werden an dieser Stelle noch weitere Modelle mit unterschiedlichen Reibungszahlen analysiert, um herauszufinden, ob ein linearer Zusammenhang zwischen den Reibungszahlen und der erreichten Vorspannkraft besteht. Hierzu werden die Vorspannkraften bei Anwendung von Gewindereibungszahlen zwischen  $\mu = 0,10$  und  $\mu = 0,16$  mit einer Schrittweite von  $0,01$  ausgewertet. Die Auswertung erfolgt hierbei, wie auch schon bei den vorangegangenen Simulationen, mittig im gewindefreien Teil des Schafts über die gesamte Querschnittsfläche. Ein Diagramm mit dem so ermittelten Vorspannkraft-Reibungs-Verhältnis ist in Abbildung 4-3 abgebildet.



**Abbildung 4-3: Linearer Zusammenhang zwischen Gewindereibung und Vorspannkraft**

Im Diagramm ist eine deutliche lineare Korrelation zwischen Gewindereibung und erreichter Vorspannkraft zu erkennen. Im Bereich zwischen  $\mu = 0,10$  und  $\mu = 0,16$  lässt sich die Vorspannkraft näherungsweise über die Formel

$$F_V = -1260,7 \cdot \mu + 352,3 \quad (4.1)$$

berechnen.

Dennoch verbleibt das Problem, dass die Zielvorspannkraft  $F_{p,c}^*$  nur für Gewindereibungswerte  $\leq 0,1$  erreicht werden. An dieser Stelle kann untersucht werden, wie groß das aufgebrauchte Vorspannmoment sein muss, um im Modell bei der Verwendung der größten zulässigen Gewindereibung von  $\mu = 0,16$  eine Vorspannkraft von mindestens  $F_{p,c}^* = 220 \text{ kN}$  sicher zu erreichen.

In DIN EN 1993-1-8/NA NA.A.3 wird folgende Angabe zur Vorspannung unter Verwendung des modifizierten Drehmomentverfahrens gemacht:

„Bei kleinerer planmäßiger Vorspannkraft als der Regelvorspannkraft  $F_{p,C}^*$  ist das Anziehmoment proportional zu reduzieren“

Es wird also impliziert, dass ein linearer Zusammenhang zwischen dem angesetzten Vorspannmoment und der resultierenden Vorspannkraft besteht. An dieser Stelle ist zwar nur eine Verringerung des Vorspannmoments betrachtet, es kann jedoch auch untersucht werden, ob der proportionale Zusammenhang auch für eine erhöhte Vorspannkraft gilt. In den vorangegangenen Auswertungen mit einem Anziehmoment von  $M_A = 800 \text{ Nm}$  und einer Gewindereibung von  $\mu = 0,16$  liegt die Vorspannkraft bei  $F_V = 153 \text{ kN}$ . Unter Annahme eines proportionalen Verhältnisses wäre demnach zum Erreichen der Regelvorspannkraft ein Anziehmoment von  $M_A = 800 \cdot \frac{220}{153} = 1150 \text{ Nm}$  notwendig. Diese Annahme wird im Folgenden am bereits erstellen FE-Modell untersucht. Darüber hinaus wird bei gleichem Anziehmoment auch ein Modell mit einer Gewindereibung von 0,13 berechnet.

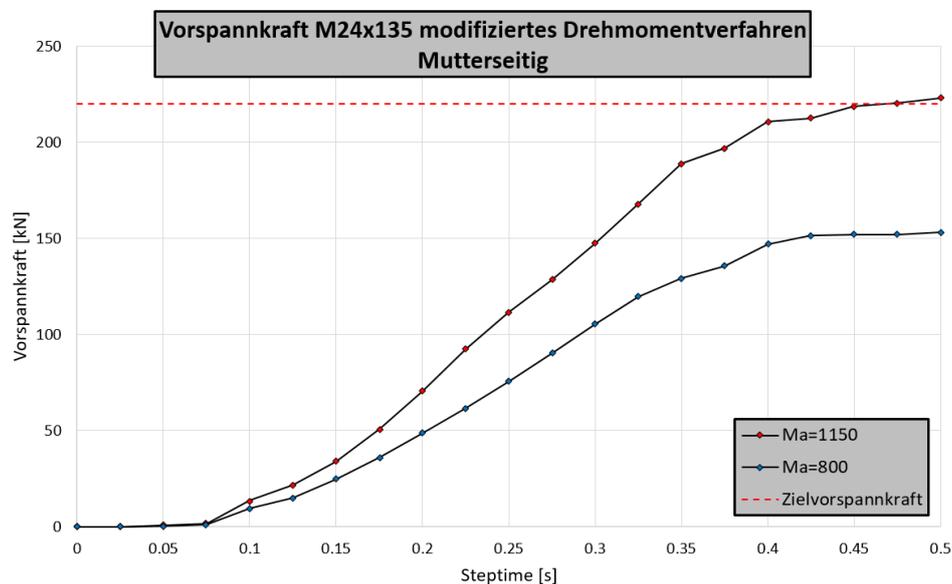
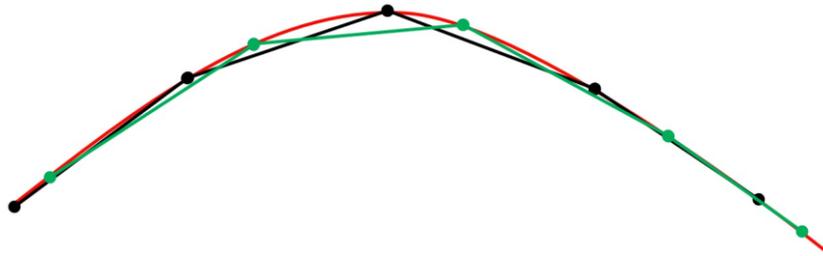


Abbildung 4-4: Numerische Berechnung unterschiedlicher Anziehmomente

Die Auswertung der Vorspannung am Modell mit einem Gewindereibungswert von  $\mu = 0,16$  ergibt eine Vorspannkraft von  $F_V = 222,9 \text{ kN}$ . Die Regelvorspannkraft wird daher in den Simulationen bei der Verwendung eines Vorspannmoments von  $M_A = 1150 \text{ Nm}$  zielgenau erreicht. Ein Vergleich der beiden Anziehmomente ist in Abbildung 4-4 dargestellt.

Der Vergleich der verschiedenen Anziehmomente zeigt deutlich, dass die Vorspannkraften in den Simulationen bei der Verwendung der vorgegebenen Anziehmomente stark von den Zielvorspannkraften abweichen. An dieser Stelle besteht die Vermutung, dass die Vorspannung in der Simulation tatsächlich nicht vollständig realistisch eingebracht werden kann, was zum Teil in den Grenzen der Anwendung der Finite-Elemente-Methode begründet liegen dürfte.

Ein maßgebliches Problem hierbei ist, dass die Vernetzung, vor allem im Fall der Gewinde, nur bis zu einem gewissen Grad verfeinert werden kann, um bei den Berechnungen nach wie vor wirtschaftliche Ergebnisse zu erzielen. Bei der Modellierung von nominellen Gewinden liegen die einzelnen Teile des Innen- und Außengewindes jedoch vollflächig aneinander. Bei einer Approximation der Nominalgeometrie, welche durch die Vernetzung entsteht, führt dies unweigerlich zu Intersektionen einzelner Elemente des Innen- und Außengewindes. Durch eine Verfeinerung des verwendeten Netzes lassen sich diese Intersektionen nur verkleinern, nicht jedoch eliminieren.



**Abbildung 4-5: Elementdurchdringung bei Approximation der Nominalgeometrie (rot) durch FE-Netz (grün, schwarz)**

In der numerischen Berechnung einer solchen Verbindung führen Elementintersektionen immer wieder zu Warnungen des Lösungsprozessors. Um diese zu beheben werden einzelne Knoten und Kanten abweichend von der Nenngeometrie verschoben und mit einer zusätzlichen Steifigkeit versehen. Dies führt zu Normalkräften, welche senkrecht auf die Kontaktflächen der Gewinde wirken und somit die Gewindereibung beeinflussen.

Darüber hinaus wurde das plastische Materialverhalten der Gewindebauteile aus den mechanischen Eigenschaften der geltenden Normen abgeleitet. Im realen Bauteil ist es jedoch durchaus möglich, dass, bedingt durch den Herstellprozess, das Materialmodell des Gewindes wesentlich inhomogener ist, als es in der FE-Berechnung angenommen wird. Da die Richtwerte zu Anziehungsmomenten auf Grundlage realer Bauteilversuche ermittelt wurden, ist in diesem Fall ein abweichendes Materialmodell verständlicherweise berücksichtigt. Im Rahmen der numerischen Untersuchungen kann jedoch nur ein einheitliches Materialmodell für beide Gewindebauteile angesetzt werden, weshalb Abweichungen gegenüber den Normwerten keine Außergewöhnlichkeit darstellen.

Aus diesen Überlegungen lässt sich ein möglicher Grund für die teils starken Abweichungen zwischen den Regelvorspannkräften nach DIN EN 1993-1-8/NA und den in den Simulationen berechneten Vorspannkräften erkennen.

Für die weiteren Untersuchungen des modifizierten Drehmomentverfahrens bieten sich daher zwei Ansätze an: Einerseits kann die vermutete zusätzliche Reibung durch eine Reduktion der generellen Reibungsparameter der Verbindung kompensiert werden. Dies wurde bereits durch die Berechnung des ersten erstellten Modells mit einem Reibungsbeiwert von 0,1

durchgeführt. In diesen Simulationen lag die erzielte Vorspannkraft bei 229 kN, wodurch die Regelvorspannkraft erreicht werden würde.

Eine Verwendung dieses Ansatzes wird jedoch kritisch beurteilt, da, wie zuvor schon beschrieben durch die Verwendung der allgemeinen Kontaktbedingung (*general contact*) nur eine Reibungsbedingung im gesamten Modell verwendet werden kann. Wird nun, wie im Ansatz ermittelt, die zusätzliche Reibung der Gewinde durch eine Reduktion der Reibungsparameter kompensiert, beeinflusst dies darüber hinaus auch die Unterkopfreibung zwischen Mutter und Scheibe. Hierdurch besteht die Gefahr, dass eine realistische Beurteilung der tatsächlichen Spannungsverhältnisse im Gewinde verfälscht wird.

Stattdessen wird die zusätzliche Reibung durch die Erhöhung des verwendeten Anziehungsmoments berücksichtigt. Zuvor wurde bereits eine lineare Abhängigkeit zwischen Anziehungsmoment und Vorspannkraft nachgewiesen. Es kann also davon ausgegangen werden, dass eine Steigerung des Anziehungsmoments die realen Spannungszustände der Gewinde nicht nachträglich beeinflusst.

Zur weiteren Auswertung der Gewindespannungen wird also das zuvor erstellte Modell mit einem Anziehungsmoment von  $M_A = 1150 \text{ Nm}$  und einer Gewindereibung von  $\mu = 0,13$  berechnet. Hierdurch können die Ergebnisse des modifizierten Drehmomentverfahrens mit späteren Simulationen verglichen werden. Die Auswertung der Vorspannkraft in dem so berechneten Modell ergibt ein Niveau von  $F_V = 267,9 \text{ kN}$ . Wie zu erwarten liegt die erzielte Vorspannkraft somit deutlich über dem erforderlichen Regelvorspannkraftniveau  $F_{p,C}^*$ . Das Modell ist demnach zur weiteren Auswertung unterschiedlicher Parameter geeignet.

An dieser Stelle sei erneut deutlich darauf hingewiesen, dass in der Praxis die in den maßgebenden Normen angegebenen Anziehungsmomente zum Erreichen der Regelvorspannkraft  $F_{p,C}^*$  verwendet werden sollen. Die im Folgenden verwendeten höheren Anziehungsmomente dienen lediglich dazu, eine realitätsnahe Abbildung der Vorspannkraft zu erzeugen und resultieren aus den zuvor genannten Ungenauigkeiten der Finite-Elemente-Methode. Sie dürfen beim tatsächlichen Anziehen verständlicherweise nicht berücksichtigt werden.

Im nächsten Schritt soll untersucht werden, welchen Einfluss unterschiedliche Randbedingungen auf die Spannungs-Dehnungs-Entwicklung der Gewindebauteile haben. Hierfür soll zunächst ein Vergleich zwischen mutterseitigem und schraubenkopfseitigem Anziehen der Verbindung analysiert werden.

### 4.2.3 Schraubenkopfseitiges Anziehen

Neben der Untersuchung unterschiedlicher Anziehverfahren und Klemmlängen wurde zuvor auch die Art des Anziehvorgangs als möglicher Einflussparameter identifiziert. In allen gängigen Normen wird nur die Vorspannung durch Drehen der Mutter thematisiert ([3][4][26]), ein Vorspannen durch Drehung des Schraubenkopfes hingegen ist nur nach vorheriger Verfahrensprüfung zulässig.

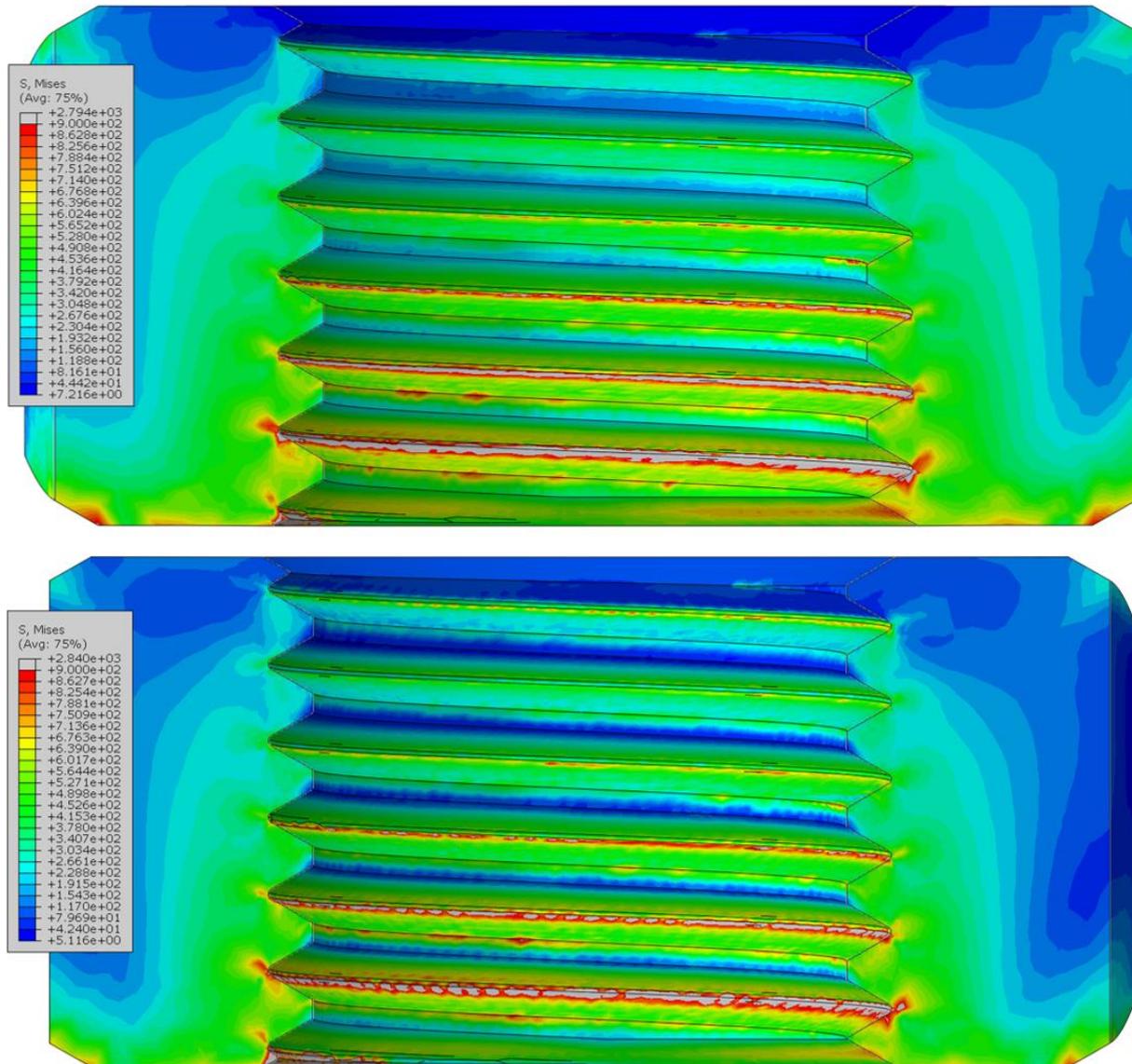
Um den Einfluss von Lagerungen und Anziehmethode zu untersuchen, sollen im Folgenden weitere Modelle des modifizierten Drehmomentverfahrens mit Drehung des Schraubenkopfes untersucht werden. Eine Variation der Nennlänge ist an dieser Stelle nicht notwendig, da dieser Einfluss am späteren Modell zum kombinierten Vorspannverfahren geprüft wird. Stattdessen wird auf ein in der Praxis nicht unübliches Problem eingegangen, bei welchem die Mutter bei kopfseitigem Anziehen nicht vollflächig gekontert werden kann. Berechnet werden daher zwei Modelle mit schraubenkopfseitigem Anzug bei denen die Mutter vollflächig bzw. halbflächig gelagert ist. Die Ergebnisse anschließend mit den Ergebnissen des mutterseitigen Anzugs verglichen.

Die Nennlänge der modellierten Verbindung liegt, wie zuvor auch, bei 135mm. Die Gewindeversion wird mit  $\mu = 0,13$  modelliert, allerdings wird erneut ein Anziehmoment von  $M_A = 1150 \text{ Nm}$  statt den laut Norm geforderten  $800 \text{ Nm}$  verwendet. Hierdurch soll die Vergleichbarkeit zu den zuvor berechneten Modellen gewährleistet werden.

Zunächst wird das Modell mit vollflächiger Lagerung der Mutter untersucht. Hierfür wird das zuvor erstellte Modell zur Auswertung des modifizierten Drehmomentverfahrens dahingehend geändert, dass die Randbedingungen der Mutter und des Schraubenkopfes miteinander getauscht werden. An dieser Stelle ist auf das Anpassen der Vorzeichen der Belastung zu achten, da beim Anzug des Schraubenkopfes die Drehung gegenläufig zur vorigen Drehung der Mutter erfolgt. Alle anderen Modellbedingungen, wie die verwendeten Materialparameter, Berechnungseinstellungen und Reibungsbedingungen, sind bei beiden Modellen identisch. Auf diese Weise soll sichergestellt werden, dass lediglich die unterschiedliche Lagerung das berechnete Ergebnis beeinflusst.

Die Berechnung des vollflächig gelagerten Modells ergibt eine Vorspannkraft von  $F_V = 279,3 \text{ kN}$ , welche deutlich über dem Regelvorspannkraftniveau von  $220 \text{ kN}$  liegt. Die Abweichung zur Vorspannkraft des Modells mit mutterseitigem Anzug beträgt ca.  $13 \text{ kN}$  oder  $4,9\%$  und ist somit gering genug, dass die Modelle als ausreichend vergleichbar angesehen werden können.

Die Vorspannkraft wird im Allgemeinen durch den Gewindegang zwischen Schraube und Mutter erreicht. Das Schraubengewinde besitzt hierbei einen Überstand, welcher nach DIN EN 1090-2 mindestens einen Gewindegang betragen muss. Darüber hinaus befindet sich der Gewindeeinlauf des Schraubengewindes auch in einem Abstand von mehreren Gewindegängen zu den Kontaktflächen der Mutter. Dies deutet auf einen kritischeren Spannungszustand der Mutter hin, da hier die Gewinde schon in den beidseitigen Einläufen voll belastet werden. Gestützt wird diese Annahme durch bekannte Versagensfälle, so auch in [5], in denen ein Versagen des Muttergewindes beobachtet werden konnte. Aus diesem Grund wird zunächst eine Auswertung des Mutterquerschnittes durchgeführt.



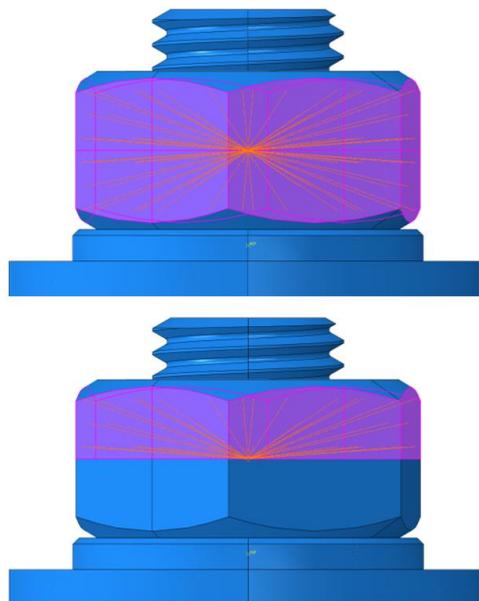
**Abbildung 4-6: Gewindespannungen bei mutterseitigem Anzug (oben) und schraubenkopfseitigem Anzug mit vollflächiger Lagerung der Mutter (unten)**

Ein Spannungsplot mit den Gewindespannungen des Muttergewindes ist in Abbildung 4-6 zu sehen. Zur besseren grafischen Auswertung sind die dargestellten Spannungen bis zur Fließgrenze des Materials dargestellt. Bereiche, in denen die Spannungen die Fließgrenze überschreiten, führen zu plastischen Dehnungen und sind im Querschnitt grau gekennzeichnet. Die absoluten maximalen Spannungen bei kopfseitigem Anzug liegen 1,6% über denen des mutterseitigen Modells. Erneut ist an dieser Stelle jedoch darauf hingewiesen, dass ein Vergleich der maximalen Spannungen unter den Modellen aufgrund von Spannungsinterpolationen der Finite-Elemente-Methode stellenweise nur bedingt aussagekräftig sein kann. In beiden Modellen treten die maximalen Spannungen im ersten tragenden Gewindegang der Mutter auf. Zwischen dem ersten und vierten Gewindegang zeigen beide Modelle Spannungen oberhalb der Fließgrenze auf, allerdings werden diese mit jedem weiteren Gewindegang geringer. Der

oberste Gewindegang ist mit Ausnahme der Gewindekerbe in beiden Modellen nahezu spannungsfrei.

Neben den Gewindespannungen ist in den Querschnitten auch der Lastabtrag der Kontaktspannungen in den Mutterquerschnitt erkennbar. Diese werden aus den Gewindekerben in die Schlüsselflächen und Auflageflächen zur Scheibe abgetragen. Insbesondere an den zur Scheibe anliegenden Flächen sind hohe Kontaktspannungen erkennbar.

Im nächsten Schritt wird ein Modell mit schraubenkopfseitigem Anzug untersucht, in welchem die Mutter nur halbflächig gelagert ist. Hierzu wird der Reference-Point der Mutter mit seinen zugeordneten Schlüsselflächen wie in Abbildung 4-7 gezeigt modifiziert. Die Lagerung der Mutter erfolgt dadurch nur über den oberen Teil der Schlüsselflächen. An diesem Modell soll im Folgenden untersucht werden, ob die Art der Lagerung einen Einfluss auf die entstehenden Gewindespannungen hat.



**Abbildung 4-7: Schlüsselflächen bei voll- und halbflächiger Lagerung**

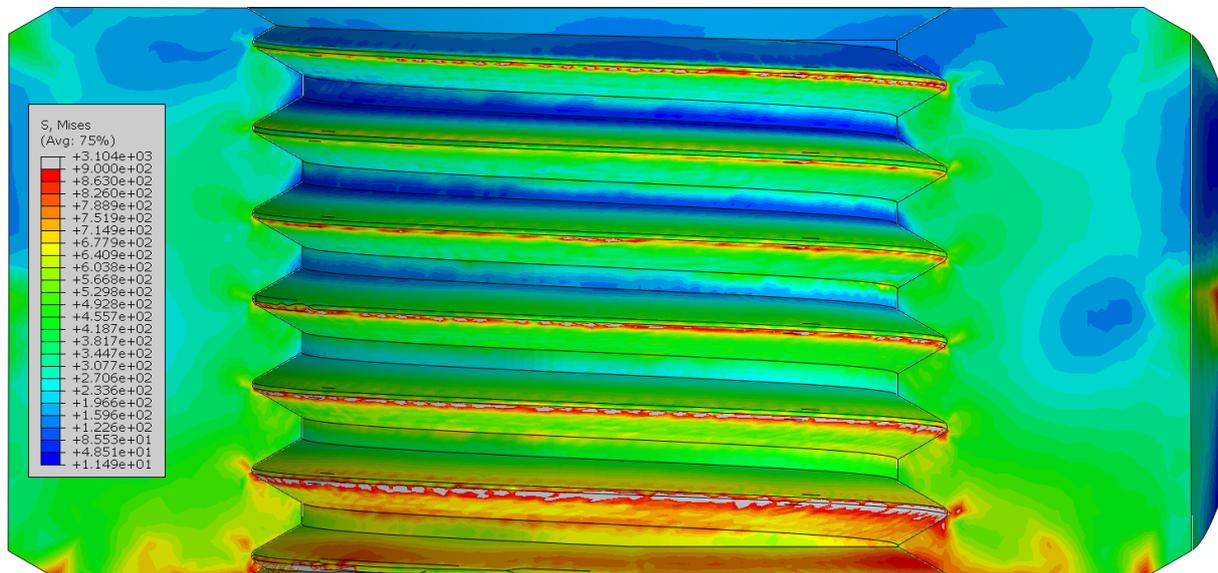
Im berechneten Modell liegt die Vorspannkraft erneut bei  $F_V = 280 \text{ kN}$ . Eine Abweichung gegenüber der Vorspannkraft des vollflächig gelagerten Modells ist also nicht zu erkennen.

Ein Vergleich der Gewindespannungen hingegen zeigt zum Teil deutliche Unterschiede gegenüber dem vollflächig gelagerten Modell. Zwar liegen die maximalen Spannungen erneut im ersten tragenden Gewindegang, allerdings sind diese nun schon um 9% größer als im vollflächig gelagerten Modell und sogar um 11% größer als im Modell mit mutterseitigem Anzug. In Vergleichbaren Berechnungen aus [5] wurden ebenso Untersuchungen zum Anziehen vorgespannter Garnituren mit unterschiedlichen Lagerungen durchgeführt. Ein quantitativer Vergleich der Ergebnisse ist an dieser Stelle nicht zielführend, da die betrachtete Verbindung abweichende Abmessungen aufwies sowie der Festigkeitsklasse 12.9 entsprach. Ein qualitativer Vergleich der Ergebnisse zeigt jedoch auch bei den in [5] durchgeführten Untersuchungen,

dass sich bei halbflächiger Lagerung der Mutter in Verbindung mit schraubenkopfseitigem Anziehen ein etwas ungünstigerer Spannungs-Dehnungs-Zustand einstellt.

Wesentlich deutlicher zeigen sich darüber hinaus in den hier untersuchten Modellen auch die Abweichungen in der Spannungsverteilung des halbflächig gelagerten Modells. Hier reichen Spannungen oberhalb der Fließgrenze bis in den fünften Gewindegang hinein. Die Spannung nimmt im letzten Gewindegang sogar noch einmal zu und überschreitet erneut die Fließgrenze. Es ist also bis in den letzten Gewindegang mit plastischen Verformungen des Muttergewindes zu rechnen.

In allen drei so untersuchten Modellen ist zu erkennen, dass die Fließspannung in den Kerbbereichen des Muttergewindes überschritten wird. Darüber hinaus sind die oberen Flanken des Gewindes wesentlich geringer belastet als die unteren Flanken, da an diesen Stellen die Kontaktspannungen zum Schraubengewinde auftreten.

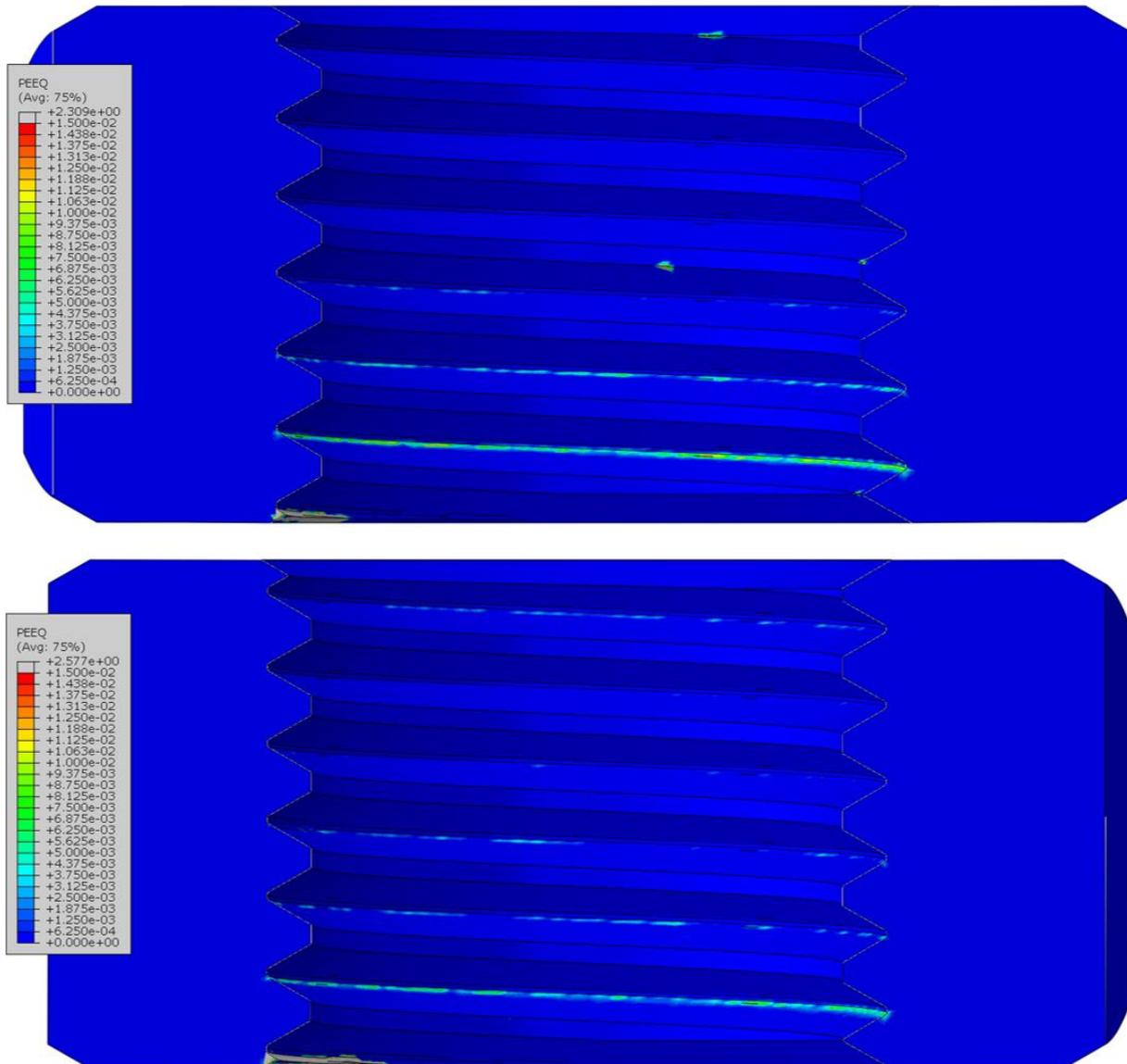


**Abbildung 4-8: Gewindespannungen bei halbflächiger Lagerung der Mutter**

Im halbflächig gelagerten Modell sind zudem Spannungsspitzen an den Schlüsselflächen der Mutter zu beobachten. Diese beeinflussen deutlich sichtbar den Lastabtrag. So sind die Kontaktspannungen an der Auflagefläche der Mutter noch einmal größer als im vollflächig gelagerten Modell. Generell sind die im unteren Bereich auftretenden Spannungen des halbflächig gelagerten Modells höher als die der beiden zuvor untersuchten Modelle.

Zusammenfassend kann also geschlussfolgert werden, dass die Art der Lagerung einen durchaus messbaren Einfluss auf die Spannungen des Muttergewindes hat. Ein schraubenkopfseitiges Anziehen muss daher kritischer als das standardmäßige Anziehen durch Drehen der Mutter beurteilt werden. Verstärkt wird dieser Effekt darüber hinaus noch durch die Lagerungsbedingungen des gekonterten Bauteils, was insbesondere bei unkonventioneller Vorspannung

eine erhöhte Kenntnis der Verbindung voraussetzt. Der im Rahmen der Untersuchungen versagenskritischste Fall tritt bei schraubenkopfseitiger Vorspannung mit halbflächiger Lagerung der Mutter ein.

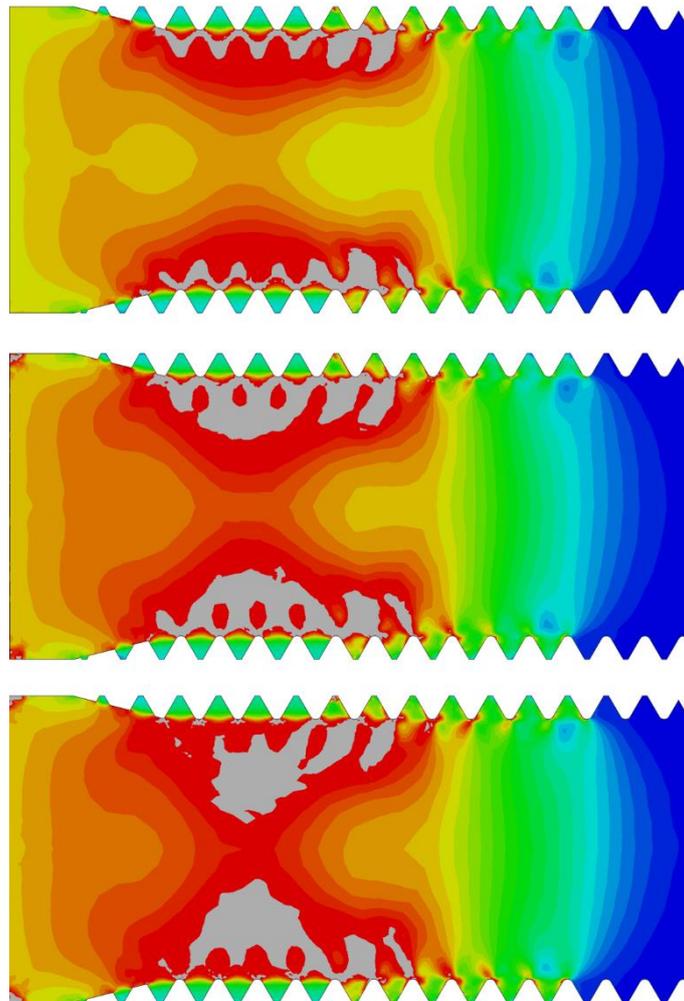


**Abbildung 4-9: Plastische Vergleichsdehnungen mutterkopfseitig (oben) und halbflächig gelagert schraubenkopfseitig (unten)**

Neben den Spannungen können auch die plastischen Dehnungen des Gewindes ausgewertet werden. Diese lassen sich zwar in der Regel nicht mit den plastischen Dehnungen in realen Bauteilversuchen vergleichen, sie können aber dennoch zum Verständnis der Verbindung beitragen. In Abbildung 4-9 sind hierfür die plastischen Vergleichsdehnungen des Modells mit mutterkopfseitigem Anzug und des halbflächig gelagerten Modells mit schraubenkopfseitigen Anzug dargestellt. Da in den unteren Gewindegängen sehr hohe Vergleichsdehnungen auftreten, werden diese auf einen Grenzwert von 1,5% begrenzt. In beiden Modellen bleiben roße Teile des Muttergewindes vollständig frei von plastischen Dehnungen. Erneut sind es lediglich die unteren Gewindegänge, welche nennenswerte plastische Dehnungen erfahren.

Analog zur Betrachtung der Spannungen, sind jedoch im halbflächig gelagerten Modell im oberen Gewindegang geringe plastische Dehnungen erkennbar. Zwischen beiden Modellen wird wie auch zuvor schon eine Abweichung von 11% in den Maximalwerten der Dehnungen ermittelt.

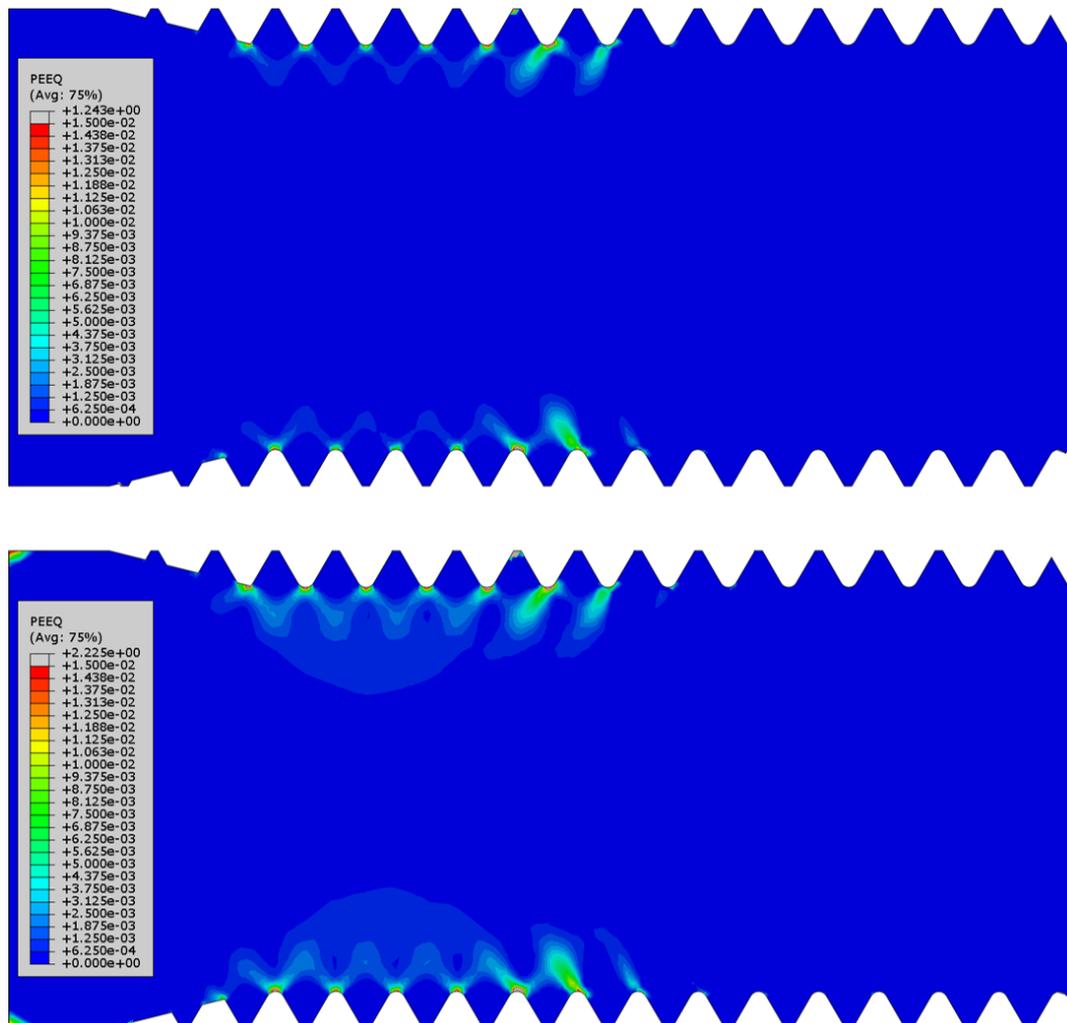
Bislang wurde nur die Reaktion des Muttergewindes betrachtet. Dies wurde zuvor schlüssig begründet, dennoch soll der Vollständigkeit halber an dieser Stelle noch eine Auswertung der Spannungen des Schraubengewindes erfolgen.



**Abbildung 4-10: Gewindespannungen mutterseitiger Anzug (oben) sowie kopfseitiger Anzug vollflächig (mitte) und halbflächig (unten)**

Die Spannungen der Schraubengewinde sind in Abbildung 4-10 angegeben. Erneut wurden die Spannungen bei  $\sigma_{eq} = 900 \text{ MPa}$  begrenzt, um Spannungsmaxima besser ausmachen zu können. Auch in dieser Betrachtung sieht man, dass die Spannungen im Kontaktbereich zur Mutter die Fließgrenze überschreiten. Die Flanken des Schraubengewindes sind ebenso wie die des Muttergewindes nur gering belastet. In den Gewindekerben hingegen ist eine deutliche Spannungskonzentration erkennbar, welche zur Querschnittsmitte hin abnimmt. In beiden schraubenkopfseitigen Modellen sind größere Bereiche sichtbar, in denen die Fließspannung überschritten wird.

Eine Betrachtung der plastischen Vergleichsdehnungen in Abbildung 4-11 zeigt an dieser Stelle, dass trotz der Überschreitung der Fließgrenze nur geringe plastische Dehnungen auftreten. Durch die Plastifizierung werden die Spannungen in geringer belastete Bereiche des Querschnitts umgelagert. In den Muttergewinden ist dies in wesentlich geringerem Umfang möglich, weshalb dort deutlich größere plastische Verformungen auftreten.



**Abbildung 4-11: Plastische Vergleichsdehnungen des Schraubengewindes, mutterseitig (oben) und halbfächig schraubenkopfseitig (unten)**

Damit sind an dieser Stelle die Untersuchungen zum modifizierten Drehmomentverfahren abgeschlossen. Die zuvor definierten Einflussparameter konnten in vollem Umfang untersucht werden.

### 4.3 Numerische Untersuchungen zum kombinierten Vorspannverfahren

#### 4.3.1 Betrachtung früherer Simulationen

Nach den Untersuchungen zum modifizierten Drehmomentverfahren soll nun auch das kombinierte Vorspannverfahren nach DIN EN 1090-2 [4] zum Erreichen der Mindestvorspannkraft

$F_{p,c}$  berechnet werden. Dieses Verfahren wurde bereits in 2.1.3.3 vorgestellt, um den technischen Hintergrund zu erläutern. In der Praxis besteht dieses Vorspannverfahren aus zwei Anziehschritten. Im ersten Schritt wird das drehende Bauteil durch Aufbringen eines Drehmoments mit einer Kraftsteuerung vorgespannt. Anschließend wird die so teilvorgespannte Verbindung durch Aufbringen eines Weiterdrehwinkel auf das abschließende Zielvorspannkraftniveau gebracht. In numerischen Simulationen aus [2] wird die Berechnung dieses Verfahrens im FE-Simulationsprogramm ANSYS erläutert. Da im Vorspannverfahren die Belastung von einer Kraftsteuerung zu einer Wegsteuerung wechselt, sind an dieser Stelle besondere Maßnahmen zu ergreifen. In [2] wurde hierzu nach dem ersten Vorspannschritt ein Zwischenschritt eingefügt, in welchem der Rotationsfreiheitsgrad des vorspannenden Bauteils gesperrt wird. Der zweite Anziehschritt kann dann in einem weiteren Schritt durch das Aufbringen einer Zwangsverformung in Form einer Rotation des Referencepoints erfolgen.

Dieser Ansatz wird zunächst auch in der vorliegenden Simulation in Abaqus verwendet. Hierzu muss beim ersten Anziehschritt auf eine Auflagerungsbedingung des drehenden Bauteils verzichtet werden. Nach dem ersten Schritt wird die Rotation der Mutter gesperrt. Dies erfolgt durch die Definition einer Auflagerbedingung, in welcher die Rotation auf den Wert Null gesetzt wird. Dieser „Nullwert“ bezieht sich nicht auf die Rotation des drehenden Bauteils zu Beginn der Simulation, sondern auf die aktuelle Position nach dem ersten Vorspannschritt.

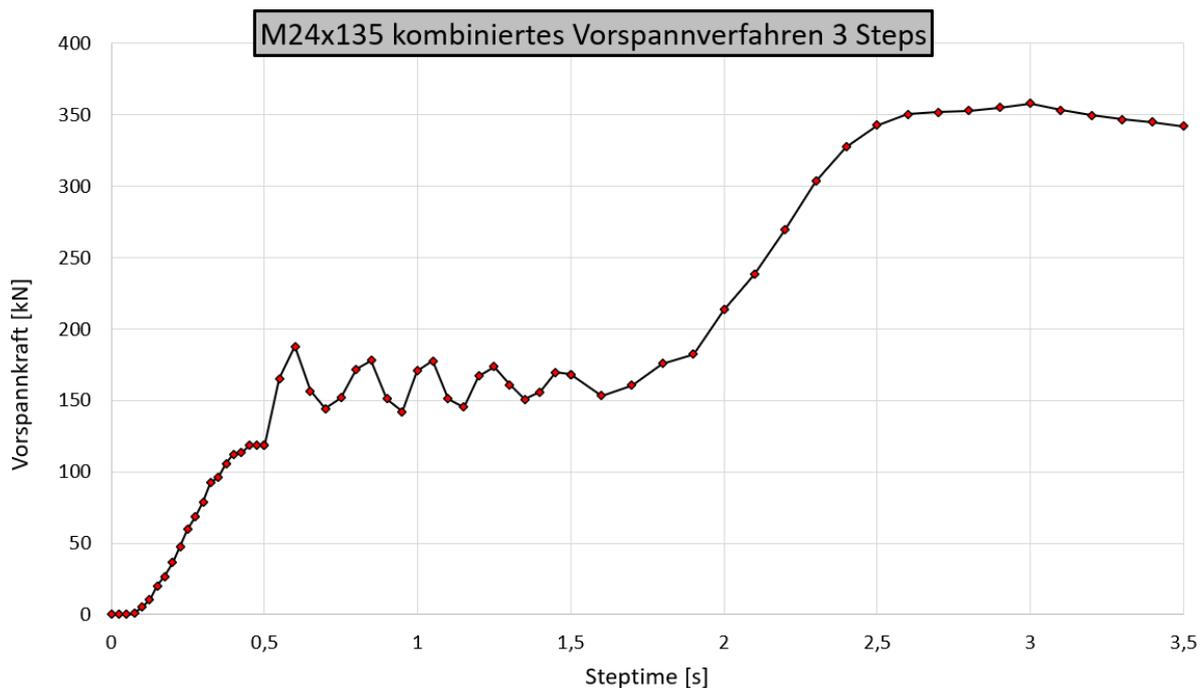
Im nächsten Schritt wird diese Rotationsauflagerbedingung dahingehend modifiziert, dass nun eine Zwangsrotation entsprechend des erforderlichen Weiterdrehwinkels aufgebracht wird. Hierdurch bleibt die ursprüngliche Rotation des ersten Vorspannschritts erhalten und die Rotation des Weiterdrehwinkels wird ergänzend dazu angesetzt.

In der vorliegenden Verbindung beträgt das Anziehmoment des ersten Schritts  $M_A = 578 \text{ Nm}$ . Dieses wird auch wie zuvor schon beim modifizierten Drehmomentverfahren über den Referencepoint auf die Schlüsselflächen der Mutter übertragen. Nachdem die Rotation der Mutter im „Lockstep“ gesperrt wird, wird im dritten Anziehschritt der Weiterdrehwinkel aufgebracht, welcher sich aus den Abmessungen der Verbindung ergibt. Im vorliegenden Fall misst die Klemmlänge  $\sum t = 108 \text{ mm}$ . Das Verhältnis aus Klemmlänge und Durchmesser der Verbindung beträgt daher  $\frac{\sum t}{d} = \frac{108}{24} = 4,5 \leq 6$ . Im letzten Vorspannschritt ist die Mutter daher gemäß [4] und Tabelle 2-5 um  $90^\circ$  zu drehen.

In den vorangegangenen Simulationen zum modifizierten Drehmomentverfahren wurden bereits Abweichungen zwischen dem angesetzten Anziehmoment und der daraus resultierenden Vorspannkraft beobachtet. Auch das kombinierte Vorspannverfahren mit seinem drehmomentgesteuerten ersten Anziehschritt wird diese Abweichungen aufweisen. Da der erste Anziehschritt jedoch nur dazu dient, die Bauteile beizufügen, ist er im Rahmen einer Simulation mit Nominalgeometrien weitestgehend irrelevant. Aus diesem Grund wird darauf verzichtet,

das Voranziehmoment wie beim modifizierten Drehmomentverfahren proportional zu steigern, da aufgrund der klaffungsfreien Verbindung ohnehin schon eine sehr hohe Vorspannkraft aus dem ersten Anziehschritt resultieren wird.

In den ersten Simulationen, welche mit dem so erarbeiteten Ansatz durchgeführt werden, stellt sich jedoch heraus, dass dieses Verfahren zur Anwendung in Abaqus/Explicit nicht geeignet ist. So zeigt der zuvor schon durchgeführte Vergleich der im Modell enthaltenen Energien, dass in dem Lockstep, welcher den Rotationsfreiheitsgrad sperrt, erhebliche dynamische Einflüsse zu erkennen sind. Darüber hinaus ergibt die Auswertung der Vorspannkraft, dass diese vom Beginn bis zum Ende des Locksteps teilweise um bis zu 100 kN zunimmt. Eine Zunahme der Vorspannkraft ist in diesem Schritt nicht realistisch, da das Modell im gesamten Lockstep eigentlich frei von jeglichen Verformungen sein soll. Eine Veränderung der Vorspannkraft würde nur dann Sinn ergeben, wenn sich diese infolge plastischer Verformungen im Gewinde in einem sehr geringen Kraftbereich reduziert. Eine Steigerung der Vorspannkraft hingegen entspricht nicht dem mechanischen Verständnis der vorliegenden Verbindung. Ein nachvollziehbarer Grund für die Unregelmäßigkeiten im Lockstep kann nicht ermittelt werden, stattdessen besteht weiterhin die Annahme, dass das Problem im Wechsel zwischen Kraft- und Wegsteuerung begründet ist.



**Abbildung 4-12: Schwankung der Vorspannkraft bei Anwendung von 3 Steps**

Um die Simulation des kombinierten Vorspannverfahrens dennoch durchführen zu können, wird an dieser Stelle ein neuer Ansatz erarbeitet. Ziel des Ansatzes soll es sein, das kombinierte Vorspannverfahren ohne einen Wechsel der Belastungssteuerung zu simulieren. Da bei der Berechnung von nicht-linearen Problemen in der Regel eine Wegsteuerung deutlich robustere

Ergebnisse gegenüber einer Kraftsteuerung liefert, wird in diesem Ansatz der erste Anziehschritt des kombinierten Verfahrens variiert. Im Folgenden wird auf die Entwicklung dieses Ansatzes eingegangen.

### **4.3.2 Entwicklung eines neuen Modellierungsansatzes des kombinierten Vorspannverfahrens**

An einem voll ausgebildeten Modell der Verbindung wird zunächst in einer unabhängigen Simulation der erste Voranziehschritt kraftgesteuert durchgeführt. Die Rotation des drehenden Bauteils wird hierbei während der gesamten Berechnung überwacht. Dies erfolgt über den sogenannten „*DOF monitor*“ in Abaqus. Der *DOF monitor* ist ein in Abaqus integriertes Tool, um einen definierten Freiheitsgrad (*Degree of freedom, DOF*) an einem ausgewählten Punkt des Modells während der gesamten Simulation zu überwachen. Als Freiheitsgrade stehen hierfür die Verschiebungen sowie die Rotationen um die globalen Achsen zur Verfügung.

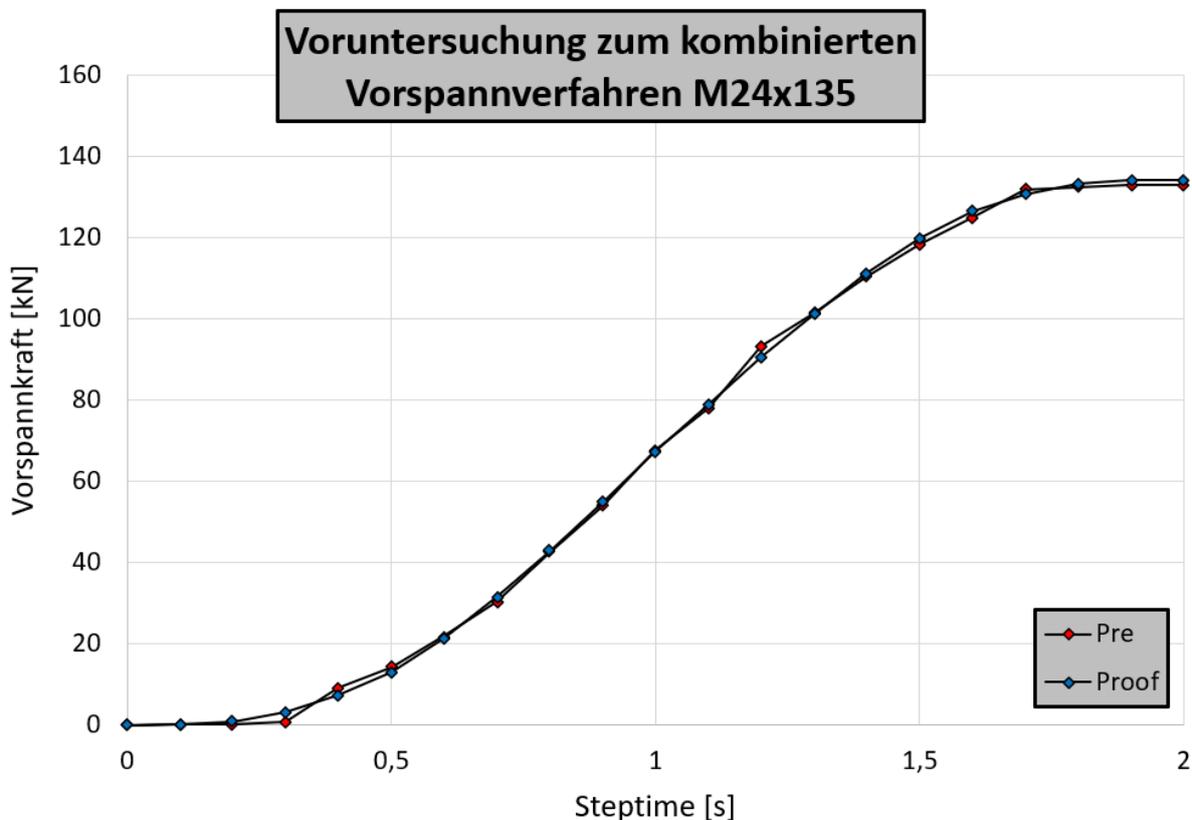
Im vorliegenden Fall wird also die Rotation der Mutter um die Mittelachse durch Überwachung am Referencepoint ausgewertet. So lässt sich am Ende der Simulation der aus dem Voranziehmoment resultierende Drehwinkel bestimmen.

Als nächstes wird an einem weiteren, identischen Modell der erste Vorspannschritt validiert. Hierzu wird der zuvor ermittelte Drehwinkel als Rotationsrandbedingung angesetzt und im Gegenzug das Vorspannmoment unterdrückt. An den beiden so berechneten Modellen kann im Anschluss die Validierung durchgeführt werden. Im Fall einer korrekten Abbildung des ersten Anziehschritts durch die weggesteuerte Simulation, sollten sowohl die Vorspannkraft als auch das allgemeine Spannungsbild beider Simulationen nahezu identisch sein. Da jede Simulation unterschiedlich iteriert können zwar Spannungsspitzen auch in vollständig identischen Modellen an unterschiedlichen Stellen und in unterschiedlicher Höhe auftreten. Generell ist jedoch zu erwarten, dass die Abweichungen in beiden Modellen sehr gering ausfallen. Als grober Grenzwert der Validierung kann für die Vorspannkraft eine Toleranz von 5% angesetzt werden.

Als letzter Schritt wird die eigentliche Vorspannung der Verbindung mit dem kombinierten Vorspannverfahren durchgeführt. Hierzu wird das Modell, an welchem zuvor die Validierung durchgeführt wurde, dahingehend modifiziert, dass die Rotationsrandbedingung nun die Summe aus dem ermittelten Voranziehwinkel sowie dem im Verfahren vorgeschriebenen Weiterdrehwinkel beträgt. Durch diesen Ansatz wird das gesamte Verfahren nur mit einer Wegsteuerung durchgeführt. Die Simulation der beiden Anziehschritte kann darüber hinaus in einem Schritt erfolgen, da auch in der Praxis die Anwendung von zwei Anziehschritten nur durch den Wechsel der Vorspannmethode begründet ist. Eine Simulation, in welcher der weggesteuerte Schritt durch einen kraftgesteuerten Schritt ersetzt wird, ergibt keinen Sinn, da in diesem Fall die Voruntersuchung zur Ermittlung des erforderlichen Vorspannmoments deutlich komplizierter ist als im hier angewendeten Fall.

Eine erste Anwendung des so erarbeiteten Ansatzes wird an der M24 Garnitur mit einer Nennlänge von 135 mm durchgeführt. Das Anziehmoment des ersten Schrittes beträgt nach [28]  $M_A = 578 \text{ Nm} = 578.000 \text{ Nmm}$ . Im gewählten Modell muss nun die Rotation der Mutter überwacht werden, welche sich um die globale y-Achse dreht. Der hierfür überwachte Freiheitsgrad 5 wird im Referencepoint der Mutter bestimmt.

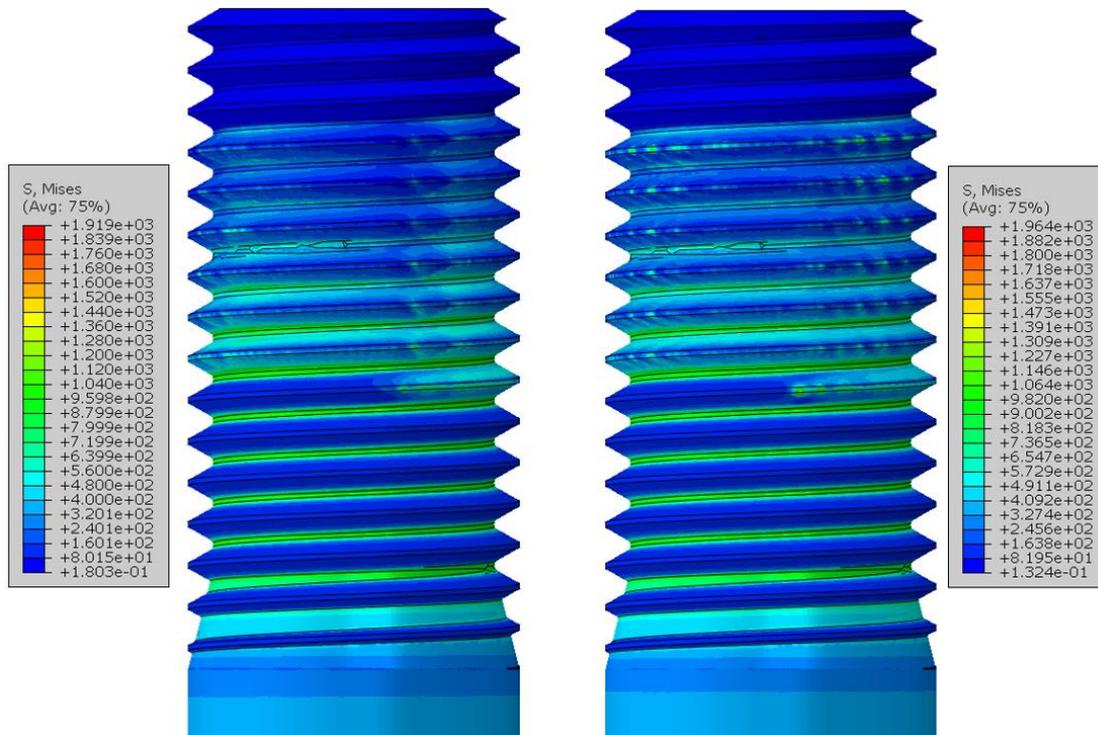
Die erste Voruntersuchung des Modells ergibt für das angegebene Drehmoment eine Rotation der Mutter von  $\theta = 0,5627 \text{ rad} = 32,24^\circ$ . Diese Rotation wird nun zur Kontrolle als Randbedingung auf die Mutter aufgebracht und die entstehenden Vorspannkraft beider Modelle werden verglichen.



**Abbildung 4-13: Vorspannkraften aus den Voruntersuchungen zum kombinierten Vorspannverfahren bei mutterseitiger Drehung**

In Abbildung 4-13 ist eine nahezu perfekte Übereinstimmung der Vorspannkraftentwicklung beider zur Voruntersuchung des Verfahrens verwendeten Modelle zu erkennen. Zum Ende des ersten Anziehschrittes liegt die Vorspannkraft bei rund 135 kN. Darüber hinaus kann die Rechnung anhand des zuvor nachgewiesenen linearen Zusammenhangs zwischen Anziehdrehmoment und resultierender Vorspannkraft validiert werden. Die Vorspannkraft bei Anwendung des modifizierten Drehmomentverfahrens lag bei einem Anziehmoment von  $M_A = 800 \text{ Nm}$  bei ca. 190 kN. Bei einer proportionalen Reduktion des Anziehmoments auf  $M_A = 578 \text{ Nm}$  wird eine Vorspannkraft von ca. 137 kN erwartet. Dieser Wert entspricht auch den in den oben gezeigten Simulationen erzielten Vorspannkraften.

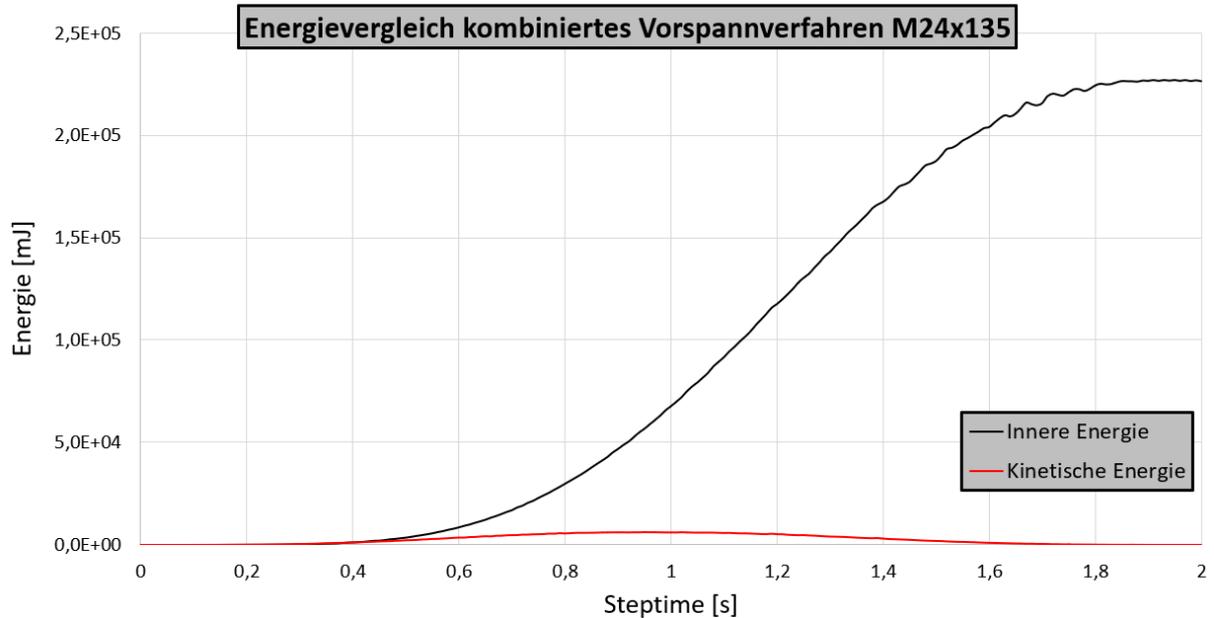
Die so erzielte Validierung ist bereits weitestgehend aussagekräftig, um den Ansatz in zukünftigen Berechnungen des kombinierten Vorspannverfahrens zu verwenden. Dennoch wird an dieser Stelle noch ein Vergleich des allgemeinen Spannungsbildes der Verbindung mit besonderem Fokus auf die Gewindeteile betrachtet.



**Abbildung 4-14: Spannungen des Schraubengewindes kraftgesteuert (links) und weggesteuert (rechts)**

Aus Abbildung 4-14 geht deutlich hervor, dass die beiden Simulationen den ersten Anziehschritt vergleichbar abbilden. Die maximalen Spannungen beider Modelle liegen innerhalb einer Abweichung von lediglich 2%. Die Spannungsverläufe in den Gewindegängen sind ebenso gut vergleichbar. In beiden Modellen ist deutlich der Ansatzpunkt der Mutter zu erkennen, an welchem die Spannungen in die Gewindeflanken eingetragen werden. Darüber hinaus ist auch zu erkennen, dass der Gewindeüberstand nahezu vollständig spannungsfrei verbleibt. Generell weisen beide Modelle eine hohe Plausibilität auf, weshalb der erste Anziehschritt als validiert angenommen werden kann.

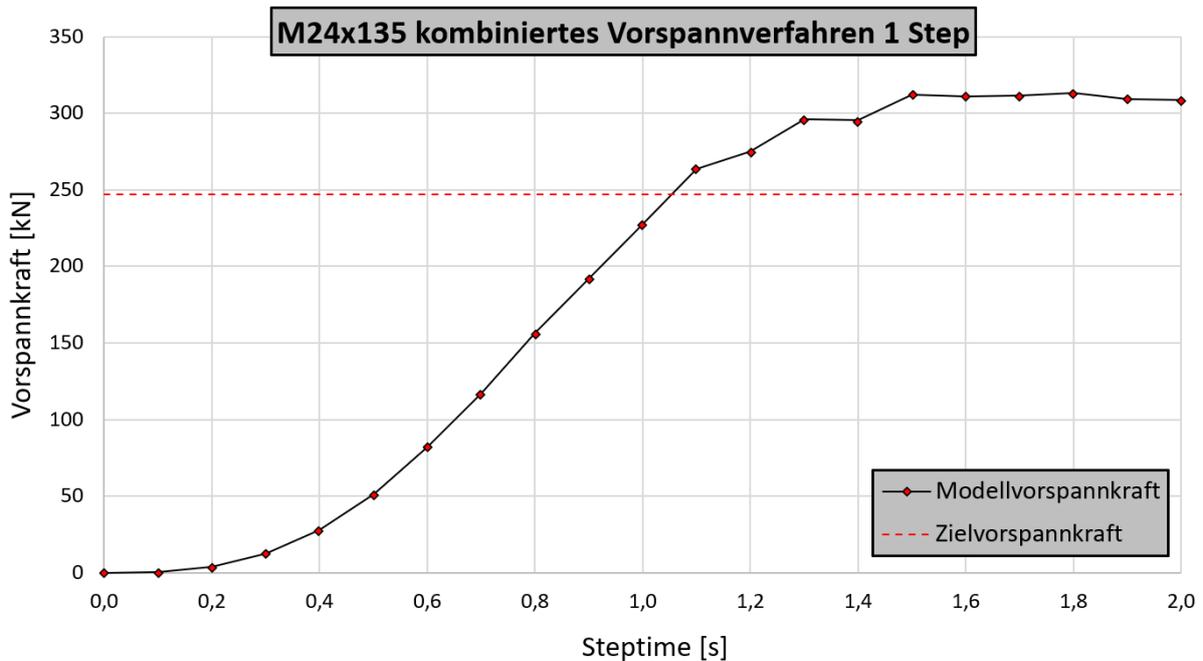
Anschließend folgt die eigentliche Berechnung des kombinierten Vorspannverfahrens, welche nach dem nun erarbeiteten Ansatz in einem einzigen Schritt durchgeführt wird. Hierzu wird der zuvor bestimmte und validierte Drehwinkel von  $\theta = 32,24^\circ$  auf den in DIN EN 1090-2 definierten Weiterdrehwinkel der Verbindung addiert. Im Ergebnis muss nun also die Mutter von ihrer Ausgangsposition um einen Gesamtwinkel von  $\theta = 32,24^\circ + 90^\circ = 122,24^\circ = 2,133 \text{ rad}$  gedreht werden. Das so erstellte Modell besitzt demnach nur einen Berechnungsschritt und ist ausschließlich weggesteuert.



**Abbildung 4-15: Energievergleich des einschrittigen kombinierten Vorspannverfahrens**

In Abbildung 4-15 ist der Energievergleich der durchgeführten Simulation dargestellt. Im Gegensatz zum zuvor verwendeten Ansatz mit drei Simulationsschritten ist eine sehr gleichförmige Berechnung im Verfahren mit nur einem Anziehschritt erkennbar. Die im Modell enthaltenen kinetischen Energien bleiben über den gesamten Simulationszeitraum deutlich unter dem für eine quasi-statische Simulation angesetzten Grenzwert von 5%.

Die Auswertung der erzielten Vorspannkraft erfolgt in Abbildung 4-16.



**Abbildung 4-16: Auswertung der Vorspannkraft des kombinierten Vorspannverfahrens**

Wie zu erwarten liegt die erzielte Vorspannkraft mit  $F_V \approx 315 \text{ kN}$  deutlich über dem Zielniveau  $F_{p,C}$ . Dies war, wie zuvor bereits in Kapitel 2.1.3.3 beschrieben, zu erwarten, da allein der erste Anziehschritt bei der vorliegenden Verbindung bereits 55% des Zielniveaus erreicht. In einer realen Verbindung ist davon auszugehen, dass die verwendeten Bleche Imperfektionen und Verformungen aufweisen, wodurch ein geringerer Anteil des Anziehmoments in Vorspannkraft umgesetzt wird.

Darüber hinaus ist schon am Verlauf der Vorspannkraft zu erkennen, dass die gepaarten Gewinde plastische Verformungen erfahren. Wie zuvor ermittelt, beträgt so die Vorspannkraft der Verbindung nach dem ersten Anziehschritt ca. 135kN. In diesem Anziehschritt werden also näherungsweise 43% der Gesamtvorspannkraft erreicht. Der hierfür aufgebrachte Drehwinkel beträgt jedoch nur 26% des Gesamtdrehwinkels, welcher zum vollständigen Vorspannen der Verbindung benötigt wird. Im zweiten Anziehschritt wird also der Drehwinkel zu einem deutlich geringeren Maße in die Verlängerung der Schraube umgesetzt als noch im ersten Anziehschritt. Auch diese Annahme kann in der Literatur, unter anderem [10], bestätigt werden. Somit ist auch das Modell und das Verfahren zur numerischen Berechnung des kombinierten Vorspannverfahrens validiert und kann in den weiteren Auswertungen verwendet werden.

### 4.3.3 Untersuchung unterschiedlicher Klemmlängen

Zuvor wurde bereits die Hypothese aufgestellt, dass unterschiedliche Nenn- und Klemmlängen bei Anwendung des kombinierten Vorspannverfahrens zu möglicherweise stark unterschiedlichen Vorspannkraften in der Verbindung führen könnten. Die Untersuchungen des vorangegangenen Kapitels haben jedoch auch ergeben, dass bei höheren Drehwinkeln die Vorspannkraft verhältnismäßig langsamer steigt. Es kann also an dieser Stelle noch nicht mit Sicherheit gesagt werden, welchen Einfluss unterschiedliche Klemmlängen auf die endgültige Vorspannkraft haben. An dieser Stelle werden deshalb neben dem bereits berechneten Modell mit einer Nennlänge von 135mm noch zwei weitere Modelle nachgerechnet. Um eine möglichst starke Aussagekraft zu erzielen, werden jeweils die obere und untere Grenze der Drehwinkelklassen untersucht, bei welchen der Weiterdrehwinkel aus Tabelle 2-5 nach wie vor  $90^\circ$  beträgt. Die hieraus resultierenden Nennlängen liegen bei 85mm und 145mm.

Der zuvor ermittelte Ansatz zur Berechnung des kombinierten Vorspannverfahrens wird auch für die weitere Berechnung zusätzlicher Nennlängen verwendet. Die Validierung der jeweiligen Modelle ist im Folgenden nicht mehr Gegenstand der vorliegenden Auswertung, wird aber der Vollständigkeit halber weiterhin vor der Berechnung des endgültigen Anziehvorgangs durchgeführt. Vergleiche der jeweils erzielten Vorspannkraften sind in Anhang D.3 zusammengestellt.

Das im ersten Schritt verwendete Voranziehmoment berechnet sich nach DIN EN 1090-2 in Abhängigkeit der verwendeten Schraubenfestigkeitsklasse sowie dem Nenndurchmesser der Verbindung. Es ist daher unabhängig von der Nennlänge der Verbindung. In allen zu untersuchenden Modellen wird daher im ersten Schritt das gleiche Anziehmoment verwendet. Eine

Bestimmung des resultierenden Drehwinkels ist dennoch für jede Verbindung einzeln durchzuführen, da bei unterschiedlichen Klemmlängen das Anziehmoment in unterschiedlichen Anteilen in Drehwinkel, Vorspannkraft und andere Anteile umgesetzt wird.

Die Auswertung am Modell mit einer Nennlänge von 85mm ergibt einen Drehwinkel im ersten Anziehschritt von  $\theta = 0,413 \text{ rad}$ . Die Mutter erfährt also bei einem gleichen Drehmoment weniger Rotation als beim Modell mit einer Nennlänge von 135mm. Ein derartiger Zusammenhang kann aufgrund der allgemeinen höheren Steifigkeit der kürzeren Verbindung als realistisch angenommen werden. Die Vorspannkraft im ersten Anziehschritt beträgt  $F_V = 138,4 \text{ kN}$ . Auch in diesem Modell gilt demnach weiterhin die Hypothese, dass die Vorspannung bei drehmomentgesteuertem Anziehen unabhängig von der Klemmlänge ist.

Zum Vorspannen nach dem kombinierten Verfahren in einem Schritt muss die Mutter bei der Verbindung mit 85mm Nennlänge daher um  $\theta = 1,984 \text{ rad}$  gedreht werden. Im numerischen Modell bricht die Simulation bei ca. 75% der Berechnung aufgrund lokaler extremer Verformungen ab. Der Verlauf der bis dahin erreichten Vorspannkraft ist in Abbildung 4-17 dargestellt.

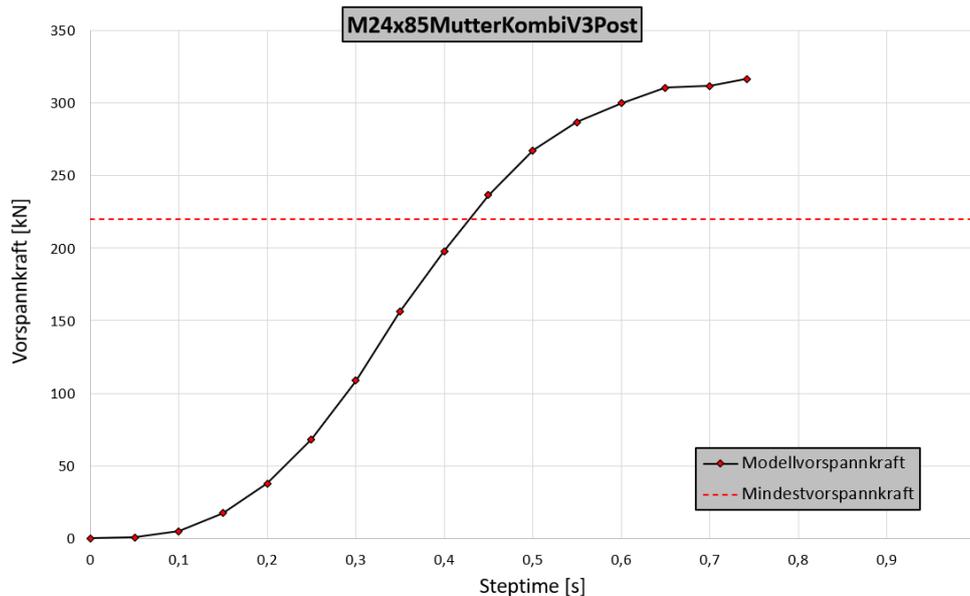


Abbildung 4-17: Vorspannkraftverlauf kombiniertes Vorspannverfahren M24x85

Im Diagramm ist bereits vor 75% des Simulationsfortschritts eine Stagnation der Vorspannkraft zu erkennen. Da die SmoothStep Funktion die Randbedingungen in einer solchen Weise skaliert, dass gegen Ende des Steps nur noch geringe Veränderungen im Lösungszustand des Modells zu erwarten sind, kann an dieser Stelle mit den Ergebnissen der vorliegenden Berechnung die weitere Auswertung durchgeführt werden.

Die in der Berechnung erreichte Vorspannkraft liegt bei  $F_V = 314 \text{ kN}$  und liegt somit auf einem ähnlichen Niveau wie bei der Verbindung mit einer Nennlänge von 135mm. Einerseits ist es möglich, dass in einer vollständigen Berechnung die Vorspannkraft noch weiter ansteigt und somit ein höheres Niveau als in der 135mm Verbindung erreicht. Anhand des Verlaufs der

Vorspannkraft ist dies jedoch nicht zu erwarten. Darüber hinaus haben Untersuchungen zur Schraubenkraft-Drehwinkel-Kurve einer M24x200 HV Verbindung aus [2] gezeigt, dass ein realistisches Maximum der Schraubenkraft bei einer Axialkraft von ca. 330 kN liegt. Höhere Schraubenkräfte sind demnach durch Drehen der Mutter nicht erreichbar.

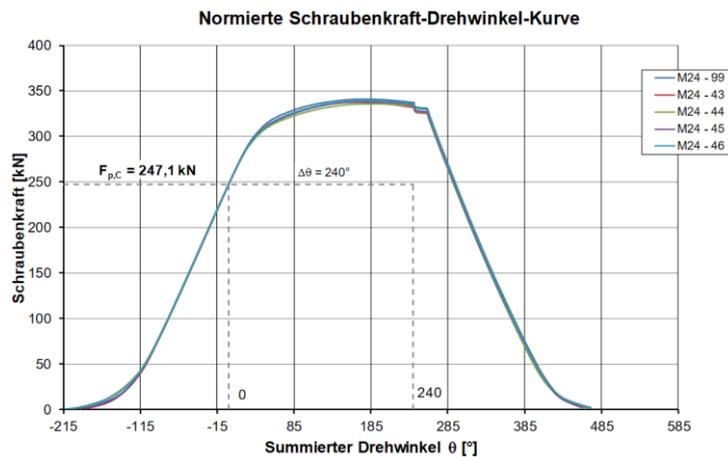


Abbildung 4-18: Schraubenkraft-Drehwinkel-Kurve [2]

Dies legt die Vermutung nahe, dass an diesem Punkt bereits die maximale Axialkraft der Verbindung erreicht ist und höhere Drehwinkel an dieser Stelle nur zu stärkeren plastischen Dehnungen und in der Folge irgendwann zum plastischen Versagen der Gewinde führen würden. Dies deckt sich mit den Ergebnissen experimenteller Versuche aus [2], in denen ebenfalls Schraubengarnituren der Abmessung M24 untersucht wurden. Hier wurden bei einer Nennlänge von 200mm Vorspannkraft bis zu einem Grenzwert von ca. 340 kN erzielt, bevor die Verbindung unter weiterem Drehwinkel versagt ist. Darüber hinaus zeigt auch das zuvor in Abbildung 2-6 gezeigte Schaubild, dass bei der Verwendung des kombinierten Vorspannverfahrens in den nahezu horizontalen Bereich der Schraubenkraft-Drehwinkel-Kurve hinein vorgespannt wird. Es ist an dieser Stelle also davon auszugehen, dass auch eine vollständige Berechnung der M24x85 nicht zu höheren Vorspannkraften in der Verbindung führen würde.

Im Folgenden werden die gleichen Auswertungen zudem noch am numerischen Modell mit einer Nennlänge von 145mm durchgeführt. Dieses Modell ist lediglich 10mm bzw. 7% länger als das zu Beginn untersuchte Modell mit einer Nennlänge von 135mm. Es ist daher zu erwarten, dass die Ergebnisse wie der initiale Drehwinkel und die Endvorspannkraft nahe an denen des ersten Modells liegen werden.

Im ersten Anziehschritt wird eine Rotation der Mutter von  $\theta = 0,6098 \text{ rad}$  ausgewertet. Auch hier bestätigt sich demnach die Vermutung, dass kürzere Verbindungen eine höhere Steifigkeit aufweisen. Auch ist die Abweichung zum Modell mit einer Nennlänge von 135mm verhältnismäßig gering, was ebenfalls den Erwartungen entspricht. Die im ersten Schritt erzielte Vorspannkraft liegt erneut bei  $F_V = 138,7 \text{ kN}$ . Es wurde somit in allen drei untersuchten Modellen eine nahezu identische Vorspannkraft ausgewertet. Dies zeigt deutlich, dass die

Vorspannkraft bei konstantem Anziehmoment vollkommen unabhängig von der Nennlänge der verwendeten Garnitur ist.

Die endgültige Rotation zum Vorspannen gemäß des kombinierten Verfahrens beträgt im Modell mit einer Nennlänge von 85mm also  $\theta = 2,181 \text{ rad}$ . Im Modell erreicht wird dadurch eine Vorspannkraft von  $F_V = 314 \text{ kN}$ , welche erneut das gleiche Niveau wie die beiden vorangegangenen Simulationen erreicht. Eine Zusammenfassung der untersuchten Klemmlängen ist im Diagramm in Abbildung 4-19 dargestellt.

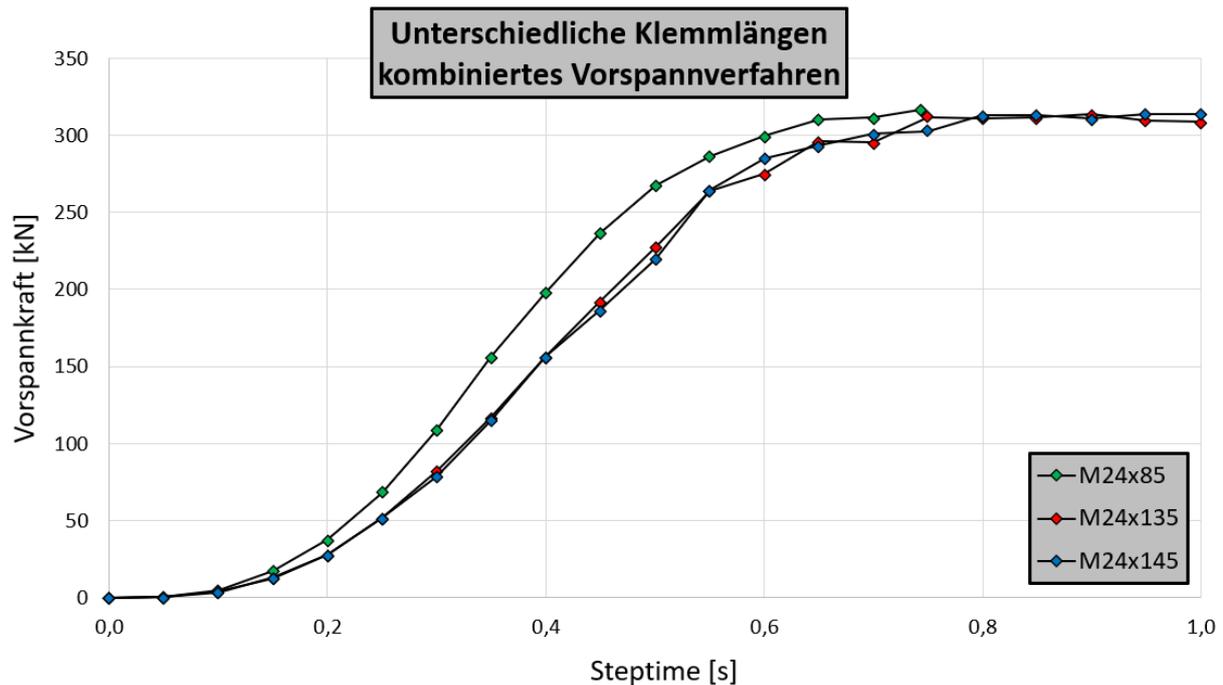


Abbildung 4-19: Auswertung der Vorspannkraft unterschiedlicher Klemmlängen

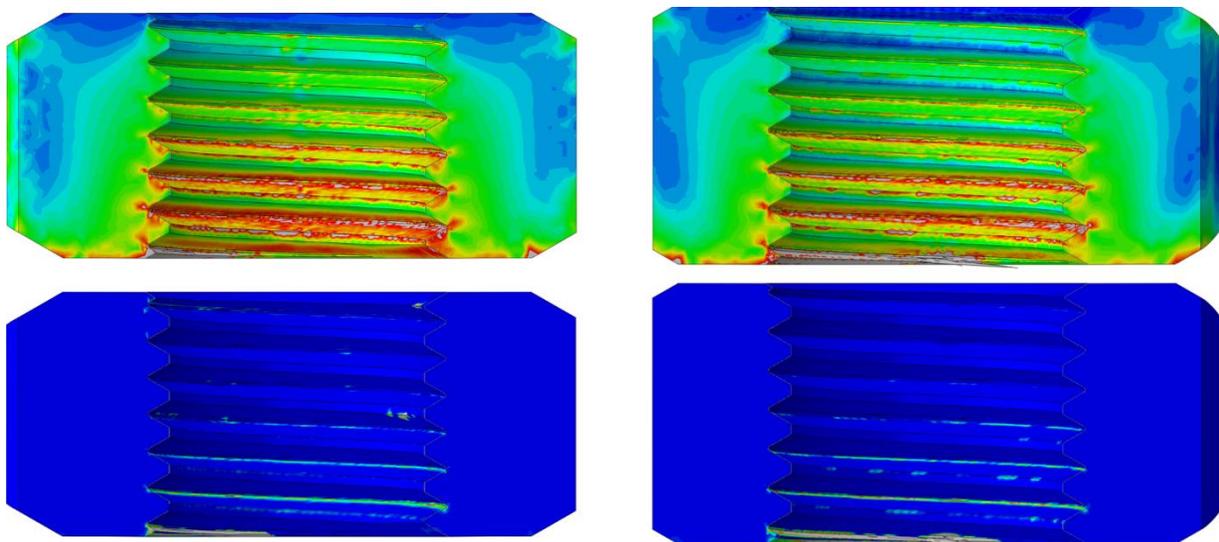
Anhand dieser Ergebnisse ist deutlich zu erkennen, dass alle Verbindungen nahezu die gleiche Vorspannkraft erreichen. Die Vorspannung im Modell mit einer Nennlänge von 85mm steigt deutlich schneller an, sodass an gleichen Auswertungszeitpunkten die Vorspannkraft teilweise 50 kN über der der anderen Modelle liegt. Bei diesem Modell kommt es dafür aber auch früher zur Stagnation der Vorspannkraft, weshalb das endgültige Ergebnis identisch bleibt. Dies ist darauf zurückzuführen, dass ein gleicher Drehwinkel bei einer kürzeren Verbindung zu höheren Vorspannkraften führt. Zwar ist im Diagramm auf der x-Achse nicht der Drehwinkel dargestellt, da aber der zweite Schritt des Verfahrens bei allen drei Modellen den gleichen Drehwinkel aufbringt und sich der gesamte, im Verfahren aufgebrauchte, Drehwinkel in allen drei Modellen nur geringfügig unterscheidet, ist die Steptime in gewissem Maße proportional zum gesamten Drehwinkel.

Grundsätzlich ist zu erkennen, dass alle Verbindungen wie zu erwarten die erforderliche Vorspannkraft stark überschreiten und somit das Zielniveau sicher erreichen. Aus diesem Grund

ist das Verfahren unter anderem auch in [10] als bevorzugt gegenüber dem modifizierten Drehmomentverfahren und einem Vorspannkraftniveau von  $F_{p,C}^*$  einzusetzen.

Im nächsten Schritt sollen gemäß der eingangs formulierten Ziele noch die Spannungen und Dehnungen der Gewinde betrachtet werden. Ein Vergleich der absoluten Maximalwerte zwischen den Modellen eignet sich nur bedingt, da im Modell mit einer Nennlänge von 85mm die Berechnung aufgrund zu hoher lokaler Dehnungen vorzeitig abgebrochen ist. Derartige Dehnungen und daraus resultierende Spannungen sind im realen Modell unrealistisch, da diese, wie auch zuvor schon in einigen Modellen betrachtet, lediglich aus den Begrenzungen der Finite-Elemente-Methode entspringen.

Ein weiteres grundlegendes Problem der Finite-Elemente-Methode, welches für die hier gezeigten Dehnungen in Frage kommt, sind sogenannte *Singularitäten*. Diese beschreiben Bereiche in numerischen Modellen, in denen Spannungen und Dehnungen unrealistisch hohe Werte erreichen. Zumeist ist dies auf eine ungenügende Definition von Materialmodellen oder Randbedingungen zurückzuführen. Darüber hinaus können Singularitäten aber auch durch den Berechnungsalgorithmus des verwendeten FE-Programms hervorgerufen werden, in welchem Fall die betroffenen Stellen in der Auswertung ignoriert werden müssen. In den meisten Fällen bezieht sich dies, wie im vorliegenden Fall, jedoch nur auf einen sehr geringen Bruchteil des Modells oder sogar nur einzelne Elemente mit ungünstigen Elementgeometrien. Infolgedessen sind die Maximalwerte des Modells zwar unbrauchbar, der allgemeine Spannungszustand im restlichen Bauteil kann jedoch nach wie vor recht gut dargestellt werden.



**Abbildung 4-20: Gewindevergleich M24x145 (links), M24x85 (rechts). Spannungen (oben) und plastische Vergleichsdehnungen (unten)**

In Abbildung 4-20 ist ein Vergleich zwischen den beiden Modellen mit Nennlängen 85mm und 145mm abgebildet. Die Begrenzung der Spannungen wurde wie auch zuvor in der Auswertung des modifizierten Drehmomentverfahrens auf Höhe der Fließgrenze beschränkt. Auch die

plastischen Dehnungen werden, wie zuvor bereits, bei 1,5% begrenzt. Hierdurch kann eine Vergleichbarkeit zu den zuvor berechneten Modellen hergestellt werden.

Der Vergleich beider Modelle zeigt sowohl bei den Spannungen als auch den plastischen Dehnungen ein weitestgehend identisches Bild. Erneut sind die unteren Gewindegänge am stärksten belastet und weisen daher auch die größten plastischen Dehnungen auf. In der Abbildung der M24x85 Verbindung ist am unteren Rand die extreme Verformung einzelner Elemente zu sehen, welche zum Abbruch der Simulation geführt haben. An dieser Stelle ist deutlich erkennbar, dass diese Verformungen nicht aus dem Belastungszustand resultieren, sondern lediglich durch die Begrenzungen der FEM resultieren und somit in der Auswertung vernachlässigbar sind.

Im Vergleich zu den Modellen des modifizierten Drehmomentverfahrens sind die ausgewerteten Gewindespannungen beim kombinierten Vorspannverfahren wesentlich höher. Dies kennzeichnet sich insbesondere durch eine höhere Verformung der unteren Gewindeflanken, was bereits zuvor anhand der Schraubenkraft-Drehwinkel-Kurve vermutet wurde. Darüber hinaus fallen keine nennenswerten Unterschiede zu den vorher berechneten Modellen auf.

Die Untersuchungen zu unterschiedlichen Klemmlängen bei Verwendung des kombinierten Vorspannverfahrens haben gezeigt, dass unabhängig von der Länge der Verbindung ein nahezu konstanter Wert bei der Vorspannkraft erreicht wird. Aus den so untersuchten Modellen ist jedoch nur ungenügend hervorgegangen, welchen Einfluss die Klemmlänge bei gleichen Drehwinkeln auf die Vorspannkraft hat. Um dieses zuvor formulierte Ziel noch abschließend zu beurteilen, werden an den Modellen mit einer Nennlänge von 85mm und 135mm weitere Berechnungen durchgeführt. Hierzu wird ein vergleichsweise geringer Drehwinkel von  $\theta = 0,8 \text{ rad}$  angesetzt. Die Verformung der Gewinde sollte daher weitaus geringer sein als zuvor beim kombinierten Vorspannverfahren, was eine genaue Auswertung der Vorspannkraft ermöglicht.

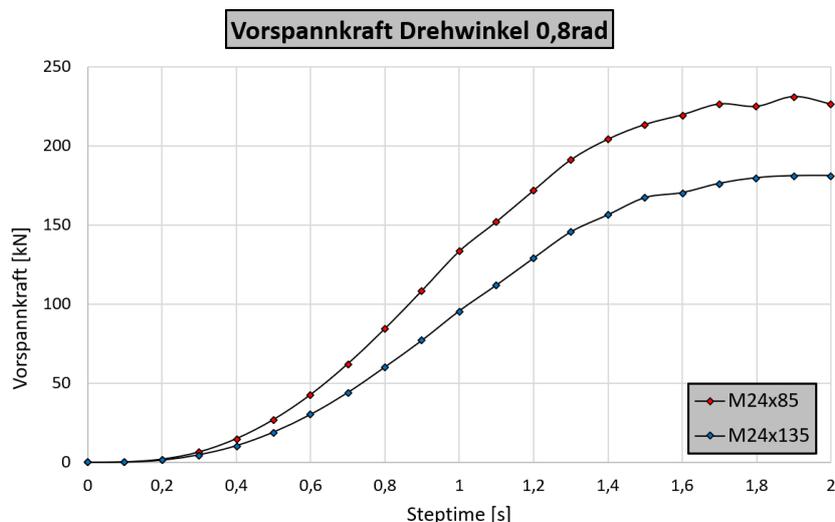


Abbildung 4-21: Untersuchung unterschiedlicher Klemmlängen unter geringerer Belastung

In Abbildung 4-21 sind die Verläufe der hieraus resultierenden Vorspannkraft dargestellt. Die kürzere Verbindung erreicht dabei durchgehend höhere Schraubenkräfte als die lange Verbindung.

Hierdurch wird letztendlich die These bestätigt, dass bei geringeren Klemmlängen höhere Schraubenkräfte aus gleichen Drehwinkeln resultieren.

Die Untersuchungen zum kombinierten Vorspannverfahren sind damit abgeschlossen. Wie auch schon beim modifizierten Drehmomentverfahren konnten die zuvor definierten Parameter ausgewertet werden.

#### **4.4 Vergleich beider Anziehverfahren**

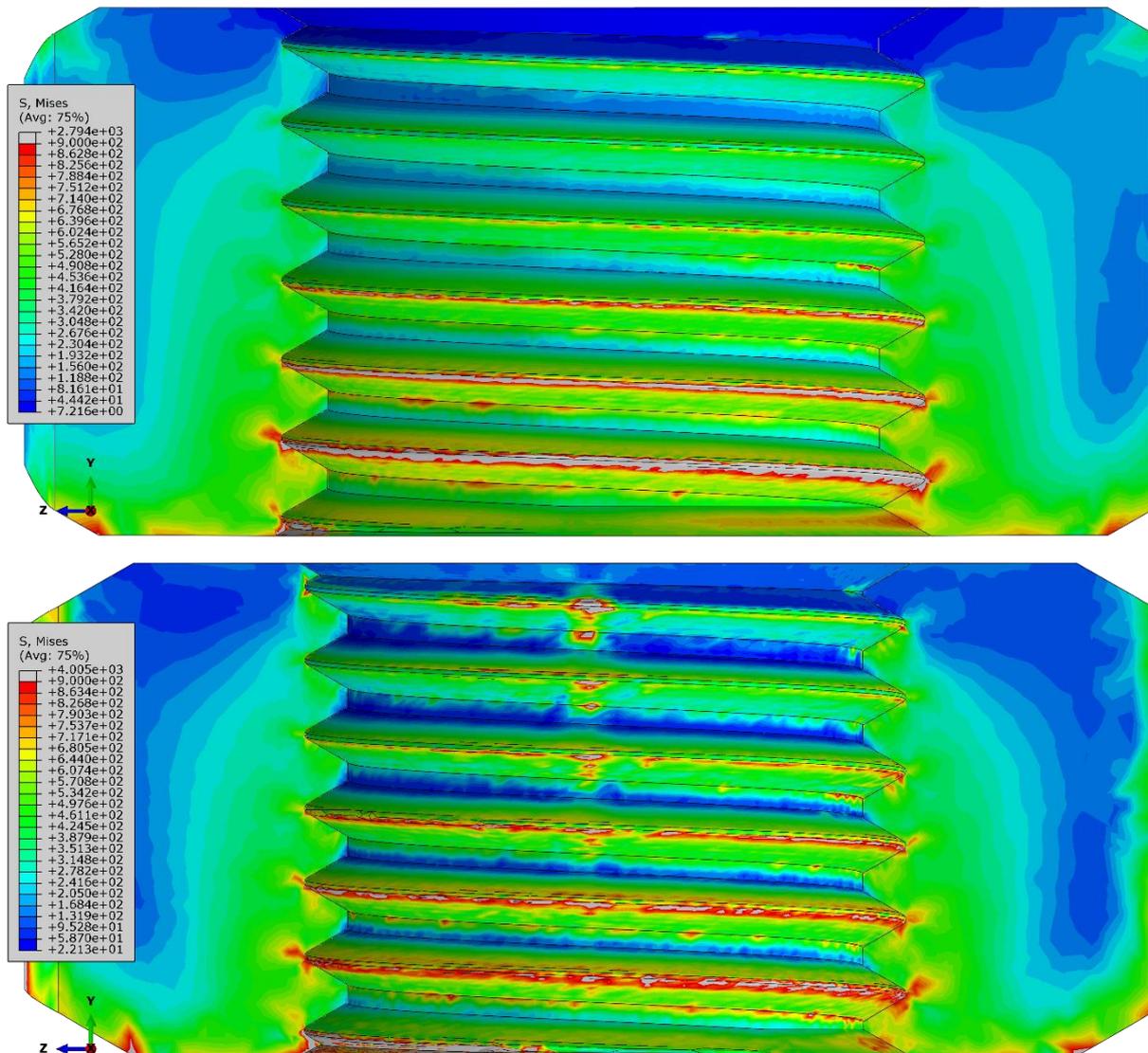
Im Rahmen der Zielsetzung ist konkret ein Vergleich beider in dieser Arbeit untersuchten Anziehverfahren genannt worden. Zwar erreichen die Verfahren unterschiedliche Vorspannkraftniveaus, allerdings wird dies im Rahmen einer konstruktiven Bemessung ausreichend berücksichtigt. Im Rahmen dieses Vergleichs soll auf unterschiedliche Parameter beider Verfahren eingegangen werden. Hierzu werden die durchgeführten Simulationen eingehend betrachtet.

Die numerischen Berechnungen des modifizierten Vorspannverfahrens haben gezeigt, dass bei einem fest vorgegebenen Anziehmoment die Vorspannung in hohem Maße von den Gewindereibungsparametern abhängt. In der Praxis führt dies, wie auch in [10] hervorgehoben, zu teilweise erheblichen Abweichungen in der erzielten Vorspannkraft. Die Nennlänge der gewählten Verbindung hat bei Verwendung eines konstanten Anzugsmoment wie in Kapitel 4.3.3 nachgewiesen jedoch keinen Einfluss auf die Höhe der erzielten Vorspannkraft.

Abschließend sollen im Rahmen dieser Arbeit noch die Spannungen und Dehnungen des Muttergewindes beider Anziehverfahren betrachtet werden. Wie zuvor schon erwähnt liegen in diesem Fall zwar abweichende Vorspannkraftniveaus vor, jedoch soll dieser Vergleich insbesondere das qualitative Spannungsbild sowie einen möglichen Wiedereinsatz einer einmalig vorgespannten Verbindung betrachten. Die Spannungsplots beider Vorspannverfahren sind in Abbildung 4-22 angegeben. Eine Betrachtung des qualitativen Spannungsbildes zeigt ein weitgehend übereinstimmendes Ergebnis. Beide Bauteile erreichen die höchsten Spannungen im ersten tragenden Gewindegang, mit abnehmenden Spannungen in jedem weiteren Gewindegang. Auch ist der Spannungsabtrag in die Lagerungsflächen der Mutter bei beiden Modellen identisch. Beide Modelle zeigen an den Auflageflächen an ähnlichen Stellen Spannungsspitzen, welche ebenso in beiden Modellen die Fließgrenze des verwendeten Materials erreichen und teilweise überschreiten.

Starke Abweichungen zwischen den Modellen besteht hingegen wie zu erwarten in den Maximalwerten der Gewindespannungen. Die Spannungen des modifizierten Drehmomentver-

fahrens erreichen nur ca. 70% der Gewindespannungen des kombinierten Verfahrens. Im Vergleich dazu liegt die zu erzielende Vorspannkraft des modifizierten Verfahrens bei der vorliegenden Garnitur bei ca. 90% des kombinierten Verfahrens.

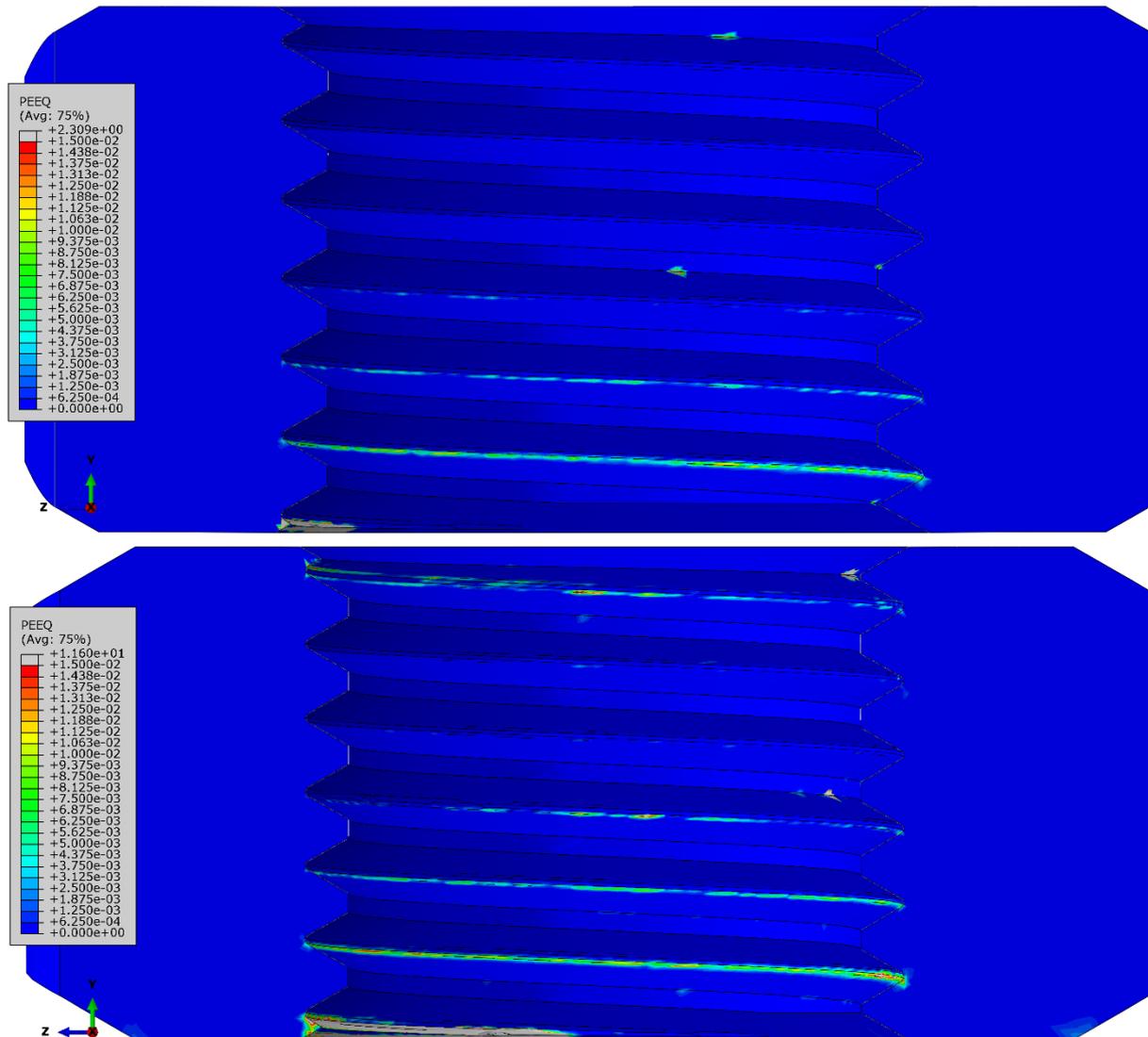


**Abbildung 4-22: Vergleich der Mutterspannungen bei Anwendung des modifizierten Drehmomentverfahrens (oben) und kombinierten Vorspannverfahrens (unten)**

Betrachtet man die Vergleichsdehnungen beider Modelle, so ergibt sich ein ähnlich erwartbares Bild. Erneut ist die Verteilung der plastischen Dehnungen in beiden Modellen nahezu identisch. Auch die maximalen Dehnungen treten wie bei allen bisher untersuchten Modellen im ersten (untersten) tragenden Gewingegang der Verbindung auf. Dies wurde bereits in den Voruntersuchungen am stark vereinfachten Modell in Kapitel 3.2.1 sowie in allen verwendeten Literaturquellen, bspw. [1] [2] und [5], beobachtet.

Aufgrund der nicht-linearen Beziehung von Spannungen und Dehnungen, welche aus dem plastischen Materialverhalten hervorgeht, sind die Abweichungen der Extremwerte der Ver-

gleichsdehnungen wesentlich höher als die der Spannungen. Die plastischen Vergleichsdehnungen im Modell mit modifiziertem Drehmomentverfahren liegen nurmehr bei 20% derer des Modells mit kombinierter Vorspannung. Dies ist aufgrund der Spannungs-Dehnungs-Beschreibung des verwendeten Materials zu erwarten. Unter höheren Spannungen kommt es zu immer mehr plastischen Verformungen des Materials, wodurch die allgemeine Steifigkeit des Materials herabgesetzt wird.



**Abbildung 4-23: Vergleich der plastischen Vergleichsdehnungen bei Anwendung des modifizierten Drehmomentverfahrens (oben) und kombinierten Vorspannverfahrens (unten)**

In beiden Modellen treten in den FE-Auswertungen jedoch derart hohe plastische Dehnungen in den unteren Gewindegängen auf, dass ein erneuter Wiedereinsatz bereits vorgespannter Garnituren ausgeschlossen ist.

## 5 Zusammenfassung und Schlussfolgerung

Im Rahmen dieser Abschlussarbeit wurde der Einfluss unterschiedlicher Anziehverfahren sowie einzelner Parameter auf die Spannungsentwicklung nach dem Vorspannvorgang numerisch untersucht. Hierfür wurden neben den in der Motivation genannten Lagerungsbedingungen zudem die Nennlänge sowie variierende Gewindereibungsparameter als maßgebende Einflussfaktoren betrachtet.

Begonnen wurde zunächst damit, ein geeignetes Materialmodell zur Charakterisierung des elastoplastischen Materialverhaltens auf der Grundlage mathematischer Modelle abzuleiten. Die Eingangswerte dieses Materialmodells wurden dabei aus den maßgebenden Produktnormen zu Schraubenfestigkeitsklassen entnommen, um so eine allgemeingültige Aussage über die variierten Parameter zu ermöglichen.

Anschließend wurde ein erstes FE-Modell der gewählten M24x135 Verbindung erstellt. An diesem Modell wurden zunächst Untersuchungen mit vereinfachten Gewindebauteilen durchgeführt, um den Einfluss unterschiedlicher Elementansätze zu untersuchen. Hierbei wurde ermittelt, dass die Elementansatzfunktion zwar eine deutliche Auswirkung auf die Elementmenge und damit die Komplexität der Berechnung hat, die Qualität der Ergebnisse aber in keiner Weise beeinflusst.

Nach diesen Voruntersuchungen wurde damit begonnen, die numerischen Berechnungen des modifizierten Drehmomentverfahren nach DIN EN 1993-1-8/NA auszuwerten. Im Rahmen dieser Auswertungen konnte ein konkreter Zusammenhang zwischen Gewindereibungsparametern und der im Vorspannverfahren erzielten Schraubenkraft nachgewiesen werden. Darüber hinaus wurde auch ein Zusammenhang zwischen Anziehmoment und Vorspannkraft nachgewiesen.

Im weiteren Verlauf wurde der Einfluss unterschiedlicher Anziehbedingungen, welche bereits in der Motivation dieser Arbeit umrissen wurden, numerisch untersucht. Hierzu wurde das zuvor berechnete Modell dahingehend geändert, dass die Vorspannung nun über eine Drehung des Schraubenkopfes aufgebracht wurde. Darüber hinaus wurde untersucht, welchen Einfluss in diesem Fall eine halbflächige Lagerung der Mutter gegenüber einer vollflächigen Lagerung hat. Dabei wurde ein geringfügig ungünstigerer Spannungszustand bei schraubenkopfseitigem Anzug mit vollflächiger Lagerung der Mutter gegenüber dem herkömmlichen mutterseitigen Vorspannen identifiziert. Die maximalen Spannungen lagen beim schraubenkopfseitigen Vorspannen ca. 1,6% über denen des mutterseitigen Anspannens. Dieser Effekt erhöht sich auf eine Differenz von ca. 11%, sobald die Mutter beim schraubenkopfseitigen Anziehen nur halbflächig gelagert wird.

Nach diesen Untersuchungen wurde ein neuer Ansatz zur Berechnung des kombinierten Vorspannverfahrens entwickelt, mit welchem sich das Verfahren in nur einem Anziehschritt berechnen lassen kann. An dem so entwickelten Modell wurde die Vorspannkraft ausgewertet, welche gemäß den Erwartungen deutlich über dem Zielniveau  $F_{p,c}$  lag. Dies

wurde mit dem ersten Anziehschritt des Verfahrens, welcher unebene Trennflächen beifügen soll, sowie der Einordnung in vergleichsweise grobe Nennlängensklassen des zweiten Schritts begründet.

Eine Untersuchung unterschiedlicher Klemmlängen hat gezeigt, dass die Länge der Verbindung keinen Nennenswerten Einfluss auf die Erreichte Vorspannkraft hat. Dies wurde damit begründet, dass durch den im Verfahren vorgeschriebenen Drehwinkel die Gewinde in einen deutlich überelastischen Bereich hinein belastet werden. Dies führt zwar zu höheren plastischen Dehnungen als im gering belasteten Bereich, erzielt aber somit auch eine wesentlich konstantere Vorspannkraft.

Abschließend wurden die beiden in dieser Arbeit untersuchten Anziehverfahren miteinander verglichen. Dies ist zwar aufgrund der unterschiedlichen Vorspannkraftniveaus nur bedingt möglich, jedoch können durch eine Betrachtung der Gewindespannungen sowie der erreichten Vorspannkraften dennoch Aussagen über die jeweiligen Verfahren getroffen werden. In beiden Verfahren war das qualitative Bild der Gewindespannungen sehr ähnlich. Lediglich die quantitativen Werte lagen beim kombinierten Vorspannverfahren erwartungsgemäß über denen des modifizierten Verfahrens. In beiden Verfahren wird die Vorspannung daher wie in Kapitel 2.1.2 erarbeitet durch plastische Verformungen der Gewindegänge erzielt.

Aus den in dieser Arbeit durchgeführten numerischen Berechnungen geht hervor, dass das kombinierte Verfahren wesentlich robuster im Erreichen der Vorspannkraft ist. Für zyklisch belastete Verbindungen der Zielebene I (vgl. s. Kapitel 2.1.1) ist es daher als definitiv bevorzugt zu empfehlen. Unter Baustellenbedingungen kann so die Vorspannkraft wesentlich sicherer erzielt werden. Auch für alle gleitfesten Verbindungen der Schraubenkategorie B und C nach Abbildung 2-2 ist es vorzuziehen.

In Verbindungen, welche ausschließlich zur qualitativen Verbesserung der Gebrauchstauglichkeit einer Verbindung auf Zielebene II vorgespannt werden, ist das modifizierte Drehmomentverfahren vollkommen ausreichend. Dieses Verfahren benötigt keinen Wechsel in der Anziehmethode und ist auch derzeit meist in der Baupraxis im Einsatz.

Darüber hinaus haben die Untersuchungen zum schraubenkopfseitigen Anziehen ergeben, dass dies zu höheren Gewindespannungen führt. Da sich aus dem schraubenkopfseitigen Anziehen kein bemessungstechnischer Vorteil ergibt, sollte wann immer möglich die herkömmlich Vorspannung durch Drehen der Mutter gewählt werden. Ist dies nicht möglich, sollte darauf geachtet werden, die Mutter vollflächig zu lagern. Bei einer nur halbflächigen Lagerung der Mutter ist der Spannungszustand im Gewinde noch einmal deutlich kritischer als bei einer vollflächigen Lagerung.

Abschließend soll im Rahmen dieser Arbeit noch darauf eingegangen werden, welche zukünftigen Untersuchungen sich zur weiteren Auswertung unterschiedlicher Vorspannverfahren eignen.

## 6 Ausblick

Ein Hauptaugenmerk dieser Arbeit lag auf der Entwicklung numerischer Modelle, welche in zukünftigen Untersuchungen zur Bewertung weiterer Einflüsse durch zusätzliche Parameter verwendet werden können. Bislang wurden hierzu die Modelle validiert, sowie einzelne Parameter variiert.

Erste Überlegungen zu weiteren Parametern beziehen sich zunächst auf geometrische Eigenschaften der Verbindung. Bislang wurden nur Garnituren der Abmessung M24 untersucht. Die beiden in dieser Arbeit untersuchten Vorspannverfahren sind nach DASt Richtlinie 024 zugelassen für Garnituren der Abmessungen M12 bis M36. Darüber hinaus existieren in DASt Richtlinie 021 Angaben zu Verbindungen der Abmessungen M39 bis M72. Letztere wurden bereits in [2] hinsichtlich ihres Spröbruchverhaltens untersucht. Eine Untersuchung weiterer Durchmesser kann jedoch Aussage darüber treffen, ob die Gewindespannungen abhängig vom Nenndurchmesser einer Verbindung sind. Grundsätzlich werden bei großen Abmessungen mehr Fehlstellen im Material vermutet, allerdings kann dieser Effekt durch eine bessere Verteilung der Spannungen im Bauteil relativiert werden.

Des Weiteren wurden in dieser Arbeit nur idealisiert modellierte Verbindungen untersucht. Vernachlässigt wurden hierbei Toleranzabweichungen der Gewindebauteile sowie Verformungen der Klemmkörper. Insbesondere im Hinblick auf das kombinierte Vorspannverfahren ist einer Untersuchung verformter Klemmkörper von großem Interesse, da der erste Schritt dieses Verfahrens ausschließlich hierfür überhaupt angesetzt wird.

Neben geometrischen Parametern ist es zudem sinnvoll, weitere Untersuchungen zu Reibungsparametern durchzuführen. Berechnungsbedingt wurde bislang im gesamten Modell ein einheitlicher Reibungswert für Gewindeinteraktionen und Unterkopfreibung angesetzt. Eine Trennung dieser Reibungswerte ist zwar nur mit einer abweichenden Kontaktdefinition möglich, kann dadurch aber auch weitere Ergebnisse zur Auswertung der Spannungen liefern.

Auch wurden bislang alle Bauteile außer den Gewindebauteilen mit einem einfachen elastischen Materialmodell modelliert. Dies ist zwar im Rahmen der Untersuchungen vollkommen ausreichend, kann aber bei größeren Schraubenabmessungen und damit verbundenen höheren Schraubenkräften zu ungenau sein. In diesem Fall sollten alle Bauteile mit einem realistischen, nichtlinearen Material modelliert werden.

Abschließend kann das Spannungsverhalten der Gewinde noch wesentlich genauer untersucht werden, wenn zur Berechnung die sogenannte *Submodell-Technik* verwendet wird. In solchen Berechnungen wird das globale Bauteilverhalten an einem grob vernetzten Modell der Verbindung berechnet. Anschließend kleinere Bereiche, welche von besonderem Interesse für die Auswertung sind, in einem sehr fein vernetzten Modell erneut berechnet. Derartige Berechnungen kommen in komplexen Modellen häufig zum Einsatz, da sie eine genau Auswertung von kritischen Bereichen, wie im vorliegenden Fall beispielsweise dem ersten tragenden Gewindegang, ermöglichen.

---

## 7 Literatur

- [1] Stranghöner, N.; Jungbluth, D.; Hüller, V.; Machura, G.: „Anziehen von geschraubten Verbindungen nach Eurocode 3 und DIN EN 1090-2“, Fachartikel in Fachzeitschrift *Stahlbau*, Jahrgang 85 Heft 5, 2016.
- [2] Stranghöner, N.; Feldmann, M.; Bleck, W.: „Sprödbruch von hochfesten Schrauben großer Abmessungen bei tiefen Temperaturen“, Abschlussbericht, FOSTA, Düsseldorf, 2017.
- [3] DIN EN 1993-1-8/NA:2010-12: „Nationaler Anhang – National festgelegte Parameter – Eurocode 3: Bemessung und Konstruktionen von Stahlbauten – Teil 1-8: Bemessung von Anschlüssen“, Deutscher Nationaler Anhang EN 1993-1-8:2010, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2010.
- [4] DIN EN 1090-2:2018-09: „Ausführung von Stahltragwerken und Aluminiumtragwerken – Teil 2: Technische Regelungen für die Ausführung von Stahltragwerken“, Deutsche Fassung EN 1090-2:2018, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2018.
- [5] Feldmann, M.; Citarelli, S.; Schaffrath, S.: „Numerische Untersuchungen von HV-Schraubverbindungen“, Abschlussbericht, Center Construction Robotics GmbH, Aachen, 2020.
- [6] Petersen, C.: „Stahlbau“, Buch, 4. Auflage, Springer Verlag, Wiesbaden, 2013.
- [7] DIN EN 14399-2:2015-04: „Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubverbindungen im Metallbau – Teil 2: Eignung zum Vorspannen“, Deutsche Fassung EN 14399-2:2015, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2015.
- [8] DIN EN 1993-1-8:2010-12: „Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1-8: Bemessung von Anschlüssen“, Deutsche Fassung EN 1993-1-8:2005 + AC:2009, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2010.
- [9] Stranghöner, N.; Jungbluth, D.; Afzali, N.: „Ausführung (nicht) standardisierter Verschraubungen im Stahlbau“, Kapitel in: *Stahlbau-Kalender 2019*, Ernst & Sohn GmbH & Co. KG., Berlin, 2019.
- [10] Machura, G. et. al: „Ausführung von Stahlbauten – Kommentare zu DIN EN 1090-2 und DIN EN 1090-4“, Kommentar, 2. Auflage, DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag, Berlin, 2019.
- [11] DIN EN 10025-2:2019-10: „Warmgewalzte Erzeugnisse aus Baustählen – Teil 2: Technische Lieferbedingungen für unlegierte Baustähle“, Deutsche Fassung EN 10025-2:2019-10, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2019.
- [12] Kuhlmann, U.: „Stahlbau Kalender 2011“, Buch, 13. Auflage, Ernst & Sohn GmbH & Co. KG., Berlin, 2011.
- [13] DIN EN ISO 898-1:2013-05: „Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoff und legiertem Stahl – Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen – Regelgewinde und Feingewinde“, Deutsche Fassung EN ISO 898-1:2013, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2013.
- [14] DIN EN ISO 898-2:2012-08: „Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoff und legiertem Stahl – Teil 2: Muttern mit festgelegten Festigkeitsklassen – Regelgewinde und Feingewinde“, Deutsche Fassung EN ISO 898-2:2012-08, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2012.

- 
- [15] DIN EN 15048-1: „Garnituren für nicht vorgespannte Schraubverbindungen im Metallbau – Teil 1: Allgemeine Anforderungen“, Deutsche Fassung EN 15048-1:2016-09, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2016.
- [16] DIN EN 14399-1:2015-04: „Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubverbindungen im Metallbau – Teil 1: Allgemeine Anforderungen“, Deutsche Fassung EN 14399-1:2015, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2015.
- [17] DIN ISO 724: „Metrische ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Grundmaße“, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2010.
- [18] DIN ISO 68-1: „Metrische ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Grundprofil – Teil 1: Metrisches Gewinde“, Deutsche Fassung ISO 68-1, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 1999.
- [19] DIN ISO 965-1: „Metrische ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Toleranzen – Teil 1: Prinzipien und Grundlagen“, Deutsche Fassung ISO 965-1:2013, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2013.
- [20] DIN EN ISO 225: „Mechanische Verbindungselemente – Schrauben und Muttern – Bemaßung“, Mehrsprachige Fassung EN ISO 225:2010, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2011.
- [21] Arbeitshilfe 2.3: „Geschraubte Verbindungen“, Merkblatt, bauforumstahl e.V., Düsseldorf, 2012.
- [22] Otte, A.: „Ausführung von Stahltragwerken nach DIN EN 1090-2“, Vortragsunterlagen, Arnsberg, Ingenieurbüro für Qualität in der Schweißtechnik, 2017.
- [23] DIN EN 14399-3:2015-04: „Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubenverbindungen im Metallbau – Teil 3: System HR – Garnituren aus Sechskantschrauben und -mutter“, Deutsche Fassung EN 14399-3:2015, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2015.
- [24] DIN EN 14399-4:2015-04: „Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubenverbindungen im Metallbau – Teil 4: System HV – Garnituren aus Sechskantschrauben und -mutter“, Deutsche Fassung EN 14399-4:2015, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2015.
- [25] DIN EN 14399-10:2015-04: „Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubenverbindungen im Metallbau – Teil 10: System HRC“, Deutsche Fassung EN 14399-6:2015, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2015.
- [26] DASt Richtlinie 024: „Anziehen von geschraubten Verbindungen der Abmessungen M12 bis M36“, Richtlinie, Deutscher Ausschuss für Stahlbau, Stahlbau Verlags- und Service GmbH, Berlin, 2018.
- [27] DIN EN 14399-6:2015-04: „Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubenverbindungen im Metallbau -Teil 6: Flache Scheibe mit Fase“, Deutsche Fassung EN 14399-6:2015, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 2015.
- [28] Arbeitshilfe 5.3: „Ausführung von Stahlbauten – Geschraubte Verbindungen – Planmäßiges Vorspannen“, Merkblatt, bauforumstahl e.V., Düsseldorf, 2013.
- [29] ZwickRoell: „Streckgrenze, obere und untere“, Merkblatt, Internetdokument, [www.zwickroell.com/de/branchen/werkstoffpruefung-materialpruefung/zugversuch/streckgrenze/](http://www.zwickroell.com/de/branchen/werkstoffpruefung-materialpruefung/zugversuch/streckgrenze/), abgerufen am 02.03.2021.
- [30] Hahn, F.: „Werkstofftechnik - Praktikum“, Buch, Hanser Verlag, München, 2015.
-

- 
- [31] DIN 13-1:1999-11: „*Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung – Teil 1: Nennmaße für Regelgewinde*“, Norm, Berlin, Beuth Verlag, 1999.
- [32] Würth: „*Würth DINO – DIN- und Normteile*“, Produktkatalog, Würth-Gruppe, Künzelsau, 2016.
- [33] Würth: „*Sechskantschraube für HV Garnitur*“, Bauprodukt, Würth Online Shop, abgerufen am 02.03.2021.
- [34] Würth: „*Sechskantmutter für HV Garnitur*“, Bauprodukt, Würth Online Shop, abgerufen am 02.03.2021.
- [35] Gebhardt, C.: „*Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench – Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik*“, Buch, 2. Auflage, Hanser Verlag, München, 2018.
- [36] Dassault Systèmes: „*Getting Started with Abaqus: Interactive Edition*“, Handbuch zu Abaqus/CAE 6.14, 2014.
- [37] Altay, O.: „*Structural Dynamics – Vorlesungsunterlagen WS 2019/20*“, Vorlesungsunterlagen, LBB RWTH Aachen, Aachen, 2019.
- [38] Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B. Stahl, K.: „*Maschinenelemente 1 – Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*“, Buch, 5. Auflage, Wiesbaden, Springer Vieweg, 2019.
- [39] Osgood, W.; Ramberg, W.: „*Description of stress-strain curves by three parameters*“, Forschungsbericht, Washington, National Advisory Committee for Aeronautics, 1943.

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Verspannungsdreieck einer vorgespannten Garnitur, nach [6] .....	5
Abbildung 2-2: Einordnung von Schrauben in Kategorien nach DIN EN 1993-1-8 mit Angabe der Zielebene [1] .....	8
Abbildung 2-3: Beziehung zwischen Vorspannkraft und Anziehmoment durch $k$ -Faktor [9].	14
Abbildung 2-4: Schematischer Vergleich der Gewindelängen bei Garnituren des Systems HV (links) und HR (rechts), verändert nach [23], [24] .....	16
Abbildung 2-5: HRC Schraube, nach [25] .....	17
Abbildung 2-6: Streuung der Vorspannkräfte bei drehwinkelgesteuerten Anziehverfahren [10] .....	20
Abbildung 2-7: Klemmlängen Definition am Beispiel von DIN EN 14399-4 [24] .....	22
Abbildung 2-8: Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit ausgeprägter Fließgrenze (links) und ohne (rechts), [29].....	24
Abbildung 2-9: Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit technischen und wahren Werten [30]	25
Abbildung 2-10: Nominale Fließkurven nach parametrischen Ansätzen .....	28
Abbildung 2-11: Vergleich unterschiedlicher Materialmodelle .....	29
Abbildung 3-1: Nenngewinde nach DIN 13-1 [31] .....	30
Abbildung 3-2: Modelliertes Gewinde (links), ISO-Gewindeprofil (rechts) [18] .....	31
Abbildung 3-3: Gewindeformungsprozess Schraube nach [32].....	32
Abbildung 3-4: Vergleich modelliertes Gewinde (links), reales Gewinde (rechts) [33].....	32
Abbildung 3-5: ABAQUS Modell einer HV M24x135 Schraube.....	34
Abbildung 3-6: ABAQUS Modell einer HV M24 Mutter (links) und reales Bauteil (rechts) [34] .....	34
Abbildung 3-7: Tie-Constraints zwischen Schraubengewinde und -Schaft (links), verwendete Randbedingungen (rechts) .....	36
Abbildung 3-8: Kontaktflächen der Gewinde im vereinfachten Modell .....	37
Abbildung 3-9: Vergleich des Spannungsbildes bei Gewindevernetzung mit Hexaeder Elementen (oben) und Tetraeder Elementen (unten) .....	39
Abbildung 3-10: Qualitatives Last-Zeit Diagramm zur Vermeidung dynamischer Effekte .....	43
Abbildung 3-11: Querschnitt des vernetzten Außengewindes .....	47
Abbildung 3-12: Querschnitt des vernetzten Innengewindes .....	48
Abbildung 3-13: ABAQUS Modell M24x135mm Garnitur .....	50
Abbildung 4-1: Energievergleich des modifizierten Drehmomentverfahrens.....	53
Abbildung 4-2: Auswertung der Vorspannkraft in [N] des modifizierten Drehmomentverfahrens.....	53
Abbildung 4-3: Linearer Zusammenhang zwischen Gewindereibung und Vorspannkraft .....	55
Abbildung 4-4: Numerische Berechnung unterschiedlicher Anziehmomente .....	56
Abbildung 4-5: Elementdurchdringung bei Approximation der Nominalgeometrie (rot) durch FE-Netz (grün, schwarz).....	57

---

Abbildung 4-6: Gewindespannungen bei mutterseitigem Anzug (oben) und schraubenkopfseitigem Anzug mit vollflächiger Lagerung der Mutter (unten) .....	60
Abbildung 4-7: Schlüsselflächen bei voll- und halbflächiger Lagerung.....	61
Abbildung 4-8: Gewindespannungen bei halbflächiger Lagerung der Mutter .....	62
Abbildung 4-9: Plastische Vergleichsdehnungen mutterkopfseitig (oben) und halbflächig gelagert schraubenkopfseitig (unten).....	63
Abbildung 4-10: Gewindespannungen mutterseitiger Anzug (oben) sowie kopfseitiger Anzug vollflächig (mitte) und halbflächig (unten).....	64
Abbildung 4-11: Plastische Vergleichsdehnungen des Schraubengewindes, mutterseitig (oben) und halbflächig schraubenkopfseitig (unten).....	65
Abbildung 4-12: Schwankung der Vorspannkraft bei Anwendung von 3 Steps .....	67
Abbildung 4-13: Vorspannkraften aus den Voruntersuchungen zum kombinierten Vorspannverfahren bei mutterseitiger Drehung .....	69
Abbildung 4-14: Spannungen des Schraubengewindes kraftgesteuert (links) und weggesteuert (rechts) .....	70
Abbildung 4-15: Energievergleich des einschrittigen kombinierten Vorspannverfahrens.....	71
Abbildung 4-16: Auswertung der Vorspannkraft des kombinierten Vorspannverfahrens.....	71
Abbildung 4-17: Vorspannkraftverlauf kombiniertes Vorspannverfahren M24x85.....	73
Abbildung 4-18: Schraubenkraft-Drehwinkel-Kurve [2] .....	74
Abbildung 4-19: Auswertung der Vorspannkraft unterschiedlicher Klemmlängen.....	75
Abbildung 4-20: Gewindevergleich M24x145 (links), M24x85 (rechts). Spannungen (oben) und plastische Vergleichsdehnungen (unten).....	76
Abbildung 4-21: Untersuchung unterschiedlicher Klemmlängen unter geringerer Belastung	77
Abbildung 4-22: Vergleich der Mutterspannungen bei Anwendung des modifizierten Drehmomentverfahrens (oben) und kombinierten Vorspannverfahrens (unten) .....	79
Abbildung 4-23: Vergleich der plastischen Vergleichsdehnungen bei Anwendung des modifizierten Drehmomentverfahrens (oben) und kombinierten Vorspannverfahrens (unten) .....	80

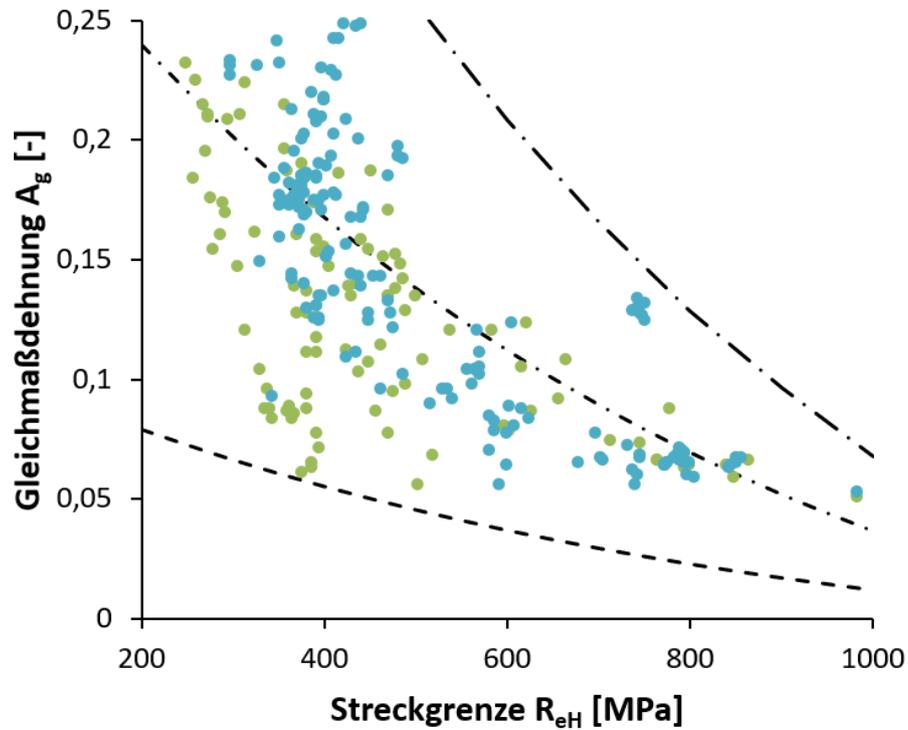
---

## Tabellenverzeichnis

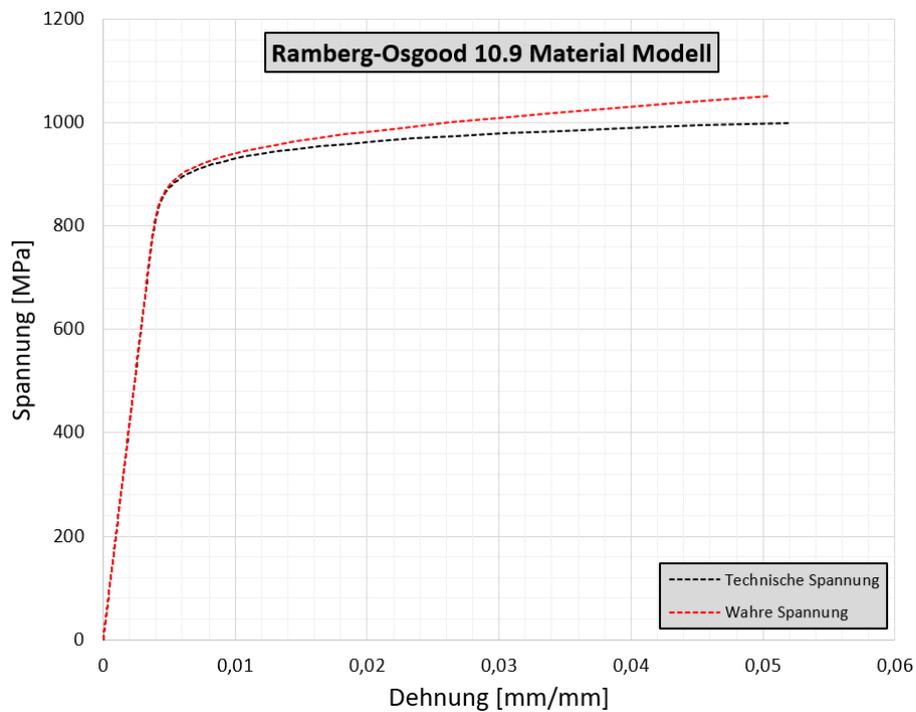
Tabelle 2-1: Schraubenfestigkeitsklassen nach DIN EN 1993-1-8 [8] .....	8
Tabelle-2-2: Normenübersicht Schraubenanwendungen im Stahlbau, nach [21] .....	12
Tabelle 2-3: Vorspannverfahren nach deutschen Bemessungsnormen [28].....	18
Tabelle 2-4: Anziehmoment $0,75 \cdot M_r, 1$ im ersten Anziehschritt in [Nm] nach DIN EN 1090-2 [4] .....	21
Tabelle 2-5: Zweiter Anziehschritt des kombinierten Vorspannverfahrens nach DIN EN 1090-2 [3] .....	22
Tabelle 3-1: Simulationsmatrix der M24 HV Garnitur .....	45
Tabelle 3-2: Einheitensystem nach Abaqus Handbuch [36] .....	46

## A Anlagen zu Materialmodellen

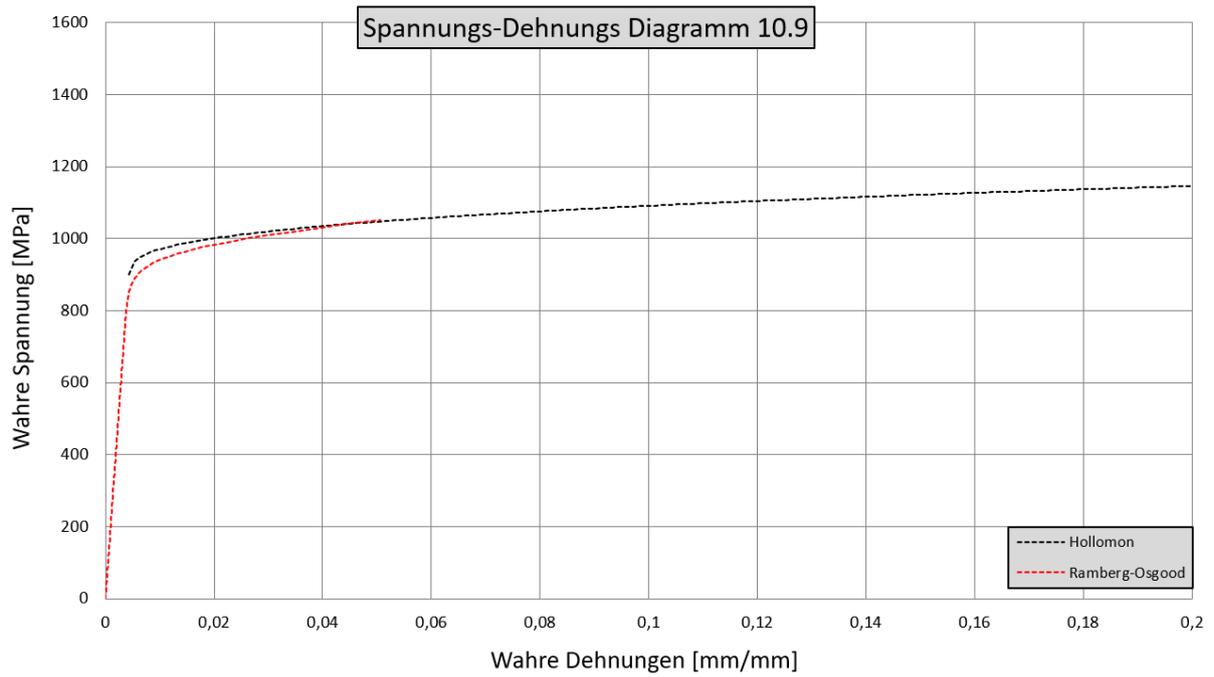
### A.1 Korrelationsdiagramm Streckgrenze-Gleichmaßdehnung nach Schaffrath et al.



### A.2 Materialmodell nach Ramberg-Osgood



### A.3 Vergleich Ramberg-Osgood und Hollomon/Ludwik



## B Anlagen zum Stand der Normung

### B.1 Nennwerte der Mindestvorspannkraft $F_{p,C}$ in [kN] nach DIN EN 1090-2

Festigkeits- klasse	Schraubendurchmesser mm							
	12	16	20	22	24	27	30	36
8.8	47	88	137	170	198	257	314	458
10.9	59	110	172	212	247	321	393	572

### B.2 Nennwerte der Regelvorspannkraft $F_{p,C}^*$ in [kN] nach DIN EN 1993-1-8/NA

Festigkeits- klasse	Schraubendurchmesser mm							
	12	16	20	22	24	27	30	36
8.8	35	70	110	130	150	200	245	355
10.9	50	100	160	190	220	290	350	510

### B.3 Drehmoment $0,75M_{r,1}$ in [Nm] für den ersten Schritt des kombinierten Verfahrens nach DIN EN 1090-2

Festigkeits- klasse	Schraubendurchmesser mm							
	12	16	20	22	24	27	30	36
8.8	53	132	258	351	446	652	886	1548
10.9	67	165	322	439	557	815	1107	1935

#### B.4 Weiterdrehwinkel für den zweiten Schritt des kombinierten Verfahrens (8.8- und 10.9-Schrauben) nach DIN EN 1090-2

Gesamtnenndicke „ $t$ “ der zu verbindenden Teile (einschließlich aller Futterbleche und Scheiben) $d =$ Schraubendurchmesser	Während des zweiten Anziehschrittes aufzubringender Weiterdrehwinkel	
	Grad	Drehung
$t < 2d$	60	1/6
$2d \leq t \leq 6d$	90	1/4
$6d \leq t \leq 10d$	120	1/3

#### B.5 Anziehdrehmomente $M_A$ in [Nm] für das modifizierte Drehmomentverfahren nach DIN EN 1993-1-8/NA

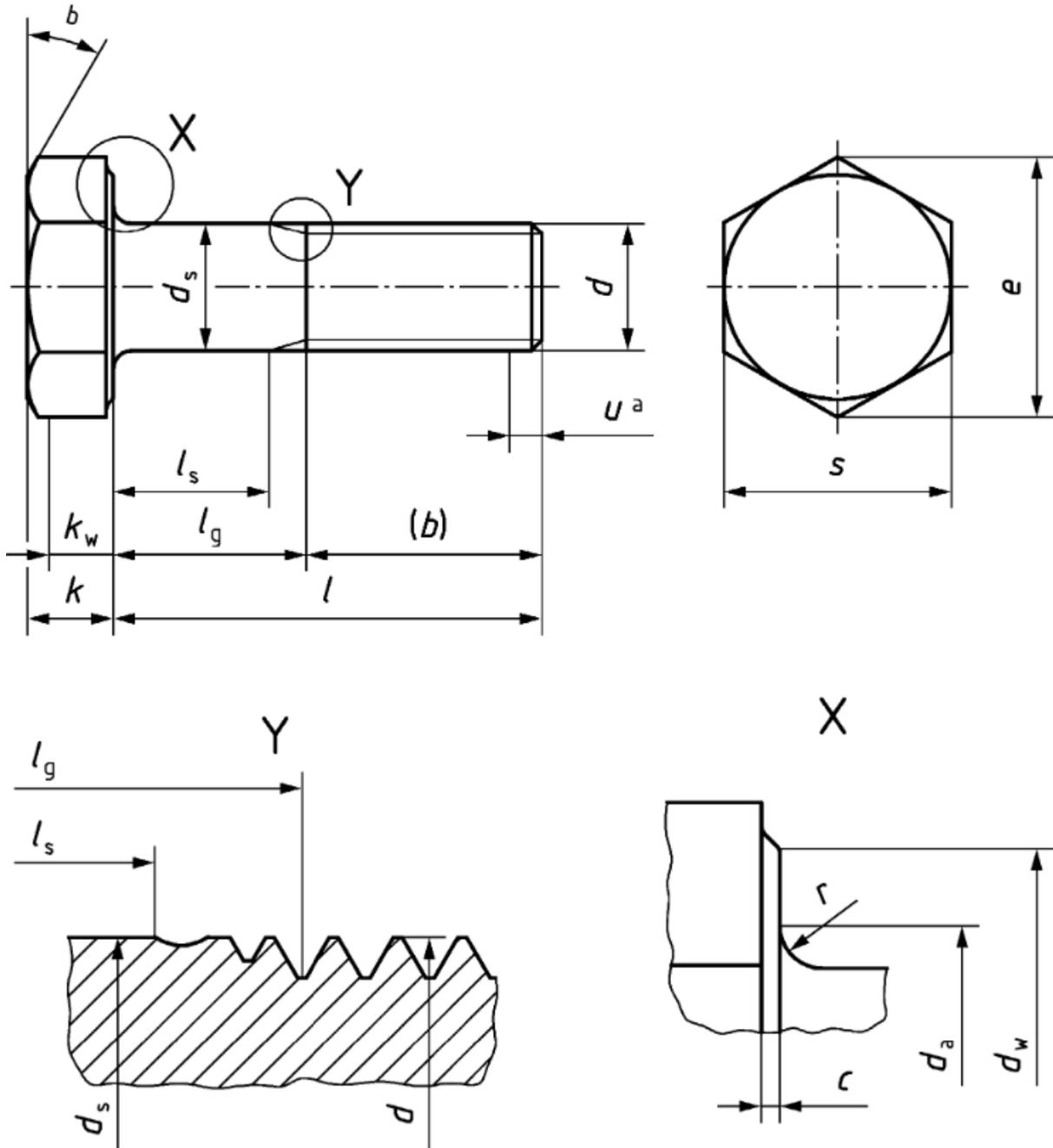
Festigkeitsklasse	Schraubendurchmesser mm							
	12	16	20	22	24	27	30	36
8.8	70	170	300	450	600	900	1200	2100
10.9	100	250	450	650	800	1250	1650	2800

#### B.6 Maximales Voranziehmoment $M_{A,vor}$ in [Nm] im ersten Schritt des modifizierten Drehmomentverfahrens nach DAST Richtlinie 024

Festigkeitsklasse	Schraubendurchmesser mm							
	12	16	20	22	24	27	30	36
10.9	75	190	340	490	600	940	1240	2100

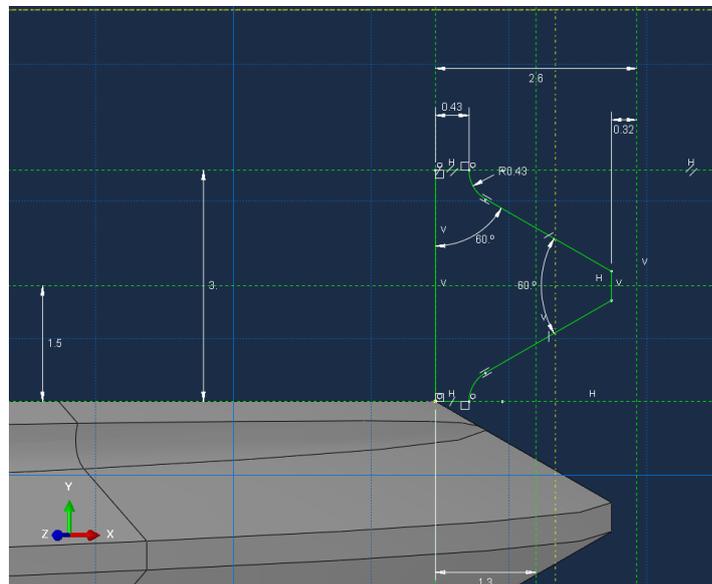
C Anlagen zur Modellierung der Verbindung

C.1 Detailzeichnungen Schraubenabmessungen nach DIN EN 14399-4

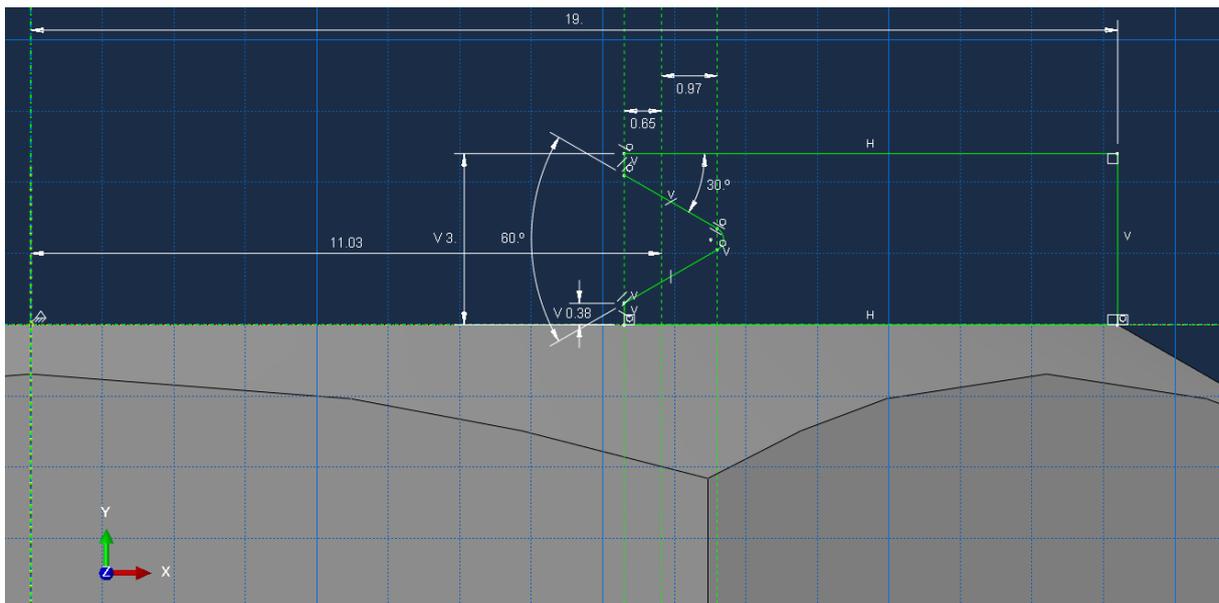


Gewinde ( $d$ )		M12	M16	M20	M22	M24	M27	M30	M36
$p^a$		1,75	2	2,5	2,5	3	3	3,5	4
$b$ (Hilfsmaß)		23	28	33	34	39	41	44	52
$c$	min.	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
	max.	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$d_a$	max.	15,2	19,2	24,0	26,0	28,0	32,0	35,0	41,0
$d_s$	nom.	12	16	20	22	24	27	30	36
	min.	11,30	15,30	19,16	21,16	23,16	26,16	29,16	35,00
	max.	12,70	16,70	20,84	22,84	24,84	27,84	30,84	37,00
$d_w$	min.	20,1	24,9	29,5	33,3	38,0	42,8	46,6	55,9
	max.	b	b	b	b	b	b	b	b
$e$	min.	23,91	29,56	35,03	39,55	45,20	50,85	55,37	66,44
$k$	nom.	8	10	13	14	15	17	19	23
	min.	7,55	9,25	12,10	13,10	14,10	16,10	17,95	21,95
	max.	8,45	10,75	13,90	14,90	15,90	17,90	20,05	24,05
$k_w$	min.	5,28	6,47	8,47	9,17	9,87	11,27	12,56	15,36
$r$	min.	1,2	1,2	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0
$s$	max.	22	27	32	36	41	46	50	60
	min.	21,16	26,16	31,00	35,00	40,00	45,00	49,00	58,80

## C.2 Maßstäbliche Skizze des Schraubengewindes M24



### C.3 Maßstäbliche Skizze des Muttergewindes M24



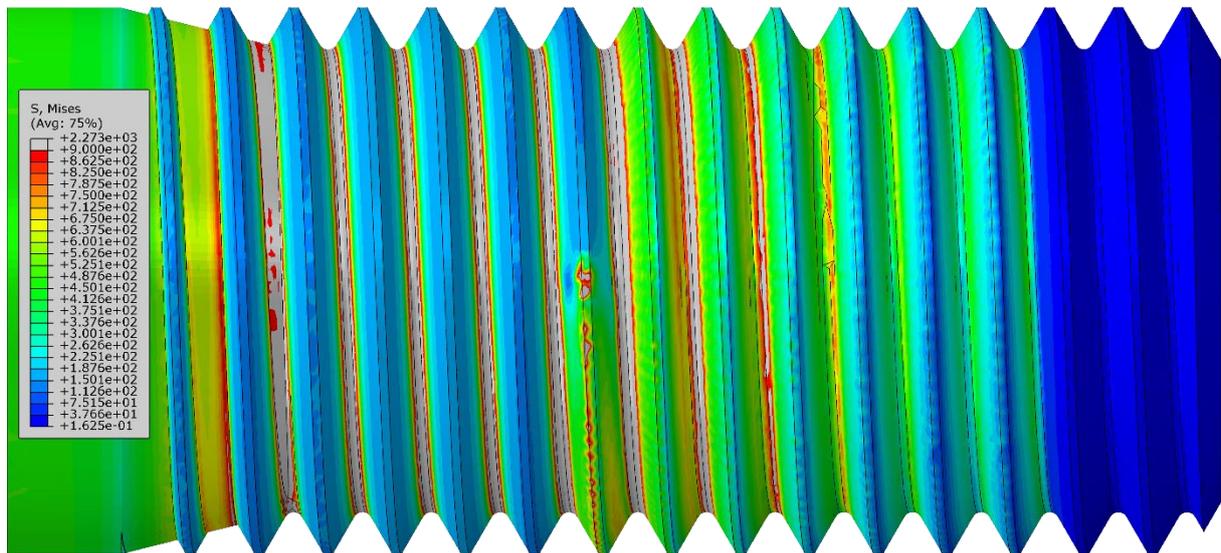
### C.4 Schaftgeometrie M24 HV Schraube nach DIN EN 14399-4

Gewinde			M24			
$F_{p,C}$ in [kN]			247			
$F_{p,C}^*$ in [kN]			220			
$l$			$l_s$	$l_g$	$\sum t$	
[mm]			[mm]	[mm]	[mm]	
nom.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
60	58,5	61,5	12	21	29	34
65	63,5	66,5	17	26	34	39
70	68,5	71,5	22	31	39	44
75	73,5	76,5	27	36	44	49
80	78,5	81,5	32	41	49	54
85	83,25	86,75	37	46	54	59
90	88,25	91,75	42	51	59	64
95	93,25	96,75	47	56	64	69
100	98,25	101,75	52	61	69	74
105	103,25	106,75	57	66	74	79

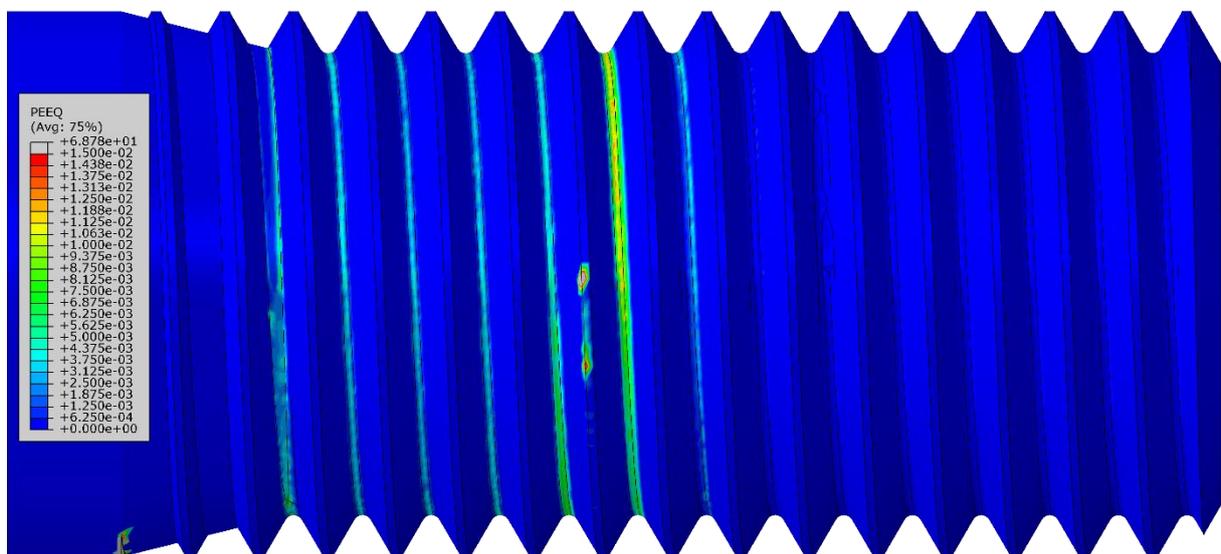
$l$			$l_s$	$l_g$	$\sum t$	
[mm]			[mm]	[mm]	[mm]	
nom.	min.	max.	min.	max.	min.	max.
<b>110</b>	108,25	111,75	62	71	79	84
<b>115</b>	113,25	116,75	67	76	84	89
<b>120</b>	118,25	121,75	72	81	89	94
<b>125</b>	123	127	77	86	94	99
<b>130</b>	128	132	82	91	99	104
<b>135</b>	133	137	87	96	104	109
<b>140</b>	138	142	92	101	109	114
<b>145</b>	143	147	97	106	114	119
<b>150</b>	148	152	102	111	119	124
<b>155</b>	153	159	107	116	124	129
<b>160</b>	158	164	112	121	129	134
<b>165</b>	163	169	117	126	134	139
<b>170</b>	168	174	122	131	139	144
<b>175</b>	173	179	127	136	144	149
<b>180</b>	178	184	132	141	149	154
<b>185</b>	182,7	189,6	137	146	154	159
<b>190</b>	187,7	194,6	142	151	159	164
<b>195</b>	192,7	199,6	147	156	164	169

## D Anlagen zur numerischen Auswertung der Verbindungen

### D.1 Vergleichsspannungen modifiziertes Drehmomentverfahren $M_A = 800 \text{ Nm}$

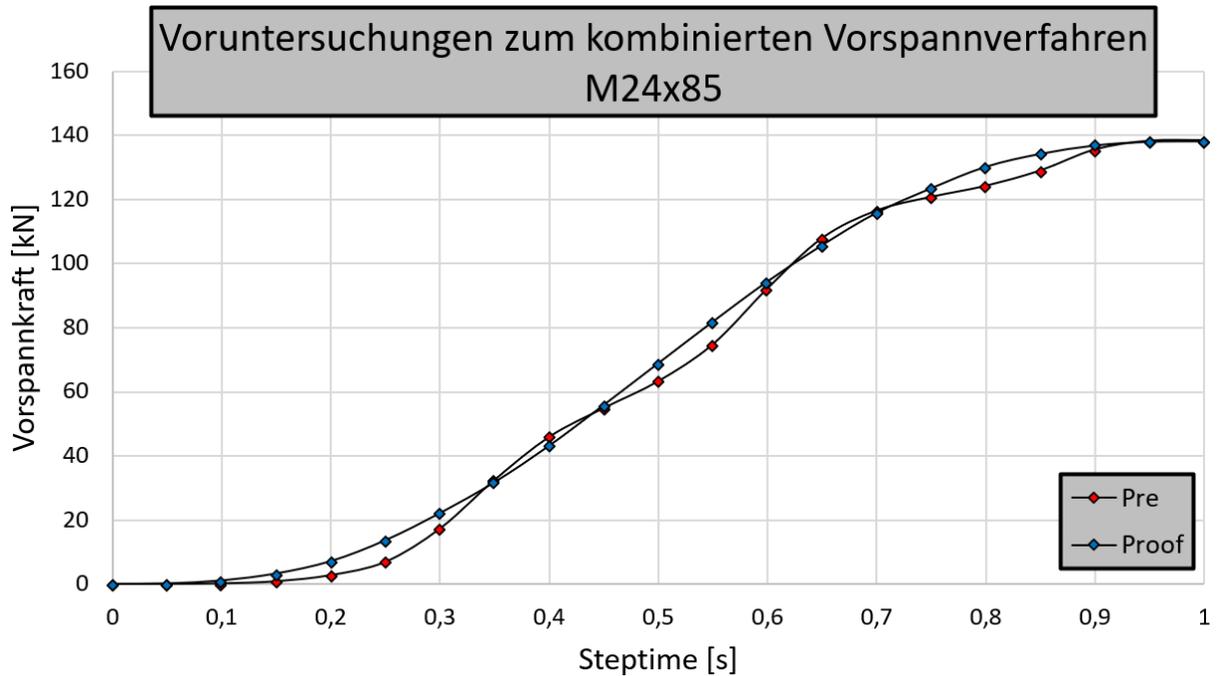


### D.2 Plastische Vergleichsdehnungen modifiziertes Drehmomentverfahren $M_A = 800 \text{ Nm}$

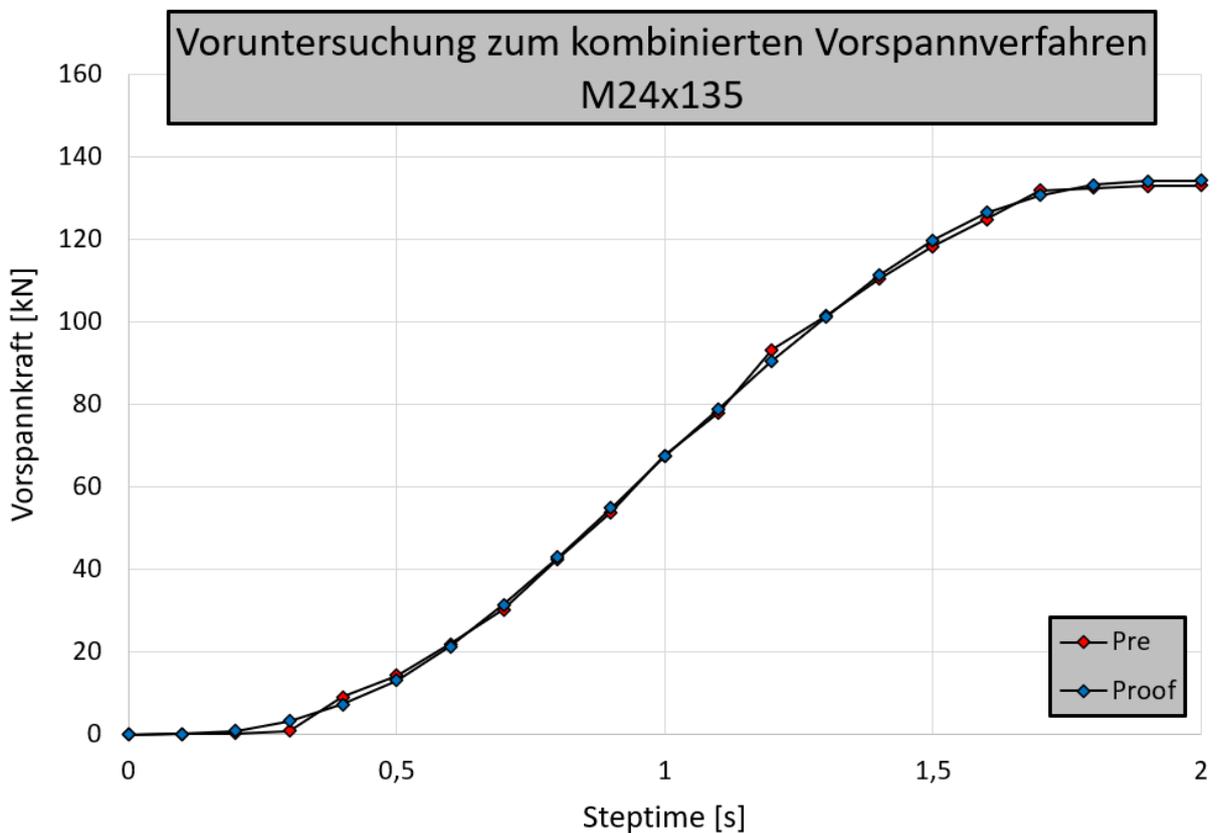


### D.3 Voruntersuchungen zum kombinierten Vorspannverfahren

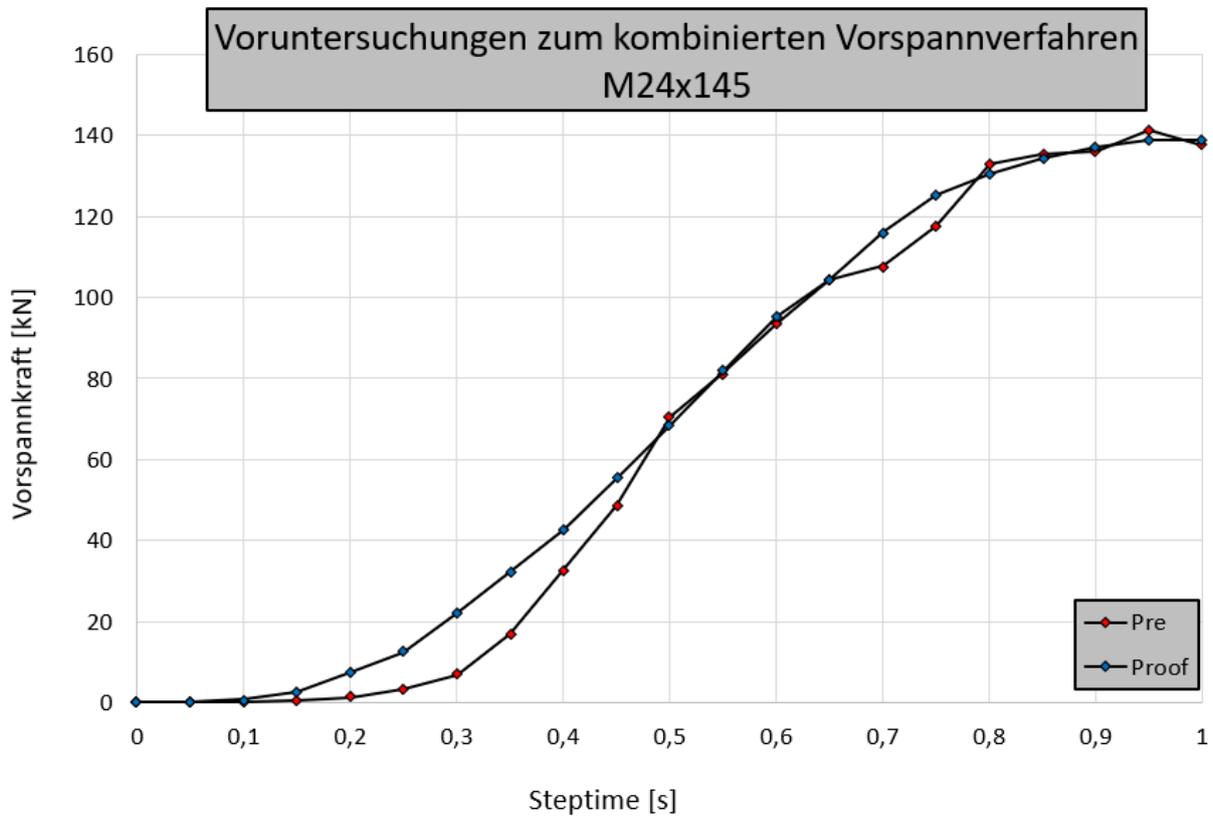
#### D.3.1 Verfahrensprüfung M24x85



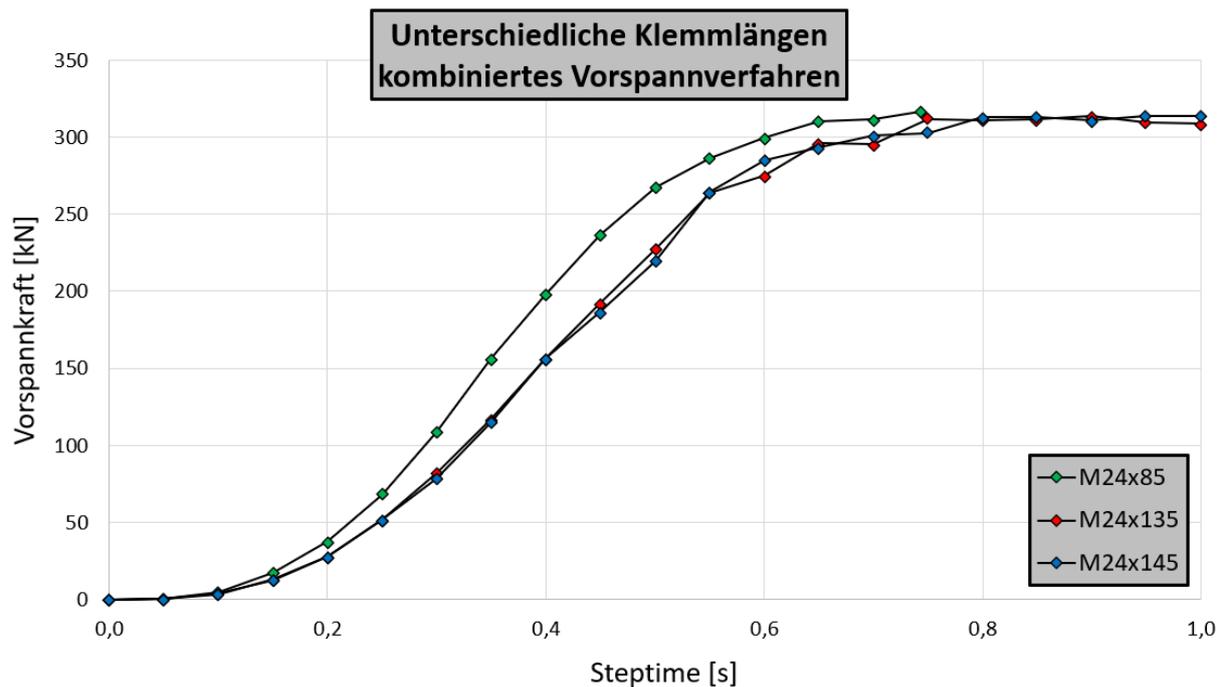
#### D.3.2 Verfahrensprüfung M24x135



### D.3.3 Verfahrensprüfung M24x145



### D.4 Vergleich unterschiedlicher Nennlängen bei Vorspannung mit kombiniertem Verfahren



## Eidesstattliche Versicherung

---

Name, Vorname

---

Matrikelnummer

Ich versichere hiermit an Eides Statt, dass ich die vorliegende ~~Arbeit/Bachelorarbeit/~~ Masterarbeit\* mit dem Titel

---

---

---

selbständig und ohne unzulässige fremde Hilfe erbracht habe. Ich habe keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt. Für den Fall, dass die Arbeit zusätzlich auf einem Datenträger eingereicht wird, erkläre ich, dass die schriftliche und die elektronische Form vollständig übereinstimmen. Die Arbeit hat in gleicher oder ähnlicher Form noch keiner Prüfungsbehörde vorgelegen.

---

Ort, Datum

---

Unterschrift

*\*Nichtzutreffendes bitte streichen*

Belehrung:

**§ 156 StGB: Falsche Versicherung an Eides Statt**

Wer vor einer zur Abnahme einer Versicherung an Eides Statt zuständigen Behörde eine solche Versicherung falsch abgibt oder unter Berufung auf eine solche Versicherung falsch aussagt, wird mit Freiheitsstrafe bis zu drei Jahren oder mit Geldstrafe bestraft.

**§ 161 StGB: Fahrlässiger Falscheid; fahrlässige falsche Versicherung an Eides Statt**

(1) Wenn eine der in den §§ 154 bis 156 bezeichneten Handlungen aus Fahrlässigkeit begangen worden ist, so tritt Freiheitsstrafe bis zu einem Jahr oder Geldstrafe ein.

(2) Straflosigkeit tritt ein, wenn der Täter die falsche Angabe rechtzeitig berichtigt. Die Vorschriften des § 158 Abs. 2 und 3 gelten entsprechend.

Die vorstehende Belehrung habe ich zur Kenntnis genommen:

---

Ort, Datum

---

Unterschrift

---