

德 国  
工 程 师  
协 会

Systematische Berechnung hochbeanspruchter  
Schraubenverbindungen  
Mehrschraubenverbindungen  
高应力螺栓连接系统计算  
多螺栓连接

VDI 2230  
Blatt 2 / 第 2 部分

Ausg. deutsch/chinesisch  
德语/中文版

Die deutsche Version dieser Richtlinie ist verbindlich.

应以本标准德语版为准。不能保证有关中文翻译。

Inhalt	Seite	主题	页码
Vorbemerkung .....	3	初步说明.....	3
Einleitung .....	3	简介.....	3
<b>1 Anwendungsbereich</b> .....	<b>3</b>	<b>1 范围</b> .....	<b>3</b>
<b>2 Normative Verweise</b> .....	<b>5</b>	<b>2 规范性引用文件</b> .....	<b>5</b>
<b>3 Begriffe</b> .....	<b>5</b>	<b>3 术语</b> .....	<b>5</b>
3.1 Grundlagen .....	5	3.1 基本.....	5
3.2 Arten von Schraubenfeldern .....	7	3.2 螺栓排列类型.....	7
<b>4 Formelzeichen und Abkürzungen</b> .....	<b>8</b>	<b>4 符号和缩写</b> .....	<b>8</b>
<b>5 Berechnungsverfahren und Lösungsansätze</b> .....	<b>14</b>	<b>5 计算方法和途径</b> .....	<b>14</b>
5.1 Einführung .....	14	5.1 简介.....	14
5.2 Verfahren der Starrkörpermechanik .....	15	5.2 刚体力学.....	15
5.3 Verfahren der Elastomechanik .....	16	5.3 弹性力学.....	16
5.4 Numerische Methoden .....	17	5.4 数值法.....	17
<b>6 Analytische Berechnungen</b> .....	<b>18</b>	<b>6 分析计算</b> .....	<b>18</b>
6.1 Lastverteilung und Schraubenbelastung .....	18	6.1 载荷分配和螺栓加载.....	18
6.2 Vorgehensweise .....	19	6.2 程序.....	19
6.3 Starrkörpermechanik .....	20	6.3 刚体力学.....	20
6.3.1 Nicht rotationssymmetrische Schraubenfelder .....	20	6.3.1 非旋转对称螺栓排列.....	20
6.3.2 Rotationssymmetrische Schraubenfelder: Kreisflansch ...	29	6.3.2 旋转对称螺栓排列: 圆形法兰.....	29
6.4 Elastomechanik .....	32	6.4 弹性力学.....	32
6.4.1 Grundsätzliches Vorgehen .....	33	6.4.1 基本程序.....	33
6.4.2 Beispiele .....	34	6.4.2 举例.....	34
6.4.3 Lagerung von Struktur und SV ..	36	6.4.3 结构支承和 BJ(螺栓连接).....	36
6.4.4 Elastomechanische Modelle für Struktur und Schraubenfeld .....	38	6.4.4 结构和螺栓排列的弹性力学模型.....	38
6.4.5 Lastverteilung bei MV bei Modellierung als elastisch gebetteter Biegebalken .....	39	6.4.5 建模为弹性层状弯曲梁时, MBJ (多螺栓连接) 中的载荷分布.....	39
6.4.6 Näherungsverfahren nach Ritz ...	45	6.4.6 Ritz 逼近法.....	45
6.4.7 Höchstbelastete SV .....	46	6.4.7 最高加载 BJ(螺栓连接).....	46
6.4.8 Abstand $a$ .....	46	6.4.8 距离 $a$ .....	46
6.5 Herauslösen einer einzelnen Verbindung .....	46	6.5 拆分单个连接.....	46

VDI-产品和工艺设计学会 (GPP)

传动和机械零件部

VDI-产品开发设计手册

	Seite		页码
6.6 Schraubenreihe unter momentenfreier		6.6 在没有力矩横向加载情况下的	
Querbelastung .....	47	螺栓行 .....	47
6.6.1 Beschreibung des		6.6.1 加载情况说明.....	47
Belastungsfall .....	47	6.6.2 具有横向纵向加载的载荷	
6.6.2 Belastungsverteilung bei		分布.....	48
Querlängsbelastung .....	48	6.6.3 计算模型.....	50
6.6.3 Berechnungsmodell.....	50	6.6.4 紧密装配螺栓连接的特殊	
6.6.4 Sonderfall Pass-Schrauben-		情况 .....	54
Verbindungen .....	54	6.6.5 设计信息.....	55
6.6.5 Gestaltungshinweise .....	55	<b>7 有限元法的应用</b> .....	<b>57</b>
<b>7 Anwendung der Finite-Elemente-</b>		7.1 基本程序 .....	57
<b>  Methode</b> .....	<b>57</b>	7.2 建模 .....	58
7.1 Grundlegende Vorgehensweise .....	57	7.2.1 模型级别 .....	58
7.2 Modellierung .....	58	7.2.2 具体模型特性 .....	60
7.2.1 Modellklassen .....	58	7.3 从 FE 计算导出计算量值.....	75
7.2.2 Spezifische		7.3.1 弹性 .....	76
Modelleigenschaften .....	60	7.3.2 装配状态中的公称螺栓加载 .....	79
7.3 Ableitung der Berechnungsgrößen aus		7.3.3 来自外部工作载荷的附加螺栓	
der FE-Rechnung .....	75	载荷 .....	79
7.3.1 Nachgiebigkeiten .....	76	7.3.4 表面压力.....	83
7.3.2 Schraubennennbeanspruchung		7.3.5 起吊、松开、滑动.....	84
Montagezustand .....	79	7.4 由标准 VDI 2230 第 1 部分改编的	
7.3.3 Schraubenzusatzbeanspruchung		单螺栓连接和多螺栓连接承载能力	
durch äußere Betriebslasten .....	79	分析 .....	85
7.3.4 Flächenpressung .....	83	<b>附录</b> 考虑结构弹性特性修正的	
7.3.5 Abheben, Klaffen, Rutschen .....	84	分析计算 .....	90
7.4 Tragfähigkeitsnachweis von Ein- und		A1 扭转加载情况下的螺栓排列.....	90
Mehrschraubenverbindungen in		A2 拉伸加载情况下的螺栓排列 .....	92
Anlehnung an die Richtlinie		文献 .....	93
VDI 2230 Blatt 1 .....	85		
<b>Anhang</b> Korrigierte analytische Berechnungen			
unter Beachtung des elastischen			
Verhaltens der Struktur .....	90		
A1 Schraubenfelder unter			
Torsionsbelastung .....	90		
A2 Schraubenfeld unter Zugbelastung .....	92		
Schrifttum .....	93		

## Vorbemerkung

Der Inhalt dieser Richtlinie ist entstanden unter Beachtung der Vorgaben und Empfehlungen der Richtlinie VDI 1000.

Allen, die ehrenamtlich an der Erarbeitung dieser VDI-Richtlinie mitgewirkt haben, sei gedankt.

Eine Liste der aktuell verfügbaren Blätter dieser Richtlinienreihe ist im Internet abrufbar unter [www.vdi.de/2230](http://www.vdi.de/2230).

## Einleitung

Die Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 ist national und international als Standardwerk zur Berechnung hochfester Schraubenverbindungen (SV) anerkannt. Sie setzt dabei die Kenntnis der Belastungs- und Geometriegrößen voraus und gilt für Einschraubenverbindungen (EV). Dies bedeutet, dass vor der eigentlichen Berechnung im Regelfall aus mehreren Schrauben innerhalb eines Verbindungsbereichs (Mehrschraubenverbindung – MV) die höchstbelastete SV mit ihren Belastungsgrößen zu ermitteln und virtuell herauszulösen ist.

Diese Aufgabe behandelt die vorliegende Richtlinie. Es werden darin zum einen Möglichkeiten der analytischen Berechnung von MV (Starrkörpermechanik, Elastomechanik) zur Ermittlung der Lastverteilung und der Belastungsgrößen aufgezeigt, ohne dass ein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben werden kann. Zum anderen wird die Anwendung numerischer Verfahren für die Berechnung von SV behandelt, mit Konzentration auf die Finite-Elemente-Methode (FEM). Für alle Verfahren zur Bewertung von Mehrschraubenverbindungen werden die Anknüpfungspunkte für den Nachweis nach VDI 2230 Blatt 1 beschrieben. Dabei können insbesondere bei der Verwendung der FEM-Rechenschritte ersetzt oder erweitert und die Qualität der Berechnungsergebnisse verbessert werden.

## 1 Anwendungsbereich

Diese Richtlinie gilt analog VDI 2230 Blatt 1 für hochfeste Schraubenverbindungen aus Stahl mit Befestigungsgewinde, das heißt für Festigkeitsklassen 8.8 bis 12.9 bzw. 70 und 80 und einer kraftschlüssigen Übertragung der Betriebsbelas-

## 初步说明

严格按照标准 VDI 1000 的要求和建议制定了本标准的内容。

我们要感谢对本标准的所有荣誉贡献者。

该系列标准的所有可用部分目录可以在互联网上的 [www.vdi.de/2230](http://www.vdi.de/2230) 访问。

## 简介

标准 VDI 2230 第 1 部分被公认为国家和国际上作为计算高强度螺栓连接 (BJ) 的标准工作。其假设了有关加载和几何参数的知识, 并适用于单螺栓连接 (SBJ)。这意味着在通常涉及连接区域内几个螺栓 (多螺栓连接 – MBJ) 的实际计算之前, 有必要确定最高加载的 BJ 及其应力水平, 并实质上将其分开。

这就是本标准要解决的工作。首先, 为了确定载荷分布和应力水平, 提出了一种涉及 MBJ 分析计算的方法 (刚体力学, 弹性力学), 但不可能面面俱到。其次, 针对计算 BJ 的数字法应用, 专注于有限元法 (FEM)。对于评价 MBJ 的所有方法, 其说明了根据 VDI 2230 第 1 部分进行验证的参考点。在此可以更换或添加计算步骤, 特别是在使用有限元法时, 计算结果的质量得到了改善。

## 1 范围

本标准类似于 VDI 2230 第 1 部分, 适用于钢制螺纹高强度螺栓连接, 换句话说, 就是适用于强度等级为 8.8 至 12.9 级或 70 和 80 级, 并且具有基本上作用在夹紧部件或结构上的摩擦传递工

tung, die grundsätzlich an den verspannten Bauteilen bzw. der Struktur angreift. Für Schrauben aus anderen Werkstoffen, bei niedrigeren Festigkeitsklassen oder bei von DIN ISO 898-1 abweichenden Festigkeiten kann die Richtlinie sinngemäß angewendet werden.

Grundsätzlich befreit die Richtlinie nicht von experimentellen sowie bei Anwendung analytischer Methoden gegebenenfalls numerischen Untersuchungen zur Verifizierung der Berechnungsergebnisse. Dies ist insbesondere bei kritischen Mehrschraubenverbindungen und bei Berechnungsansätzen, die das System sehr stark vereinfacht betrachten (z. B. das Starrkörpermodell), anzuraten.

Das Hauptziel der Richtlinie besteht darin dem Konstrukteur oder Berechnungsingenieur Hilfestellung bei der Ermittlung und Separation der höchstbelasteten EV innerhalb eines Schraubenfelds (MV) zu geben. Dies erfolgt durch die Beschreibung unterschiedlicher Berechnungsansätze sowie deren systematischer Darstellung in Bezug auf die Vorgehensweise und die Möglichkeiten und Grenzen. Mit den dabei errechneten Belastungs- und Berechnungsgrößen wird die Qualität der sich anschließenden funktions- und betriebssicheren Auslegung nach VDI 2230 Blatt 1 verbessert.

Bei den analytischen Näherungsberechnungen liefern Verfahren der Starrkörpermechanik bei vergleichsweise geringem Aufwand Ergebnisse, die für eine Reihe von Fällen der Praxis ausreichend genau sein können. Allerdings können keine allgemeingültigen Kriterien dafür angegeben werden. Letztlich liegt es in der Verantwortung des Konstrukteurs oder Berechnungsingenieurs, seine Ergebnisse zu verifizieren. Unter Beachtung praktischer Erfahrungen wurden bei einigen Fällen Korrekturen zur besseren Annäherung an die realen Verhältnisse vorgenommen.

In den Fällen, in denen eine genauere Berechnung erforderlich ist und FE-Ergebnisse nicht vorliegen, bieten sich die analytischen Verfahren der Elastomechanik an. Allerdings sind diese aufwendiger und nicht bei allen Berechnungsproblemen nutzbar.

Mit den softwareunabhängigen Hinweisen zur FE-Anwendung wird zum einen das Ziel verfolgt, dem Konstrukteur oder Berechnungsingenieur, in Abhängigkeit vom Ziel der FE-Berechnung, sinnvolle Modellierungsvarianten vorzuschlagen. Zur Reduzierung der Variantenvielfalt wurden unterschiedliche Modellklassen definiert, die die Entwicklung eines realitätsnahen und trotzdem im Aufwand vertretbaren Berechnungsmodells ermöglichen.

Zum anderen soll durch Vorgaben zur Auswertung der FE-Ergebnisse hinsichtlich der höchstbelastete

作载荷。对于其他材料所制螺栓，或具有较低强度等级或强度不同于 DIN ISO 898-1 的螺栓，可以比照应用本标准。

本标准原则上不排除需要的实验试验，或在使用分析方法适用时，用数字分析验证计算结果。在临界 MBJ，以及使用程度明显简化的检查系统的分析方法（例如，刚体模型）的情况下，这样做特别可取。

标准的主要目的是为设计工程师提供帮助，确定和拆分出螺栓排列 (MBJ) 内最高加载的 SBJ。通过说明不同的计算方法，以及关于程序及可能性和限制的系统介绍进行。使用因此通过计算获得的加载和计算量值，可以在 VDI 2230 第 1 部分中规定的后续功能和工作安全设计质量上得到改进。

使用刚体力学法的近似分析计算，会用相对较少的努力，对一系列实际情况产生可能足够精确的结果。然而，不可能为此提供普遍应用的标准。最终，设计工程师有责任验证其结果。在适当考虑实际经验的同时，在某些情况下进行了更正，以更贴近实际情况。

在需要更精确计算和不能用到 FE 结果的情况下，弹性力学分析法是一种可能的方法。然而，其更复杂，且不适用于所有计算问题。

关于应用 FE 独立软件信息的目的，首先是向工程师提供取决于 FE 计算目标的有用建模变量。为了减少变量数，已定义了不同的模型级别，使得有可能开发成本合理的现实计算模型。

其次，应通过对最高加载螺栓的相关 FE 结果评估和相关加载确定的要求，以及根据 VDI 2230

ten Schraube und zur Ermittlung der für die Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1 benötigten Belastungs- und Berechnungsgrößen die Realitätsnähe der Ergebnisse abgesichert werden. Somit ergänzen sich VDI 2230 Blatt 1 und Blatt 2.

## 2 Normative Verweise

Das folgende zitierte Dokument ist für die Anwendung dieser Richtlinie erforderlich:

VDI 2230 Blatt 1:2014-12 Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen; Zylindrische Einschraubenverbindungen

## 3 Begriffe

Für die Anwendung dieser Richtlinie gelten die folgenden Begriffe:

### 3.1 Grundlagen

#### **Belastung**

Mechanische oder thermische →Lasten, die von außen auf die Struktur und weiter auf das Schraubenfeld wirken und innere Reaktionskräfte und/oder -momente zur Einstellung eines Gleichgewichtszustands bewirken.

**Anmerkung:** Je nach Angriffsort und -richtung der Belastung an der Struktur sowie der Art der Belastung treten Unterschiede zwischen der Belastung an der Struktur und den Kräften bzw. Momenten im →Schraubenfeld auf.

#### **Belastungsarten**

→Belastungen können bezüglich ihres Auftretens wie folgt unterteilt werden:

- statisch
- periodisch
- stochastisch

**Anmerkung 1:** Gegebenenfalls sind zusätzliche Massenkkräfte zu berücksichtigen.

**Anmerkung 2:** Äußere →Belastungen (an der Struktur) können bezogen auf die Hauptachsen des →Schraubenfelds vorliegen (auch überlagernd) als:

- Biegemomente
- Torsionsmomente
- Zug- oder Druck-Längskräfte
- Querkkräfte
- thermisch induzierte Kräfte

**Anmerkung 3:** Bezüglich der →Trennfuge des →Schraubenfelds ist zwischen folgenden →Belastungen zu unterscheiden:

- Normalkräfte (Zug/Druck)
- Biegemoment  $M_B$
- Querkkräfte
- Torsionsmomente

**Anmerkung 4:** Bezogen auf eine einzelne Schraube des →Schraubenfelds wirken auf sie infolge der Feldbelastung und des Verformungsverhaltens der Struktur:

- Biegemoment  $M_b$
- Querkkräfte
- Normalkräfte

第 1 部分计算所需的计算量,确保结果接近现实。VDI 2230 第 1 部分和第 2 部分以这样的方式相互补充。

## 2 规范性引用文件

以下参考文件对于本标准的应用必不可少:

VDI 2230 Part 1:2014-12 高应力螺栓连接系统计算 一个圆柱螺栓连接

## 3 术语和定义

本标准适用下列术语和定义:

### 3.1 基础

#### **加载**

机械或热方式 →作用在外部结构以及螺栓排列上,并引起内部反作用力和/或试图达到平衡状态力矩的载荷。

**注:** 根据在结构中加入载的位置和方向,以及加载类型,在结构上的加载与在 →螺栓排列中的力或力矩之间将会出现差异。

#### **加载情况**

→加载可以就其发生的情况按下面分类:

- 静态
- 周期
- 随机

**注 1:** 可能需要考虑附加惯性力。

**注 2:** 外部 →可能存在(甚至超大)相对于 →螺栓排列主轴线的载荷(在结构上),如:

- 弯矩
- 扭转力矩
- 纵向拉力或压力
- 横向力
- 热感应力

**注 3:** 关于 →螺栓排列的 →分界面,要在下面的 →加载之间区分:

- 正常力(拉力/压力)
- 弯矩  $M_B$
- 横向力
- 扭转力矩

**注 4:** 对于 →螺栓排列的单个螺栓,作为 →结构区域加载和变形特性结果的以下载荷作用其上:

- 弯矩  $M_b$
- 横向力
- 正常力

### **EV** (Einschraubenverbindung)

Schraubenverbindung mit einer Schraube.

**Anmerkung:** Es handelt sich hierbei entweder um eine an einer Verbindungsstelle angeordnete einzelne Schraube oder um eine aus einer →Mehrschraubenverbindung virtuell herausgelöste einzelne Schraubenverbindung.

### **Flächenlast**

Auf eine Fläche verteilte Kraft, z. B. Druck, die gegebenenfalls vereinfachend durch eine Kraft ersetzt wird.

### **Last**

Größe der Wirkung von Kräften und Momenten auf die Struktur oder das →Schraubefeld.

### **Linienlast**

Auf eine Linie verteilte Kraft, die gegebenenfalls vereinfachend durch eine Kraft ersetzt wird.

### **Mechanische Last**

Zu den mechanischen Lasten zählen:

- →Punktlast
- →Linienlast
- →Flächenlast
- →Moment

### **MV** (Mehrschraubenverbindung)

Schraubenverbindungen mit mehreren Schrauben.

**Anmerkung:** Es ist mehr als eine Schraube an der Übertragung einer Belastung bzw. an der Funktionserfüllung beteiligt. Die einzelnen Schrauben können einer stark unterschiedlichen Belastung unterliegen.

### **Moment**

Vektor um eine Achse, die aus einem Kräftepaar entsteht.

**Anmerkung:** Es ist zu unterscheiden zwischen äußeren und inneren Momenten. Äußere (oder „reine“) Momente greifen an der Struktur an, innere Momente ergeben sich aus dem Kraftfluss vom Angriff an der Struktur zum →Schraubefeld und aus den Verformungen der Struktur.

### **Platte**

Verspanntes Bauteil, gekennzeichnet durch eine abstrakte Hauptform bzw. den Grundriss in der Trennfugenebene und der Begrenzung auf den →Verbindungsbereich.

### **Punktlast**

Kraft, die an einem Punkt angreift oder vereinfacht so angenommen wird.

### **Schraubefeld**

Gesamtheit der →EV in einem →Verbindungsbereich, die gekennzeichnet ist durch die Anzahl der Schrauben (mindestens zwei), deren Anordnung zueinander sowie deren Lage zur Belastungsrichtung.

**Anmerkung:** Im Regelfall weisen aus Kosten- und Fertigungsgründen alle Schrauben innerhalb eines Felds den gleichen Nenndurchmesser auf und ist die Klemmlänge konstant.

### **SBJ** (单螺栓连接)

使用一个螺栓的螺栓连接。

**注:** 意思是位于一个连接点的单个螺栓或名义上与 →MBJ 分开的单个螺栓连接。

### **区域载荷**

分布在表面区域的力, 如压力, 例如, 为了简单起见, 可以用单个力替换。

### **载荷**

在结构或 →螺栓排列上, 力和力矩的作用量。

### **线性载荷**

沿一条直线分布的力, 为了简单起见, 可以用单个力替换。

### **机械载荷**

机械载荷包括:

- →点载荷
- →线性载荷
- →区域载荷
- →力矩

### **MBJ** (多螺栓连接)

使用多个螺栓的螺栓连接。

**注:** 多个螺栓参与传递载荷或实现连接功能。单个螺栓可能经受明显不同的载荷。

### **力矩**

由力偶产生的绕轴矢量。

**注:** 要在外部和内部力矩之间进行区分。外部 (或“纯”) 力矩作用于结构, 而内部力矩来自于从结构上的施加位置到 →螺栓排列的力传递和结构变形。

### **板**

夹紧部件, 在 →连接区域中以分界面平面上的抽象形状或投影和分界或边界为特征。

### **点载荷**

作用在某一点, 或为了简化假定这样的力。

### **螺栓排列**

在 →连接区域中的全部 →SBJ, 其以螺栓数量 (至少两个)、它们相对于彼此的布置、以及它们相对加载方向的位置为特征。

**注:** 由于成本和制造原因, 排列中的所有螺栓通常具有相同的公称直径和相同的夹紧长度。

**Schnittlast** (Schnittgrößen)

Reaktionskräfte und/oder -momente in einer virtuellen Schnittebene der Struktur oder des →Schraubenfelds.

**Statisch unbestimmtes System**

Verschraubte Bauteile oder →Schraubenfeld, für die/das sich die →Schnittlasten nicht alleine aus den Gleichgewichtsbedingungen mit der äußeren →Belastung berechnen lassen.

**Anmerkung:** Es ist das Gesamtverformungsverhalten der Struktur und des Schraubenfelds zu ermitteln, um die Schnittlasten berechnen zu können.

**Trennfuge**

Kontaktfläche zwischen den zu verbindenden bzw. verschraubten Bauteilen die an der Kraftübertragung beteiligt ist.

**Anmerkung 1:** Es wird von einer flächenhaften Auflage ausgegangen, die in der Regel keine Absätze aufweist und in erster Näherung ideal eben ist. Die Trennfuge kann verschiedene Grundrissformen haben. Die Schrauben sind senkrecht zu ihr angeordnet. Kontaktsteifigkeiten sind gegebenenfalls bei einer elastomechanischen Berechnung zu berücksichtigen.

**Anmerkung 2:** Die Verteilung des Drucks/der Pressung in der Trennfuge wird hauptsächlich bestimmt von der Geometrie der Struktur im Bereich der Verbindungsstelle, von der Anordnung der Schrauben und den Abständen zwischen ihnen, von der Art, Größe und dem Angriffsort der äußeren →Belastung, den Exzentrizitäten der Verspannung und Belastung und den Nachgiebigkeiten der Grundkörper sowie der Anziehtechnologie.

**Verbindungsbereich**

Geometrisch abgegrenzter Bereich, über den →Belastungen von einem Bauteil zum anderen mittels Schraubenverbindung übertragen werden.

**Anmerkung:** Die Abstände zwischen benachbarten →EV innerhalb des Verbindungsbereichs überschreiten nicht die Grenzabmessung nach VDI 2230 Blatt 1.

**3.2 Arten von Schraubenfeldern**

**Anmerkung:** Unterteilung nach geometrischen Gesichtspunkten.

**Asymmetrisches Schraubenfeld**

→Schraubenfeld, bei dem Schrauben auf einer Platte beliebiger Geometrie asymmetrisch verteilt sind.

**Balkenverbindung**

→Schraubenfeld, bei dem alle Schraubenachsen eines Verbindungsbereichs sich in einer Ebene befinden und der Abstand zwischen den Verbindungsbereichen deutlich größer ist als die größte Abmessung des in der Regel konstanten Bauteilquerschnitts.

**Flansch**

→Schraubenfeld, bei dem die Schrauben an einer rotationssymmetrischen Kreisringplatte auf einem oder mehreren konzentrischen Teilkreisen gleichmäßig angeordnet sind.

**内部载荷** (内力)

在结构或 →螺栓排列虚拟剖面上的反作用力和/或力矩。

**静态不确定系统**

→内部载荷不能仅通过外部 →加载的平衡条件计算的螺栓连接组件或 →螺栓排列。

**注:** 必须确定结构和螺栓排列的总变形特性, 以便能够计算内部载荷。

**分界面**

要连接或螺栓连接在一起的部件之间, 并涉及力传递的接触表面。

**注 1:** 假设一个平接触表面, 其通常没有凹陷, 并作为最近似的理论平面。分界面可以具有各种投影形状。垂直于其布置螺栓。在机电计算中, 可能需要考虑接触刚度。

**注 2:** 在分界面中压力或加压的分布主要由连接点区域中结构的几何形状, 螺栓布置和它们之间的距离, 外部 →加载的类型、大小和加载位置, 夹紧和加载的偏心以及基体的弹性和拧紧方法决定。

**连接区域**

通过螺栓连接从一个部件向另一个部件传递 →加载的确定几何区域。

**注:** 连接区域内相邻 →SBJ 之间的距离不超过 VDI 2230 第 1 部分规定的尺寸限制。

**3.2 螺栓排列类型**

**注:** 根据几何形状分类。

**不对称螺栓排列**

螺栓不对称地分布在任何形状板上的 →螺栓排列。

**梁连接**

连接区域所有螺栓轴线都在同一平面上, 并且连接区域之间的距离明显大于通常不变化的部件横截面最大尺寸的 →螺栓排列。

**法兰**

旋转对称环形板中的螺栓均匀布置在一个或多个同心节圆中的 →螺栓排列。

**Anmerkung:** Sind zwischen den Platten im Hauptschluss Dichtungen angeordnet, so ist die Berechnung nicht nach VDI 2230, sondern nach DIN EN 1591 und DIN EN 13445 durchzuführen.

**Kreisplatte**

→Schraubenfeld, bei dem die Schrauben an einer rotationssymmetrischen Platte auf einem oder mehreren konzentrischen Teilkreisen im Bereich des Randes angeordnet sind.

**Rechteckflansch** (symmetrisches Schraubenfeld)

→Schraubenfeld, bei dem die Schrauben auf einer in der Regel rechteckigen Platte doppelt symmetrisch in Form eines Rechtecks oder Quadrats mit in der Regel gleichen Abständen verteilt sind.

**Anmerkung:** Hierzu zählt auch der Fall einfach symmetrisch angeordneter Schrauben, wenn sich die Symmetrie auf die Krafrichtungs- bzw. Momentenachse bezieht.

**4 Formelzeichen und Abkürzungen**

**Formelzeichen**

In dieser Richtlinie werden sowohl die in VDI 2230 Blatt 1 als auch die nachfolgend aufgeführten Formelzeichen verwendet:

Formelzeichen	Bezeichnung
$A$	Querschnitt bzw. Fläche, allgemein
$A_{BT}$	Trennfugenfläche des Biegebalkens
$A_{Bz}$	Bezugsquerschnitt
$A_{ers}$	Ersatzquerschnitt
$A_I$	durch Innendruck beaufschlagte Fläche
$A_L$	Laschenquerschnitt
$A_P$	Fläche der Schraubenkopf- bzw. Mutterauflage
$A_Q$	Schubfläche der Trennfuge zwischen zwei Schrauben
$A_S$	Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes
$A_0$	zutreffende kleinste Querschnittsfläche der Schraube
$A_1, A_2$	Berechnungskonstanten
$a$	Abstand der Ersatzwirkungslinie der Axialkraft $F_A$ von der Achse des gedachten seitensymmetrischen Verformungskörpers
$a_i$	Koeffizient
$B$	Bettungsziffer
$b$	Breite
$c$	Steifigkeit
$c_s$	Biegesteifigkeit der Schraube

**注:** 如果在主连接中板之间有垫圈, 计算不应遵循 VDI 2230, 而是 DIN EN 1591 和 DIN EN 13445。

**圆板**

旋转对称板中的螺栓均匀布置在边缘区域中的一个或多个同心节圆上的 →螺栓排列。

**矩形法兰** (对称螺栓阵列)

通常矩形板上的螺栓, 以矩形或正方形的形式, 用通常相同的间隔双重对称布置。

**注:** 当相关力方向轴或力矩轴对称时, 还包括单对称布置螺栓的情况。

**4 符号和缩写**

**符号**

本标准中使用按照 VDI 2230 第 1 部分和下面的符号:

符号	名称
$A$	横截面或面积, 通用
$A_{BT}$	弯曲梁的分界面面积
$A_{Bz}$	参考横截面
$A_{ers}$	等效横截面
$A_I$	承受内部压力的面积
$A_L$	盖板横截面
$A_P$	螺栓头部或螺母支承面积
$A_Q$	两个螺栓之间分界面的剪切面积
$A_S$	螺栓螺纹应力截面积
$A_0$	螺栓最小截面积
$A_1, A_2$	计算常数
$a$	轴向载荷 $F_A$ 的替代作用线与虚拟横向对称变形体轴线的距离
$a_i$	系数
$B$	基底系数
$b$	宽度
$c$	刚度
$c_s$	螺栓弯曲刚度

Formelzeichen	Bezeichnung
$D_A$	Ersatzaußendurchmesser des Grundkörpers in der Trennfuge; bei Abweichung der Trennfugenfläche von der Kreisform ist ein mittlerer Durchmesser zu verwenden
$D'_A$	Ersatzaußendurchmesser des Grundkörpers
$D_i$	Innendurchmesser
$d$	Schraubendurchmesser = Gewindeaußendurchmesser (Nenndurchmesser); Durchmesser allgemein
$d_{Bz}$	Bezugsdurchmesser
$d_h$	Bohrungsdurchmesser
$d_m$	mittlerer Durchmesser
$d_t$	Teilkreisdurchmesser
$E$	Elastizitätsmodul allgemein
$E_p$	Elastizitätsmodul der verspannten Teile
$E_s$	Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffs
$F$	Kraft, allgemein
$F_A$	Axialkraft; eine in Schraubenachse gerichtete und anteilig auf eine Schraube bezogene Komponente einer beliebig gerichteten Betriebskraft $F_B$ und/oder eines Moments $M$
$F_A^D$	Axialkraft auf der Druckseite
$F_A^Z$	Axialkraft auf der Zugseite
$F_{AB}$	aus einer Betriebskrafteinwirkung ( $F_B$ ) sich ergebende Axialkraft des Schraubenfelds
$F_{A(B)}$	aus einer Betriebskrafteinwirkung ( $F_B$ ) sich ergebende Axialkraft an einer Schraube
$F_{AM}$	aus einer Momentenwirkung ( $M_B$ ) sich ergebende Axialkraft an einer Schraubenreihe (parallel zur Biegeachse)
$F_{A(M)}$	aus einer Momentenwirkung ( $M_B$ ) sich ergebende Axialkraft an einer Schraube
$F_B$	beliebig gerichtete Betriebskraft an einer Verbindungsstelle
$F_K$	Klemmkraft
$F_{Kab}$	Klemmkraft an der Abhebegrenze
$F_{KQ}$	Mindestklemmkraft zur Übertragung einer Querkraft und/oder eines Drehmoments durch Reibschluss
$F_{KR}$	Restklemmkraft in der Trennfuge
$F_M$	Montagevorspannkraft
$F_{Mzul}$	zulässige Montagevorspannkraft

符号	名称
$D_A$	分界面的基体替代外径; 如果分界面区域不同于圆形, 要使用平均直径
$D'_A$	基体替代外径
$D_i$	内径
$d$	螺栓直径 = 螺纹外径 (公称直径); 通用指直径
$d_{Bz}$	参考直径
$d_h$	孔径
$d_m$	平均直径
$d_t$	中径
$E$	弹性模量, 通用
$E_p$	夹紧零件杨氏弹性模量
$E_s$	螺栓材料弹性模量
$F$	力, 通用
$F_A$	轴向载荷; 在任何方向的工作力 $F_B$ 和/或力矩 $M$ 的分量, 该分量沿螺栓轴线指引, 并与螺栓比例相关
$F_A^D$	压缩边的轴向载荷
$F_A^Z$	拉伸边的轴向载荷
$F_{AB}$	加载工作力 ( $F_B$ ) 引起的螺栓排列轴向载荷
$F_{A(B)}$	加载工作力 ( $F_B$ ) 在螺栓上引起的轴向载荷
$F_{AM}$	作用力矩 ( $M_B$ ) 在一行螺栓上引起的轴向载荷 (平行于弯曲轴)
$F_{A(M)}$	作用力矩 ( $M_B$ ) 在螺栓上引起的轴向载荷
$F_B$	在任何方向作用于连接点上的工作力
$F_K$	夹紧载荷
$F_{Kab}$	在松开极限时的夹紧载荷
$F_{KQ}$	用于通过摩擦夹紧传递横向力和/或扭矩的最小夹紧载荷
$F_{KR}$	在分界面的残余夹紧载荷
$F_M$	装配预加载荷
$F_{Mzul}$	许用装配预加载荷

Formelzeichen	Bezeichnung
$F_Q$	Querkraft allgemein; senkrecht zu den Schraubenachsen eines Schraubenfelds wirkend
$F_{QB}$	Betriebsquerkraft; senkrecht zu den Schraubenachsen eines Schraubenfelds wirkend, auch resultierend aus einer Betriebskraft $F_B$
$F_{QGr}$	Grenzquerkraft
$F_{QS}$	an einer Verschraubungsstelle in der Trennfuge wirkende Querkraft
$F_{QVer}$	Versagensquerkraft
$F_q$	an einer Verschraubungsstelle bzw. auf eine Schraube wirkende Querkraft
$F_{qB}$	an einer Verschraubungsstelle bzw. auf eine Schraube wirkende Querkraft infolge einer Betriebskraft $F_B$
$F_{qM}$	an einer Verschraubungsstelle bzw. auf eine Schraube wirkende Querkraft infolge eines Betriebsmoments $M_Y$
$F_{qres}$	an einer Verschraubungsstelle bzw. auf eine Schraube wirkende resultierende Querkraft
$F_S$	Schraubenkraft
$F_{SA}$	axiale Schraubenzusatzkraft
$F_U$	Umfangskraft
$F_V$	Vorspannkraft
$\Delta F_{Vth}$	Änderung der Vorspannkraft infolge einer Temperatur ungleich der Raumtemperatur; thermische Zusatzkraft
$F_Z$	Vorspannkraftverlust infolge Setzens im Betrieb
$f$	elastische Längenänderung unter einer Kraft $F$ ; Durchbiegung
$f_i$	Funktion zur Berechnung der Durchbiegung
$f_{Po}$	Verschiebung am oberen Auflagepunkt
$f_{Pu}$	Verschiebung am unteren Auflagepunkt
$f_S$	Verschiebung der gesamten Schraube
$G$	Grenzwert für die Abmessungen an der Trennfugenfläche bei Durchsteckschraubverbindungen; Gleitmodul
$G'$	Grenzwert für die Abmessungen an der Trennfugenfläche bei ESV
$h$	Höhe, allgemein
$h_F$	anteilige federnde Höhe des Biegebalkens
$I$	Flächenträgheitsmoment, allgemein

符号	名称
$F_Q$	横向力, 通用; 垂直作用于螺栓排列的螺栓轴线
$F_{QB}$	横向工作载荷; 垂直作用于螺栓排列的螺栓轴线, 还产生于工作力 $F_B$
$F_{QGr}$	限制横向力
$F_{QS}$	作用在分界面中螺栓连接点上的横向力
$F_{QVer}$	横向失效力
$F_q$	作用于一个螺栓连接点或一个螺栓上的横向力
$F_{qB}$	由于工作力 $F_B$ 的影响, 作用于一个螺栓连接点或一个螺栓上的横向力
$F_{qM}$	由于工作力矩 $M_Y$ 的影响, 作用于一个螺栓连接点或一个螺栓上的横向力
$F_{qres}$	作用于一个螺栓连接点或一个螺栓上产生的横向力
$F_S$	螺栓力
$F_{SA}$	轴向附加螺栓力
$F_U$	周边力
$F_V$	预加载荷
$\Delta F_{Vth}$	由与室温不同温度导致的预加载荷变化; 附加热载荷
$F_Z$	由工作期间的嵌入导致的预加载荷损失
$f$	由力 $F$ 产生的弹性线性变形; 偏移
$f_i$	计算偏移的函数
$f_{Po}$	上接触点的位移
$f_{Pu}$	下接触点的位移
$f_S$	整个螺栓的位移
$G$	在 TBJ 的情况下, 用于分界面区域尺寸的尺寸限制; 剪切模量
$G'$	在 TTJ 的情况下, 用于分界面区域尺寸的尺寸限制
$h$	高度, 通用
$h_F$	弯曲梁的比例回弹量高度
$I$	面转动惯量, 通用

Formelzeichen	Bezeichnung
$i_R$	Anzahl von Gruppen mit Schrauben gleichen Abstands (gleicher Radius) zum Schwerpunkt eines Schraubenfelds
$l$	Länge, allgemein
$l_A$	Länge zwischen Grundkörper und Kräfteinleitungspunkt K im Anschlusskörper
$l_K$	Klemmlänge
$l_0$	charakteristische Länge eines Biegebalkens
$M$	Moment, allgemein
$M_B$	an einer Verschraubungsstelle angreifendes Betriebsmoment (Biegemoment)
$M_b$	Zusatzbiegemoment an der Verschraubungsstelle aus exzentrisch angreifenden Axialkräften $F_A$ und $F_S$ und/oder dem Moment $M_B$
$M_E$	Eckmoment, Einspannmoment
$M_{Kl}$	resultierendes Moment in der Klemmfläche (Trennfuge)
$M_S$	Biegemoment in der Schraube
$M_{SA}$	Schraubenzusatzmoment (entspricht $M_{Sb}$ in VDI 2230 Blatt 1)
$M_V$	Biegemoment in der Schraube infolge der Vorspannkraft
$M_Y$	Drehmoment um die Schraubenachse oder das Schraubenfeld
$m_{eff}$	effektive Einschraubtiefe oder Mutternhöhe (Gewindekontaktlänge)
$n$	Krafteinleitungsfaktor
$n_S$	Schraubenanzahl
$n_{SB}$	Anzahl der be- oder entlasteten Schrauben einer MV unter Biegebelastung
$n_{SR}$	Anzahl Schrauben in einer Reihe
$n_{ST}$	Anzahl Schrauben auf einem Teilkreis bei kreisförmigen MV
$n_T$	Anzahl unterschiedlicher Teilkreise bzw. Abstände zur Drehachse bei Wirkung von $M_Y$
$p$	Flächenpressung; Druck
$p_B$	Flächenpressung im Betriebszustand
$Q$	Schnittkraft im Biegebalken
$q_F$	Anzahl der kraftübertragenden ( $F_{QB}$ ) inneren Trennfugen, die an einem eventuell Gleiten in der Verbindung und/oder einer Scherbelastung der Schrauben beteiligt sind

符号	名称
$i_R$	与螺栓排列重心等距离 (相同半径) 的螺栓组数量
$l$	长度, 通用
$l_A$	基体与连接体中载荷引入点 K 之间的长度
$l_K$	夹紧长度
$l_0$	弯曲梁的特征长度
$M$	力矩, 通用
$M_B$	作用在螺栓连接点上的工作力矩 (弯矩)
$M_b$	由偏心加载轴向载荷 $F_A$ 和 $F_S$ 和/或力矩 $M_B$ 引起的螺栓连接点附加弯矩
$M_E$	拐角力矩, 约束力矩
$M_{Kl}$	在夹紧区域 (分界面) 产生的力矩
$M_S$	螺栓中的弯矩
$M_{SA}$	作用在螺栓上的附加力矩 (对应于 VDI 2230 第 1 部分中的 $M_{Sb}$ )
$M_V$	由预加载荷在螺栓中引起的弯矩
$M_Y$	围绕螺栓轴线或螺栓排列的扭矩
$m_{eff}$	螺纹旋合有效长度或有效螺母高度 (螺纹接触长度)
$n$	加载系数
$n_S$	螺栓数量
$n_{SB}$	在弯曲应力下的 MBJ 中加载或卸载螺栓数量
$n_{SR}$	一行螺栓数量
$n_{ST}$	圆形 MBJ 一个节圆上的螺栓数量
$n_T$	在的 $M_Y$ 作用下, 不同节圆或与旋转轴线距离的数量
$p$	表面压力, 压缩
$p_B$	在工作状态的表面压力
$Q$	弯曲梁中的内力
$q_F$	涉及可能在连接中滑动和/或在螺栓上加载剪切载荷的力传递 ( $F_{QB}$ ) 内部分界面的数量

Formelzeichen	Bezeichnung
$q_M$	Anzahl der drehmomentübertragenden ( $M_Y, F_{QM}$ ) inneren Trennfugen, die an einem eventuellen Gleiten in der Verbindung und/oder einer Scherbelastung der Schrauben beteiligt sind
$r$	Radius; Abstand
$r_e$	Exzentrizität der Krafteinleitung an Kreisflanschen
$r_S$	Radius einer kreisförmigen MV, Radius eines Schraubenteilkreises
$S_G$	Sicherheit gegen Gleiten
$S_{G,gl}$	globale Sicherheit einer MV gegen Gleiten
$s_q$	Querverschiebung
$s_{sym}$	Abstand der Schraubenachse von der Achse des gedachten seitensymmetrischen Verformungskörpers
$T$	Temperatur
$t$	Schraubenteilung
$W_{Bz}$	Bezugswiderstandsmoment
$W_S$	Widerstandsmoment des Spannungsquerschnitts des Schraubengewindes
$w$	Verformung, Durchbiegung; Verbindungskoeffizient für die Art der SV
$\tilde{w}$	Näherung für die Durchbiegung
$x_S$	Abstand der Krafteinleitung vom Schwerpunkt des Schraubefelds in x-Richtung
$z_S$	Abstand der Krafteinleitung vom Schwerpunkt des Schraubefelds in z-Richtung
$\alpha$	Flankenwinkel des Gewindes; Winkel allgemein
$\alpha_P$	linearer Wärmeausdehnungskoeffizient der Platte
$\alpha_S$	linearer Wärmeausdehnungskoeffizient der Schraube
$\beta_P$	elastische Biegnachgiebigkeit der verspannten Teile/Platten
$\beta_S$	elastische Biegnachgiebigkeit der Schraube
$\gamma$	Schrägstellung oder Neigungswinkel von verspannten Teilen infolge exzentrischer Belastung; Biegewinkel
$\gamma_S$	Biegewinkel der Schraube
$\delta_P$	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile (Platten) bei zentrischer Verspannung und zentrischer Belastung

符号	名称
$q_M$	涉及可能在连接中滑动和/或在螺栓上加载剪切载荷的扭矩传递 ( $M_Y, F_{QM}$ ) 内部分界面的数量
$r$	半径; 距离
$r_e$	在圆形法兰上加载力的偏心量
$r_S$	圆形 MBJ 半径, 螺栓节圆半径
$S_G$	抗滑安全余量
$S_{G,gl}$	MBJ 总抗滑安全余量
$s_q$	横向位移
$s_{sym}$	螺栓轴线与假设横向对称变形体轴线的距离
$T$	温度
$t$	螺栓间距
$W_{Bz}$	参考抵抗力矩
$W_S$	螺栓螺纹应力横截面的抵抗力矩
$w$	变形, 偏移; BJ 类型的连接系数
$\tilde{w}$	近似偏移
$x_S$	加载力与螺栓排列重心沿 x 轴的距离
$z_S$	加载力与螺栓排列重心沿 z 轴的距离
$\alpha$	螺纹牙型角; 角度通用
$\alpha_P$	板的线性热膨胀系数
$\alpha_S$	螺栓的线性热膨胀系数
$\beta_P$	夹紧零件/板的弹性弯曲回弹量
$\beta_S$	螺栓的弹性弯曲回弹量
$\gamma$	由偏心加载引起的夹紧零件倾斜度或倾斜角度; 弯曲角度
$\gamma_S$	螺栓弯曲角度
$\delta_P$	同心夹紧和同心加载夹紧部件 (板) 的弹性回弹量

Formelzeichen	Bezeichnung
$\delta_p^*$	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile (Platten) bei exzentrischer Verspannung
$\delta_p^{**}$	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile (Platten) bei exzentrischer Verspannung und exzentrischer Belastung
$\delta_s$	elastische Nachgiebigkeit der Schraube
$\kappa$	Quersteifigkeitsverhältnis
$\lambda$	Längenverhältnis
$\mu_T$	Reibungszahl in der Trennfuge
$\mu_{TH}$	Haftreibungszahl in der Trennfuge
$\nu$	Ausnutzungsgrad der Streckgrenzspannung (Grenze der Vollplastifizierung des gefährdeten Querschnitts) beim Anziehen; Querkontraktionszahl
$\sigma$	Spannung allgemein
$\sigma_{SAb}$	Spannung in der Biegezugfaser des Schraubengewindes, verursacht durch $F_{SA}$ und ein Biegemoment $M_b$ bei exzentrischem Kraftangriff
$\sigma_{SAbo}$	maximaler (oberer) Wert von $\sigma_{SAb}$
$\sigma_{SAbu}$	minimaler (unterer) Wert von $\sigma_{SAb}$
$\sigma_Z$	Zugspannung in der Schraube im Betriebszustand
$\Phi_{en}^*$	Kraftverhältnis bei exzentrischer Verspannung und exzentrischer Krafteinleitung über die verspannten Teile

符号	名称
$\delta_p^*$	偏心夹紧夹紧部件（板）的弹性回弹量
$\delta_p^{**}$	偏心夹紧和偏心加载夹紧部件（板）的弹性回弹量
$\delta_s$	螺栓弹性回弹量
$\kappa$	横向刚度比
$\lambda$	长度比
$\mu_T$	分界面摩擦系数
$\mu_{TH}$	分界面静摩擦系数
$\nu$	拧紧期间屈服点应力的利用系数（风险横截面完全塑性变形的限制）；泊松比
$\sigma$	应力，通用
$\sigma_{SAb}$	在偏心加载力的情况下，由 $F_{SA}$ 和弯矩 $M_b$ 引起的螺栓螺纹的弯曲拉伸应力
$\sigma_{SAbo}$	$\sigma_{SAb}$ 的最大（上限）值
$\sigma_{SAbu}$	$\sigma_{SAb}$ 的最小（下限）值
$\sigma_Z$	工作状态下螺栓中的拉伸应力
$\Phi_{en}^*$	通过夹紧部件偏心夹紧和偏心加载力的载荷系数

### Abkürzungen

In dieser Richtlinie werden die nachfolgend aufgeführten Abkürzungen verwendet:

Abkürzung	Bezeichnung
DSV	Durchsteckschraubverbindung
ESV	Einschraubverbindung
EV	Einschraubenverbindung
FE	Finite Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
GV	gleitfest vorgespannte SV
GVP	gleitfest vorgespannte SV mit Passschaft
MV	Mehrschraubenverbindung
SV	Schraubenverbindung, allgemein

### 缩写

在本标准中使用以下缩写:

缩写	名称
TBJ	穿过螺栓连接
TTJ	攻丝螺纹连接
SBJ	单螺栓连接
FE	有限元
FEM	有限元法
GV	防滑预加载 BJ
GVP	配合杆防滑预加载 BJ
MBJ	多螺栓连接
BJ	螺栓连接，通用

## 5 Berechnungsverfahren und Lösungsansätze

### 5.1 Einführung

Die Kraft- und Verformungsverhältnisse bei MV sind rechnerisch häufig schwierig beschreibbar. In der Regel liegen mehrfach statisch unbestimmte Systeme vor, zu deren analytischer Lösung vereinfachende Systemannahmen zu treffen sind. Während bei EV bauteilseitig nur der verspannte Bereich und die Auflageflächen in die Betrachtungen eingehen, sind bei MV das Verformungsverhalten der Gesamtstruktur und das Zusammenwirken aller Schrauben zu berücksichtigen.

Um den Aufwand zu minimieren, ist häufig die Anwendung vereinfachender analytischer Verfahren (siehe Abschnitt 5.2 und Abschnitt 5.3) geboten, die in vielen Fällen zu hinreichend genauen Ergebnissen führen können. Im Zweifelsfall oder bei sicherheitsrelevanten Verbindungen ist eine experimentelle Ermittlung bzw. Überprüfung anzuraten.

Allen analytischen Verfahren liegen folgende Bedingungen zugrunde:

- linear-elastisches Werkstoffverhalten
- sehr kleine Verformungen (Ebenbleiben der Querschnitte)
- Einhaltung des Grenzabstands  $G$  bzw.  $G'/G''$  (siehe VDI 2230 Blatt 1, Schritt R0)

Generell gilt, dass es kein universelles Berechnungsverfahren gibt, mit dem für alle denkbaren Fälle von MV das Kraft- und Verformungsverhalten der Gesamtstruktur und davon abgeleitet die Belastungsverteilung auf die Einzelschrauben berechenbar ist. Vielmehr stellt jede MV ein originäres Problem dar, das einer eigenen Lösung bedarf. Allerdings lassen sich gewisse Gruppen von MV bilden und hierzu grundsätzliche theoretische Lösungsansätze feststellen.

Vielfach werden in der Praxis analytische Berechnungen umgangen, indem die ohnehin im Rahmen des CAE-Prozesses vorhandenen digitalisierten Konstruktionen als Basis von Modellen für numerische Berechnungen genutzt werden (siehe Abschnitt 5.4 und Abschnitt 7). Zur Überprüfung der Plausibilität sind analytische Berechnungen jedoch weiterhin zu empfehlen.

Für alle Berechnungsansätze ist das Gesamtsystem zunächst unter Ausnutzung von Symmetrie- und Antimetriebedingungen so weit wie möglich zu reduzieren, um den Berechnungsaufwand zu minimieren.

## 5 计算方法和途径

### 5.1 简介

在 MBJ 的情况下, 通常难以从数学上说明载荷和变形特性。一般来说, 存在多重静态不稳定系统, 并且分析解答它们需要对系统进行简化假设。虽然对 SBJ 只考虑部件边上的夹紧区域和支承区域, 但另一方面, MBJ 必须考虑到整个结构的变形特性和所有螺栓的相互作用。

为尽量减少所需工作量, 通常可能有必要使用简化的分析方法 (见 5.2 节和 5.3 节), 并在许多情况下, 可以提供足够准确的结果。在有怀疑的情况下, 或有关安全的连接, 最好实验确定或检验。

所有分析方法都根据以下条件:

- 线性弹性材料特性
- 非常小的变形 (横截面保持平面)
- 符合限制距离  $G$  或  $G'/G''$  (见 VDI 2230 第 1 部分步骤 R0)

一般说来, 没有一种普遍的计算方法, 通过这种方法, 可以针对 MBJ 的所有可能情况, 计算整个结构的力和变形特性, 并从此得出各个螺栓上的载荷分布。相反, 每个 MBJ 可能被认为是一个独特的问题, 需要自己的具体解决方案。然而, MBJ 可以为此形成确定解决方案的某些分组和基本理论方法。

实际上, 通常通过在 CAE 处理范围内已适用的数字化设计来避免分析计算, 并以此作为数值计算模型的基础 (见 5.4 节和 7 节)。然而, 为了进行合理性检查, 仍然需要进行分析计算。

为了尽量减少计算工作, 对于所有计算方法, 整体系统应首先通过利用对称和反对称条件尽可能地减少。

## 5.2 Verfahren der Starrkörpermechanik

Unter der Annahme, dass die verspannten Bauteile eine deutlich größere Steifigkeit (z. B. biegestarr im theoretischen Grenzfall  $E \cdot I \rightarrow \infty$ ) als die Schrauben aufweisen, werden in Näherung mit Kraft- und Momentengleichgewichtsbeziehungen die anteiligen Betriebsbelastungen der Schrauben ermittelt. Ausgangspunkt ist dabei der Schwerpunkt des Schraubenfelds, insbesondere wenn die Belastung hier innerhalb angreift (siehe Abschnitt 6.3).

Die Schrauben werden hierbei als nicht vorgespannt betrachtet. Vereinfachend wird im Berechnungsmodell an Stelle der Schraube ein punktförmiges Lager in der Trennfuge angeordnet (siehe Bild 1). Die Lagerung kann statisch bestimmt oder unbestimmt sein. Bei statischer Bestimmtheit kann unmittelbar auf die Schraubenbelastung geschlossen werden. Bei statischer Unbestimmtheit sind für einige Fälle Lösungsansätze in Abschnitt 6.3 angegeben.

Durch die Annahme der Bauteile als ideal starr lassen sich auch die mehrfach statisch unbestimmten MV berechnen. Die Bauteile verformen sich nicht, und die Lastverteilung der äußeren Beanspruchung auf die als Punktlager abgebildeten Schrauben erfolgt allein in Abhängigkeit von deren Abständen vom Schwerpunkt des Schraubenfelds.

Mithilfe des Starrkörpermodells sind nur Axial- und Querkräfte für die EV berechenbar, das heißt, Biegemomente in den Schrauben und Trennfugen infolge exzentrischer Krafteinleitung werden vernachlässigt. Deshalb kann kein Abstand  $a$  ermittelt werden. In der Folge kann diese Betrachtung zu deutlich größeren, aber auch kleineren Schrauben- und Restklemmkraften, als sie in der Realität auftreten, führen. Da die Biegebeanspruchung bei einer Schwingbeanspruchung sich maßgeblich auf die Dauerhaltbarkeit auswirken kann, ist das Starrkörpermodell für den Nachweis bei schwingender Belastung nur sehr eingeschränkt nutzbar.

Allgemeingültige Ansätze können höchstens für bestimmte Gruppen von MV mit geometrisch regelmäßiger Schraubenanordnung, z. B. Ringflanschverbindungen, definiert werden. Für viele andere MV-Varianten müssen spezifische Lösungen gefunden werden. Der Lösungsansatz wird dabei wesentlich sowohl von der Art der vorliegenden Belastung, also ob Axial- oder Querkräfte und/oder Momente vorhanden sind, als auch von der Anordnung und den Abständen der Schrauben beeinflusst.

## 5.2 刚体力学法

在夹紧部件具有比螺栓大得多的刚度（例如，在理论限制情况中弯曲刚度  $E \cdot I \rightarrow \infty$ ）的假设下，通过力和力矩平衡方程近似确定螺栓的比例工作载荷。在此的起点是螺栓排列的重心，尤其是在其中施加载荷时（见第 6.3 节）。

在此，不认为螺栓要预加载荷。为了简化问题，在数学模型中，在螺栓替代分界面中设置点状支座（见图 1）。支座可以静态确定或不确定。在静态确定的情况下，螺栓加载可以立即导出。如果系统静态不确定，某些情况可能的解决方案给在 6.3 节中。

甚至多重静态不确定的 MBJ 都可以通过部件理论上刚性的假设计算。部件不变形，并且以点位置表示的螺栓上的外部加载的载荷分布，只是作为其与螺栓排列重心距离的函数被影响。

借助刚体模型，只能对 SBJ 计算轴向和横向力，即忽略由偏心加载力引起的螺栓和分界面中的弯矩。因此，无法确定距离  $a$ 。因此，这种分析可以导致螺栓中和残余夹紧载荷，不仅相当过大，并还会小于实际。在循环应力的情况下，由于弯曲应力对耐久性具有决定性的影响，在振动加载的情况下，刚体模型仅非常有限的应用于检查计算。

对于具有几何规则布置螺栓的具体 MBJ 组，最多可以定义普遍有效性的方法，例如圆形法兰连接。对于许多其它 MBJ 变化形式，需要找到具体的解决方案。可能的解决方案在很大程度上不仅受到加载类型的影响，换句话说，是否存在轴向或横向力和/或力矩，而且还受到螺栓布置和它们之间距离的影响。

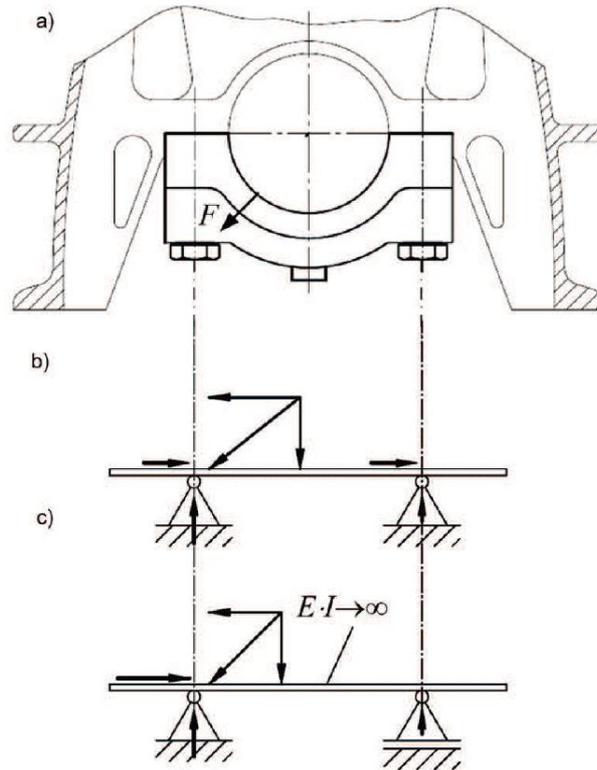


Bild 1. Berechnungsmodell für Starrkörper

- a) Hauptlagerdeckel einer Kurbelwelle
- b) statisch unbestimmtes Ersatzmodell
- c) statisch bestimmtes Ersatzmodell

Querbelastungen sind grundsätzlich (ausgenommen Passschrauben) über die Reibung in den Trennfugen zu übertragen. Die notwendige Normalkraft ist vom gesamten Schraubenfeld aufzubringen. In welchem Anteil die einzelnen Schrauben an der Übertragung der Querkraft beteiligt sind, hängt vom konkreten Fall ab. Verläuft die Querkraft nicht durch den Schwerpunkt des Schraubenfelds, so ist ein zusätzliches Moment  $M_Y$  zu berücksichtigen. Hinweise enthalten Abschnitt 6.3 und Abschnitt 6.6.

### 5.3 Verfahren der Elastomechanik

Die im Allgemeinen mehrfach statisch unbestimmten MV können generell mit den Methoden der Elastomechanik berechnet werden (im Prinzip basieren die Berechnungsformeln der VDI 2230 Blatt 1 auch auf elastomechanischen Betrachtungen der statisch unbestimmten EV). Dies kann zum einen durch Reduzierung des Systems auf ein statisch bestimmtes System bei Berücksichtigung der geometrischen Randbedingungen und der Verformungen (Kraftgrößenverfahren) oder durch das Konzept der virtuellen Formänderungsarbeit erfolgen [1].

Aus der Literatur sind nur für wenige Standardfälle Lösungen in Abhängigkeit von den geometrischen

图 1. 刚体计算模型

- a) 曲轴主轴承盖
- b) 静态不确定等效模型
- c) 静态确定等效模型

在所有情况下，除紧密配合螺栓之外，横向载荷要通过摩擦传递到分界面。所需的法向力要通过整个螺栓排列加载。单个螺栓参与传递横向力的比例取决于具体情况。如果横向力不通过螺栓排列的重心，则需要考虑附加力矩  $M_Y$ 。可以在 6.3 节和 6.6 节中找到有关这方面的信息。

### 5.3 弹性力学法

通常可以用弹性力学的方法计算通常多重静态不确定的多螺栓连接（原则上 VDI 2230 第 1 部分中的计算公式也是根据静态不确定 SBJ 的弹性力学分析）。可以首先通过将系统降低到一个静态确定的系统，同时考虑几何约束和变形（柔度矩阵法），或通过应用虚拟变形工作的概念[1]。

在仅有少数标准的情况下，从文献已知解决方案取决于几何参数和约束条件 [2; 3]。计算随不

Parametern und den Einspannbedingungen bekannt [2; 3]. Mit dem Grad der Unbestimmtheit wird die Berechnung aufwendiger.

Ziel ist es, die Beanspruchung der Einzelschraube durch Ersatzkräfte und -momente in der Trennfuge näherungsweise zu ermitteln und daraus den Abstand  $a$  der exzentrischen Krafteinleitung zu berechnen. Hierzu wird der konkrete Verschraubungsfall meist durch ein relativ einfach berechenbares System aus mehreren Biegebalken beschrieben. Es gilt die geometrischen Größen möglichst realitätsnah festzulegen, um sinnvolle Werte für die Flächenträgheitsmomente zu erhalten. Besonders schwierig stellt sich die Modellbildung im Bereich der Schrauben selbst und ihrer unmittelbaren Umgebung dar.

Den Berechnungen (siehe Abschnitt 6.4) liegen, neben denen laut Abschnitt 5.1, folgende weitere Bedingungen zugrunde:

- Ein Abheben oder partielles Klaffen der Verbindungen ist ausgeschlossen, da die Schrauben definiert vorgespannt sind und eine ausreichende Anzahl der Schrauben angeordnet sind (Grenzabmessungen sind eingehalten).
- Es wird von ideal ebenen Trennfugen und vollflächigem Kontakt der Bauteile, vor allem im Verbindungsbereich um die Schraube ausgegangen.
- Schubverformungen werden vernachlässigt.

#### 5.4 Numerische Methoden

Ein weit verbreitetes Näherungsverfahren zur mechanischen Analyse von Bauteilen und damit auch SV ist die Finite-Elemente-Methode (FEM). Dabei wird ein beliebig geformter und belasteter Körper, der geschlossen nicht analytisch beschreibbar ist, in viele kleine analytisch näherungsweise beschreibbare Teilkörper – die Elemente – zerlegt, die über Knotenpunkte in ihrer Lage bestimmt und verknüpft sind.

Bei entsprechend genauer Modellierung, Diskretisierung und Festlegung der Randbedingungen werden an MV bei Umgehung analytischer Berechnungen die Schraubenkräfte  $F_S$  oder Schraubenzusatzkräfte  $F_{SA}$  und die Restklemmkraft  $F_{KR}$  ermittelt. Damit ist die Ermittlung des Abstands  $a$  ebenso nicht erforderlich wie die der Exzentrizität  $s_{sym}$  und des Krafteinleitungsfaktors  $n$ , meist auch nicht die der anteiligen Betriebskraft  $F_A$ . Detaillierte Hinweise zum Einsatz der FEM enthält Abschnitt 7.

Unsicherheit wird durch die Komplexität der

Unsicherheit wird durch die Komplexität der Berechnung und die Unvollständigkeit der Modellierung der Kontaktbedingungen und der Geometrie der Bauteile sowie der Beanspruchung der Schrauben durch die Krafteinleitung in der Trennfuge. Die Berechnung der Schraubenkräfte  $F_S$  und  $F_{SA}$  ist durch die Komplexität der Beanspruchung und die Unvollständigkeit der Modellierung der Kontaktbedingungen und der Geometrie der Bauteile sowie der Beanspruchung der Schrauben durch die Krafteinleitung in der Trennfuge. Die Berechnung der Schraubenkräfte  $F_S$  und  $F_{SA}$  ist durch die Komplexität der Beanspruchung und die Unvollständigkeit der Modellierung der Kontaktbedingungen und der Geometrie der Bauteile sowie der Beanspruchung der Schrauben durch die Krafteinleitung in der Trennfuge.

Die Berechnung der Schraubenkräfte  $F_S$  und  $F_{SA}$  ist durch die Komplexität der Beanspruchung und die Unvollständigkeit der Modellierung der Kontaktbedingungen und der Geometrie der Bauteile sowie der Beanspruchung der Schrauben durch die Krafteinleitung in der Trennfuge.

- 计算（见 6.4 节）除 5.1 节提到的以外还有以下条件：
  - 由于螺栓具有规定的预加载荷，并且在排列中有足够数量的螺栓（遵守尺寸限制），因此排除了连接的分离或部分松开。
  - 假设理想的平面分界面和部件全部区域接触，特别是在螺栓周围的接触区域。
  - 忽略剪切变形。

#### 5.4 数值法

一种用于部件力学分析非常常用的近似方法，因此也用于 BJ，有限元法（FEM）也是如此。在此，一个任意形状和加载的整体，其合在一起时不能分析说明，分解成大量小的间接体后，就可以分析和近似说明。这些就是“单元”，在其位置定义它们，并通过节点连接在一起。

通过对边界条件的适当精确建模、离散化和定义，对 MBJ 确定螺栓力  $F_S$  或附加螺栓力  $F_{SA}$  和残余夹紧载荷  $F_{KR}$ ，同时避免分析计算。这意味着确定距离  $a$  与确定偏心量  $s_{sym}$  和加载系数  $n$  一样不必要，并且在大多数情况下也不需要确定比例工作力  $F_A$ 。在 7 节中给出了有关使用 FEM 的详细信息。

## 6 Analytische Berechnungen

### 6.1 Lastverteilung und Schraubenbelastung

Die auf eine MV einwirkenden Belastungen führen nur im Ausnahmefall zu einer gleichmäßigen Beanspruchung aller Schrauben eines Schraubenfelds. In der Regel wird die Schraubenbelastung infolge der Lage des Lastangriffs, der Anordnung der Schrauben und der spezifischen Strukturmerkmale unterschiedlich sein.

Beeinflusst wird die Lastverteilung insbesondere durch folgende Faktoren, die im Zusammenhang zu betrachten sind:

- Gesamtkonstruktion der umgebenden Struktur (Anschlusssteifigkeiten) und die Geometrie der verschraubten Bauteile

Die Verformungsfähigkeit des Schraubenfelds und der Struktur weist dabei einen großen Einfluss auf. Zum Beispiel ist bei Biegung zwischen folgenden Fällen zu unterscheiden:

- biegeschlaffe Strukturen (mit  $E \cdot I = 0$ )
- biegeweiche Strukturen (mit  $E \cdot I > 0$ )
- starre Platten/Bauteile (unendlich biegesteif, siehe Abschnitt 6.3)

Von Bedeutung ist das Verhältnis der Steifigkeit der Struktur zu jener der Schrauben, was zu folgenden relevanten Fällen führt:

- vergleichsweise weiche Verbindung: Die Steifigkeit der Struktur nähert sich jener der Schrauben an. Einfache Näherungsverfahren sind nur in Sonderfällen möglich.
- hinreichend steife Verbindung: Die Struktur ist um ein Mehrfaches steifer als die Schrauben (Regelfall). Im Allgemeinen gilt: Je steifer die Struktur gegenüber der Schraube ist, desto besser lässt sie sich idealisieren und um so besser sind einfache analytische Verfahren anwendbar.

- Art, Größe und eventuell Kombination verschiedener Belastungen

Hierzu zählen auch thermische Zusatzkräfte. Einzelne Komponenten (z. B. eine Querkraft) können gleichmäßig von allen Verschraubungsstellen aufgenommen werden, während dies gleichzeitig bei anderen Komponenten (z. B. ein Biegemoment) nicht der Fall ist.

- Angriffspunkt bzw. -fläche und Richtung der Belastungen

Exzentrizitäten können sich verstärkend auswirken, die Lage (Höhe) des Kräfteinleitungs-punkts beeinflusst das Kraftverhältnis  $\Phi_{en}^*$ .

## 6 分析计算

### 6.1 载荷分配和螺栓加载

只有在特殊情况下,才能使作用在 MBJ 上的载荷均匀加载螺栓排列中的所有螺栓。通常,由于载荷加载位置、螺栓布置以及具体结构特征的原因,螺栓加载可能会变化。

载荷分布特别受下列因素的影响,应加以考虑:

- 周围结构的总体设计(连接刚度)和螺栓连接部件的几何形状

螺栓排列和结构的变形能力在此有很大影响。如在偏移的情况下,要在以下情况之间进行区分

- 高柔性结构(其中  $E \cdot I = 0$ )
- 柔性结构(其中  $E \cdot I > 0$ )
- 刚性板/部件(无限弯曲刚度;见 6.3 节)

结构刚度与螺栓刚度之间的比例非常重要,这将产生以下相关的情况:

- 相对柔性的连接:结构刚度接近螺栓刚度。简单的近似方法只能在特殊情况下进行。
- 足够刚度的连接:结构刚度好几倍于螺栓(正常情况)。一般来说,与螺栓相比,结构更坚硬,可以理想化得更好,并可以应用更好的简单分析方法。

- 不同载荷类型、大小和可能的组合

这还会包括热附加力。单个分量(例如横向力)可以被所有螺栓连接点平均吸收,而具有其他分量时(例如弯矩)并非如此。

- 载荷加载点或区域以及载荷方向

偏心量会有更大的影响,载荷加载点的位置(高度)会影响载荷系数  $\Phi_{en}^*$ 。

Aus der Sicht des Zusammenspiels der Belastungszeit und der Größe der Last ist zwischen statischer, periodischer und stochastischer Belastung zu unterscheiden. Wie in allen technischen Systemen können die letzten beiden als wechselnde Belastung mit konstanter oder variabler Amplitude bei variabler Mittellast beschrieben werden.

## 6.2 Vorgehensweise

Gesucht wird zum Nachweis der Funktions- und Tragfähigkeit die anteilige Belastung der Schrauben im Schraubenfeld oder der MV. Hierzu sind die für die MV bekannten bzw. ermittelten Belastungen anteilig auf die einzelnen Schraubenverbindungen umzurechnen. Anschließend ist aus dem Schraubenfeld die kritische EV virtuell herauszulösen und diese einer Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1 zu unterziehen. Als kritische EV ist diejenige Verbindung anzusehen, bei der zuerst mit einem Versagen infolge Überschreitens der zulässigen Betriebsbeanspruchung, der zulässigen Schwingfestigkeit oder Klaffens zu rechnen ist. Eventuell sind deshalb mehrere Schrauben zu untersuchen.

Für typische und häufig vorkommende Arten von MV lassen sich unter bestimmten Annahmen und/oder bestimmten Voraussetzungen analytische Näherungsberechnungen anwenden. Diese bauen im Wesentlichen auf den in Abschnitt 5 dargestellten grundsätzlichen Verfahren auf.

Welches Verfahren angewendet werden soll oder kann, hängt wesentlich ab

- von den Anforderungen an die Genauigkeit des Ergebnisses,
- von der Anordnung der Schrauben im Zusammenhang mit der Belastungseinleitung,
- vom Grad der statischen Unbestimmtheit,
- von den Steifigkeitsverhältnissen,
- von der Möglichkeit ein verwendbares Ersatzmodell zu finden, und
- vom zu erwartenden Berechnungsaufwand.

Die im Folgenden beschriebenen Verfahren der Starrkörpermechanik dienen zur näherungsweisen Ermittlung der Schraubenbelastung, das heißt der anteiligen Betriebskraft  $F_A$ . Die Güte des Berechnungsergebnisses hängt allerdings in besonderem Maß von dem Verhältnis der Steifigkeiten (oder Nachgiebigkeiten) ab.

Die ermittelten Reaktionskräfte können auch in eine nachfolgende elastomechanische Berechnung einfließen, um den Hebelarm  $a$  der exzentrischen Belastung zu ermitteln. Ist eine elastomechanische Berechnung möglich, so sollte diese auch vorgenommen werden (siehe Bi ld 2).

从加载持续时间和载荷大小相互作用的角度来看,要在静态、周期和随机加载之间进行区分。在所有技术系统中,最后两个可以描述为具有可变平均载荷的恒定或可变幅度的循环加载。

## 6.2 程序

为了验证功能和载荷支承能力,需要知道螺栓排列或 MBJ 中螺栓的比例载荷。为此,将 MBJ 已知或确定的载荷转换为每螺栓载荷。下一步中,要在虚拟基础上分离螺栓排列中的临界 SBJ,并进行 VDI 2230 第 1 部分中规定的计算。被认为临界 SBJ 是首先预料由许用工作载荷、或超过许用疲劳强度、或由连接松开导致失效的一个。因此,可能需要调查几个螺栓。

在某些假设和/或某些条件下,近似分析计算可用于典型和常见的 MBJ 类型。这些基本上来自于第 5 节所述的基本方法。

应该或可以使用哪种方法主要取决于:

- 有关结果准确性的要求,
- 螺栓相对于载荷加载的布置,
- 静态不确定程度,
- 刚度条件,
- 找到可用的等效模型的可能性,以及
- 预计的计算工作量。

现在所述的刚体力学方法用于螺栓加载,即比例工作力  $F_A$  的近似确定。然而,计算结果质量取决于刚度之间比例(或弹性)的具体程度。

确定的反作用力还可以输入到随后的弹性力学计算中,确定偏心加载的杠杆力臂  $a$ 。如果可以进行弹性力学计算,就应该进行(见图 2)。

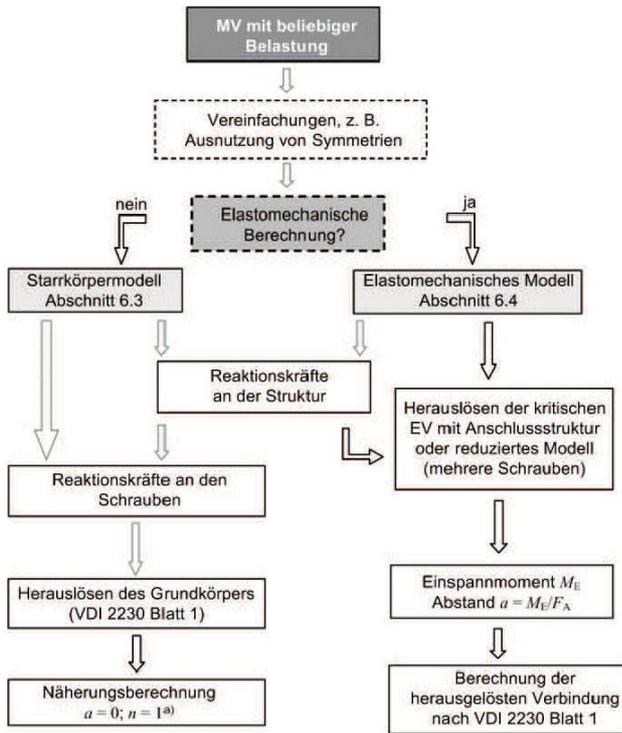


Bild 2. Grundlegende Vorgehensweise zur analytischen Berechnung von MV und Herauslösen einer EV

a) Bei Starrkörpermodellen ergibt sich  $a = 0$  und  $n = 1$ , was zu erheblichen Unsicherheiten in der Berechnung führen kann. Bezüglich der Restklemmkraft sollte daher mit  $n = 0$  gerechnet werden

### 6.3 Starrkörpermechanik

#### 6.3.1 Nicht rotationssymmetrische Schraubenfelder

##### 6.3.1.1 Geometrisch-mechanische Kenngrößen

Bei der Ermittlung der höchstbelasteten Schraube eines Schraubenfelds werden einige Kenngrößen benötigt, die die Größe und Verteilung der Beanspruchung der Schrauben wesentlich beeinflussen. Dabei ist prinzipiell wie folgt vorzugehen:

- 1) Ermittlung des Schwerpunkts des Schraubenfelds S
- 2) Bestimmung der Hauptachsen x und z
- 3) Ermittlung der Flächenträgheitsmomente bezogen auf das Hauptachsensystem
- 4) Transformation aller Belastungsgrößen in S als Drehmomente um die Hauptachsen
- 5) Berechnung der Belastung jeder SV

Für die *Schwerpunkte* im  $x^*-z^*$ -Koordinatensystem, Bild 3, gelten bei  $n_S$  Schrauben:

- MV mit einem Schraubennennendurchmesser

$$z_S^* = \frac{1}{n_S} \cdot \sum_{i=1}^{n_S} z_i^* \quad (1)$$

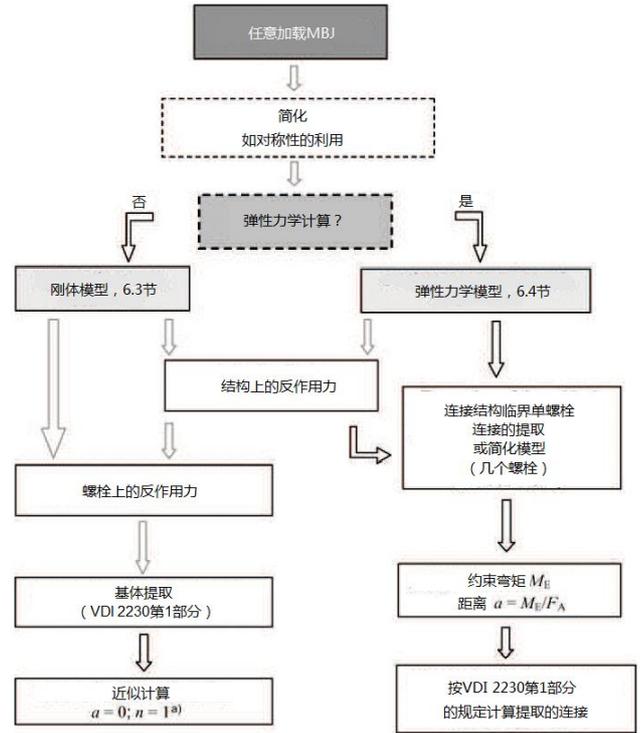


图 2. MBJ 分析计算和 SBJ 提取的基本程序

a) 在刚体模型的情况下，具有  $a = 0$  和  $n = 1$ ，其可能在计算中导致重大不确定性。关于残余夹紧载荷，计算因此应使用  $n = 0$ 。

### 6.3 刚体力学

#### 6.3.1 非旋转对称螺栓排列

##### 6.3.2.1 特征几何力学量

确定螺栓排列中最高加载的螺栓，需要许多对螺栓加载大小和分布有相当大影响的特征量。基本程序如下：

- 1) 确定螺栓排列 S 的重心
- 2) 主轴 x 和 z 的确定
- 3) 确定相对主轴系统的面转动惯量
- 4) 将 S 中的所有载荷变量转换为围绕主轴的扭矩
- 5) 计算每个 BJ 上的加载

对于  $x^*-z^*$ 坐标系中的重心（图 3），下式适用于  $n_S$  螺栓：

- 具有一个公称螺栓直径的 MBJ

$$x_S^* = \frac{1}{n_S} \cdot \sum_{i=1}^{n_S} x_i^* \quad (2)$$

- Sonderfall: unterschiedliche Schraubennenn-durchmesser

- 特殊情况：不同的公称螺栓直径

$$z_S^* = \frac{\sum_{i=1}^{n_S} A_i \cdot z_i^*}{\sum_{i=1}^{n_S} A_i} \quad (3)$$

$$x_S^* = \frac{\sum_{i=1}^{n_S} A_i \cdot x_i^*}{\sum_{i=1}^{n_S} A_i} \quad (4)$$

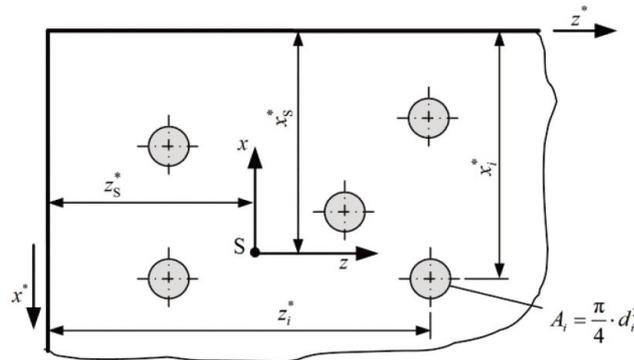


Bild 3. Schwerpunkt des Schraubenfelds

图 3. 螺栓排列的重心

Für die Flächenträgheitsmomente, bezogen auf die Hauptachsen x und z, gilt:

相对主轴 x 和 z 的面转动惯量由下式给出:

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^{n_S} \left( \frac{\pi \cdot d_i^4}{64} + z_i^2 \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \right) \quad (5.1)$$

$$I_{zz} = \sum_{i=1}^{n_S} \left( \frac{\pi \cdot d_i^4}{64} + x_i^2 \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \right) \quad (5.2)$$

Vereinfacht kann wegen des überwiegenden Einflusses des Abstands von der Achse auch nur mit dem „Steiner-Anteil“ gerechnet werden. Es gilt z. B.

由于与轴线距离的主要影响，也可以单独使用“Steiner 分量”简化计算，如：

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^{n_S} (z_i^2 \cdot A_i) \quad (6)$$

Für den Regelfall gleiche Schraubennenn-durchmesser im Schraubenfeld folgt:

对于螺栓排列中相同公称螺栓直径的正常情况，遵守：

$$I_{xx} = A \cdot \sum_{i=1}^{n_S} \left( \frac{d^2}{16} + z_i^2 \right) \quad (7)$$

$$I_{zz} = A \cdot \sum_{i=1}^{n_S} \left( \frac{d^2}{16} + x_i^2 \right) \quad (8)$$

oder vereinfacht:

或简化形式:

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^{n_S} \left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_i^2 \right) \quad (9)$$

$$I_{zz} = \sum_{i=1}^{n_s} \left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot x_i^2 \right) \tag{10}$$

Im Folgenden wird immer von gleichen Schraubennennendurchmessern innerhalb eines Schraubensfelds ausgegangen.

### 6.3.1.2 Querkraft- und torsionsbelastete Schraubensfelder

Treten Querkräfte in der z-x-Ebene auf, so sind diese kraftschlüssig, das heißt über die Reibung in den Kontaktflächen der verspannten Teile zu übertragen. Die Schraube ist im Gegensatz zum Stahlbau (SL-Verbindung) grundsätzlich von einer Scherbelastung (ausgenommen Passschrauben) frei zu halten. Im Betrieb dürfen somit keine oder nur geringe Verschiebungen (Schlupf) zwischen den Verbindungselementen und/oder den verspannten Teilen selbst auftreten.

Je nach Anordnung der Schrauben zur Richtung der Querkraft oder der Auswirkung eines Momentes um die y-Achse ergeben sich die in Bild 4 dargestellten Fälle. Der Sonderfall kreisförmige Verschraubung wird in Abschnitt 6.3.2 behandelt.

Bei kombinierten Belastungen gilt für starre Körper das Superpositionsprinzip. Für jeden Belastungsfall können die anteiligen Belastungen separat ermittelt und anschließend für jede EV addiert werden.

Von einer gleichmäßigen Belastung aller Verschraubungsstellen in einer Reihe durch eine Querkraft kann in der Regel ausgegangen werden, wenn die Schraubenreihe senkrecht zur Krafrichtung ( $F_{QBx}$  in Bild 5) verläuft und die Belastung zentrisch angreift.

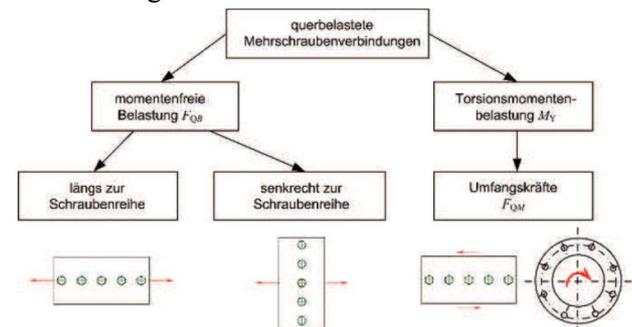


Bild 4. Lastfälle durch Querkraft belasteter MV

在下文中，我们将在所有情况下假设螺栓排列中只有一个公称螺栓直径。

### 6.3.1.2 横向加载和扭转加载螺栓排列

如果在 z-x 平面上出现横向力，它们将是摩擦力，即要通过夹紧部件接触表面中的摩擦传递。与钢结构（剪切螺栓连接）不同，作为一个基本规则，螺栓必须保持无剪切加载（紧密配合螺栓除外）。这意味着在工作中，在紧固元件和/或夹紧部件本身之间不应有或只有小的位移（滑动）。

根据螺栓相对于横向力方向的布置或围绕 y 轴力矩的影响，产生图 4 所示的情况。圆形螺栓连接的特殊情况见 6.3.2 节。

在组合载荷的情况下，叠加原理适用于刚体。可对每个加载情况单独确定比例载荷，然后将每个 SBJ 加起来。

通常，当行垂直于力（图 5 中的  $F_{QBx}$ ）的方向并且同心加载载荷时，可以假设横向力对行中的所有螺栓连接点加载均匀载荷。

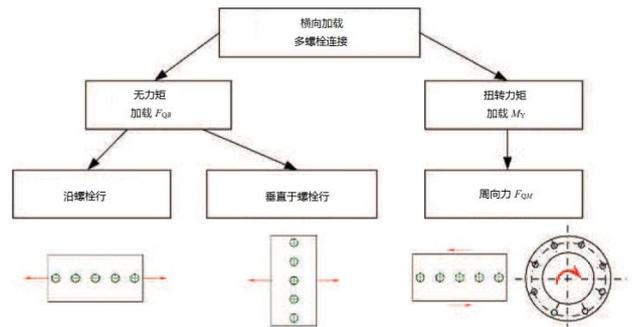


图 4. 横向加载 MBJ 引起的加载情况

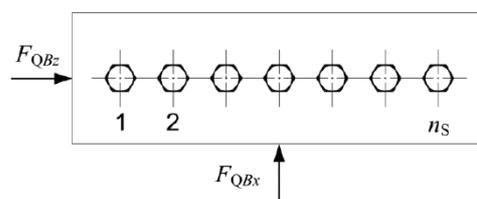


Bild 5. Belastung einer Schraubenreihe durch Querkräfte

图 5. 通过横向力加载螺栓行

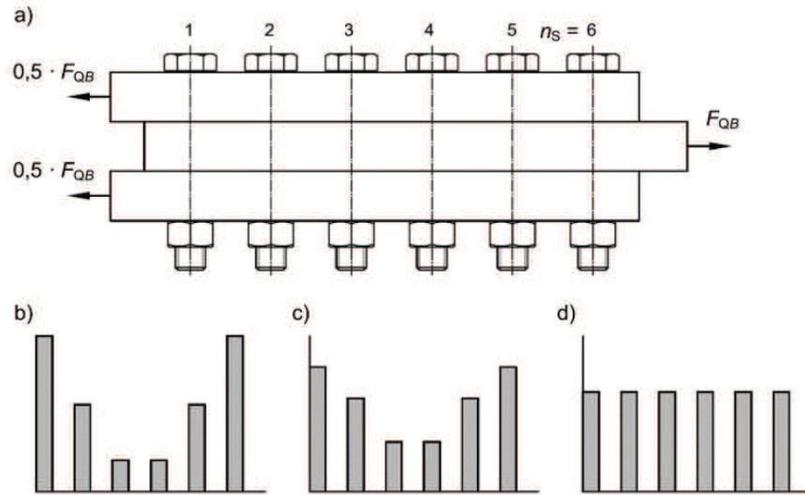


Bild 6. Querlastverteilung (schematisch) innerhalb einer Schraubenreihe an einer zweischnittigen Verbindung (a) bei zunehmender Querlast (von b nach d) – theoretische Verteilung bei größeren Verformungsfähigkeiten

图 6. 在双剪切连接的螺栓行中 (a) 随横向载荷增加 (从 b 到 d) 的横向加载分布 (示意图) – 具有较大变形能力的理论分布

Verläuft die Schraubenreihe parallel zur Krafrichtung ( $F_{QBz}$ ) werden die Schrauben real ungleichmäßig belastet. Hier tragen die beiden äußeren Schrauben die größte Belastung (Bild 6). Ein Starrkörperansatz bezüglich der verspannten Teile führt bei  $F_{QBz}$  zu einem gleichmäßigen Anteil aller Schrauben an der Übertragung der Querkraft. Ein solcher Zustand stellt sich für die reale Verbindung erst nach lokaler Verschiebung und einer plastischen Verformung beispielsweise im Bereich der Bohrung ein. Insbesondere bei wechselnden Belastungen kann hiervon nicht ausgegangen werden, weshalb bei der Berechnung der Beanspruchung die elastischen Verformungen der Platten und Schrauben zu berücksichtigen sind. Im Abschnitt 6.6 wird weiter und vertiefend auf die Belastungsfälle an einer Schraubenreihe eingegangen.

如果螺栓行平行于力 ( $F_{QBz}$ ) 的方向, 则实际上会不均匀加载螺栓。在此, 两个外面的螺栓承受最大载荷 (图 6)。关于夹紧部件的刚体方法, 将通过  $F_{QBz}$  向传递横向力的所有螺栓给予相等的份额。直到在例如孔的区域中有局部位移和塑性变形之后, 实际连接才会发生这种情况。特别是不能假设交变载荷, 这就是为什么计算加载必须考虑板和螺栓弹性变形的原因。第 6.6 节将更详细地介绍在螺栓行中加载情况的话题。

Solange ein Anliegen der Schrauben an der Bohrungswand (Lochleibung) ausgeschlossen werden kann (grundlegende Forderung), gilt in Näherung mit der Anzahl der kraftübertragenden inneren Trennfugen  $q_F$ :

可以排除螺栓与孔壁的接触 (孔表面的压力) (基本要求), 下式为对力传递内部分界面数量  $q_F$  的近似应用:

$$\frac{\sum F_V}{\mu_{Tmin}} \cdot q_F > F_{QBmax} \tag{11}$$

Bei Schraubenfeldern, die durch ein an der senkrecht zur Trennfuge stehenden Achse  $y$  wirkendes Torsionsmoment  $M_{ges} = M_Y$  belastet werden, dreht dieses um den Schwerpunkt  $S$  und belastet die SV auf Schub (Bild 7).

在由垂直于分界面作用于  $y$  轴的扭转力矩  $M_{ges} = M_Y$  加载螺栓排列的情况下, 该力矩围绕重心  $S$  旋转, 并向 BJ 加载剪切载荷 (图 7)。

Unter der Annahme, dass sich die Reaktionskräfte der Verschraubungsstellen proportional zu ihrem Abstand vom Schwerpunkt aufteilen, gilt bei Einleitung eines Moments  $M_Y$  (Bild 7) für die äußer-

假设螺栓连接点的反作用力根据其与其重心的距离按比例分配, 当加载  $M_Y$  时 (图 7), 由力矩对

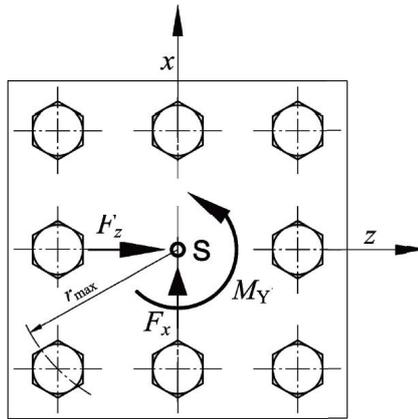


Bild 7. Momentenbelastung um die vertikale y-Achse und Querkräfte an einer doppelt-symmetrischen MV

图 7. 在双对称 MBJ 中围绕垂直 y 轴加载力矩和横向力

ste(n) Schraube(n) (Abstand  $r_{max}$ ) die maximale Querkraft aus dem Moment:

最外面的螺栓 (距离  $r_{max}$ ) 产生的最大横向力将为:

$$F_{qM_{max}} = \frac{M_Y \cdot r_{max}}{\sum_{i=1}^{n_S} r_i^2} = \frac{M_Y \cdot (\sqrt{x^2 + z^2})_{max}}{\sum_{i=1}^{n_S} (x_i^2 + z_i^2)} \quad (12)$$

Treten zudem Querkräfte  $F_{QB}$  auf, so ergibt sich bei deren gleichmäßiger Aufnahme durch alle Schrauben und Zusammenfassung mit den an der höchstbelasteten Schraube (Abstand  $r_{max}$  mit den Koordinaten  $x_{max}$  und  $z_{max}$ ) in x- und z-Richtung wirkenden Komponenten

如果还存在横向力  $F_{QB}$ , 并且其被所有螺栓均匀吸收, 并与作用在 x 和 z 轴上最高加载螺栓上的分量组合在一起, 则得到:

$$\begin{aligned} F_{qx_{max}} &= F_{QBx} + F_{qM_{max}} \cdot \frac{z_{max}}{r_{max}} \\ &= \frac{F_{QBx}}{n_S} + \frac{M_Y \cdot z_{max}}{\sum_{i=1}^{n_S} (x_i^2 + z_i^2)} \end{aligned} \quad (13)$$

und analog

和类似的:

$$F_{qz_{max}} = \frac{F_{QBz}}{n_S} + \frac{M_Y \cdot x_{max}}{\sum_{i=1}^{n_S} (x_i^2 + z_i^2)} \quad (14)$$

Letztlich folgt für die resultierende maximale Querbelastung einer Verschraubungsstelle:

最后, 得到在螺栓连接点上的最大横向载荷:

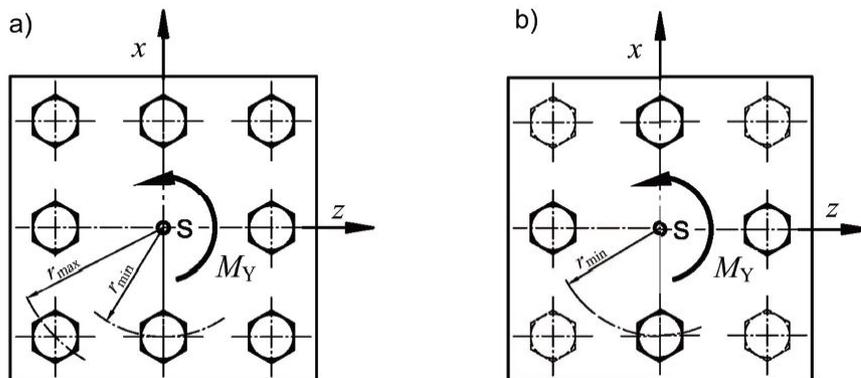


Bild 8. Starrkörper: Querkraft übertragende Verschraubungsstellen bei zugelassener (a) und nicht zugelassener/unterbundener (b) Relativverschiebung (Schlupf) /

图 8. 刚体: 允许 (a) 和不允许/禁止 (b) 相对位移 (滑动) 传递横向力的螺栓连接点

$$F_{q_{res,max}} = \sqrt{F_{q_{x,max}}^2 + F_{q_{z,max}}^2} \tag{15}$$

Damit sich die mit dem Starrkörpermodell berechnete Lastverteilung einstellen kann, ist bei Anordnung von Schrauben mit unterschiedlichem Abstand zum Schwerpunkt eine geringe Relativverschiebung (Schlupf) in der Trennfuge erforderlich, die sich direkt proportional zum Schwerpunktabstand verhält. Sind solche Relativverschiebungen nicht zulässig oder werden unterbunden, so sind nur die Verschraubungsstellen mit dem geringsten Abstand zur Lasteinleitung (siehe auch Anhang) in Ansatz zu bringen (Bild 8).

Ein die realen Verhältnisse besser beachtender Berechnungsansatz ist in Anhang A1 dargestellt. Es ergeben sich dabei im Regelfall größere maximale Querbelastungen.

### 6.3.1.3 Zugbelastung

Bei der Übertragung von senkrecht zur MV angreifenden Betriebskräften sind nach Möglichkeit die  $n_s$  Schrauben so anzuordnen, dass der Angriffspunkt bzw. die Wirkungslinie mit dem Schwerpunkt S des Schraubenfelds zusammenfällt (Bild 9). Für sehr steife Verbindungen gilt dann in Näherung:

$$F_{A_i} = \frac{F_{BZug}}{n_s} = \frac{F_B}{n_s} \tag{16}$$

Fällt der Angriffspunkt bzw. die Wirkungslinie der Betriebskraft nicht mit S zusammen, liegt also eine exzentrische Belastung vor (Bild 10) so wird die MV zusätzlich durch ein Biegemoment  $M_B$  belastet.

Allgemein gilt analog der Spannungsverteilung an einem Biegeträger für die axiale Belastung einer Schraube infolge der Wirkung eines Moments z. B. um die x-Achse ( $M_B = M_x$ ) mit dem Schraubenquerschnitt A:

$$F_{A(M_x)_i} = \frac{M_x \cdot A \cdot z_i}{I_{xx}} \tag{17}$$

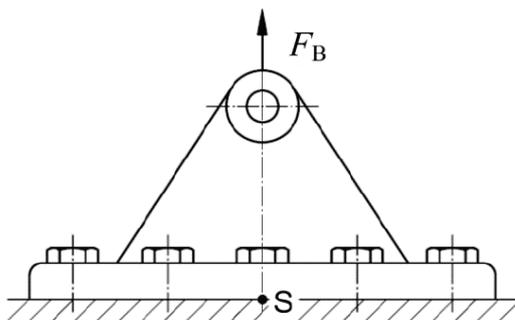


Bild 9. Angriff einer axialen Zugbelastung im Schwerpunkt einer MV /

图 9. 在 MBJ 的重心加载轴向拉伸载荷

因此，当用与重心不同距离布置螺栓时，使用刚体模型计算的载荷分布可能导致在分界面中必然的轻微相对位移（滑动），其与重心距离成正比。如果不允许或禁止这种相对位移，只有那些与载荷加载点距离最短的螺栓连接点（另见附录）要包含在此方法中（图 8）。

附录 A1 中说明了更好地注意实际情况的一种计算方法。在此，通常会出现更大的最大横向载荷。

### 6.3.1.3 拉伸载荷

在垂直作用于 MBJ 工作力的情况下，如可能， $n_s$  螺栓应被布置成使加载点或作用线与螺栓排列的重心 S 重合（图 9）。对于非常刚性的连接，则应近似应用下式：

如果工作力的加载点或作用线与 S 不重合，加载必然偏心（图 10），并且 MBJ 因此被附加加载弯矩  $M_B$ 。

通常，类似于受弯梁的应力分布，下式适用于，作为围绕例如螺栓横截面 A 的 x 轴的力矩 ( $M_B = M_x$ ) 的影响结果，在螺栓上的轴向加载：

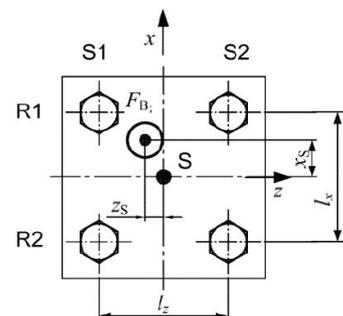


Bild 10. Schraubenfeld aus je zwei Reihen und Spalten mit exzentrischer Zugbelastung /

图 10. 两行和两列组成，偏心拉伸加载螺栓排列

Und zusammengefasst für beide Biegeachsen:

$$F_{A(M)i} = \frac{M_z \cdot A \cdot x_i}{I_{zz}} - \frac{M_x \cdot A \cdot z_i}{I_{xx}} \quad (18)$$

Vereinfacht kann auch verwendet werden:

$$F_{A(M)i} = \frac{M_z \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n_s} x_i^2} - \frac{M_x \cdot z_i}{\sum_{i=1}^{n_s} z_i^2} \quad (19)$$

Für Bild 10 gilt dann:

$$F_{A(M)i} = \frac{F_B \cdot |x_s| \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n_s} \left(\frac{l_{xi}}{2}\right)^2} - \frac{F_B \cdot |z_s| \cdot z_i}{\sum_{i=1}^{n_s} \left(\frac{l_{zi}}{2}\right)^2} \quad (20)$$

Unter Beachtung der Zuglast folgt bei  $n_s$  Schrauben:

$$F_{Amax} = F_{A(M)i} + F_B/n_s \quad (21)$$

Welche Schraube am höchsten durch das Moment belastet wird, ist anhand der Abmessungsverhältnisse zu untersuchen. Im Regelfall wird die Schraube mit der geringsten Entfernung zur Krafteinleitung am höchsten belastet. Im Schraubenfeld nach Bild 10 betrifft dies die Schraube R1/S1:

$$F_{Amax} = F_B \cdot \left( \frac{1}{4} + \frac{z_s}{2 \cdot l_z} + \frac{x_s}{2 \cdot l_x} \right) \quad (22)$$

Weitere Hinweise enthält Anhang A2.

对两个中性轴汇总:

作为简化, 也可以使用下式:

针对图 10 得出:

考虑拉伸载荷并用  $n_s$  螺栓得出:

应使用尺寸关系来研究哪一个是由力矩最大加载的螺栓。通常最靠近力加载点的是最大加载的螺栓。在图 10 所示的螺栓排列中, 其为螺栓 R1/S1:

更多信息见附件 A2.

### 6.3.1.4 Momentenbelastung in der x-z-Ebene

Wirken Momente um eine  $x$ - oder  $z$ -Achse in einem Schraubenfeld, so sollten die Schraubenreihen parallel zur Drehachse verlaufen, um die Belastung zu verringern und zu vergleichmäßigen.

Für ein Moment  $M_{Bges} = M_z$  ergibt sich mit Gleichung (17) bei maximalem Abstand  $x_{max}$  und fixer Drehachse die größte Zugkraft an der am weitesten entfernten Schraubenreihe:

$$F_{Amax} = (A \cdot x_{max}) \cdot M_z / I_{zz} \quad (23)$$

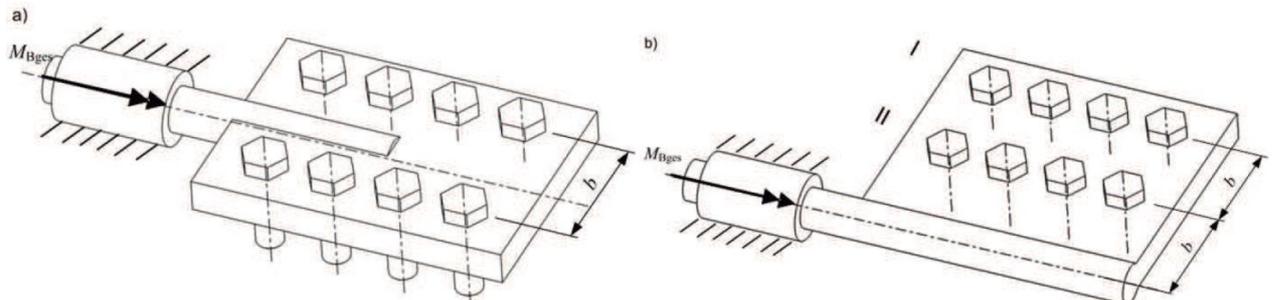


Bild 11. Momentenbelastetes Schraubenfeld mit fixer Drehachse (a – Fall 1, b – Fall 2) /

图 11. 固定旋转轴的加载力矩螺栓排列 (a -- 案例 1, b -- 案例 2)

Wegen des Einflusses des Flächenträgheitsmomentes (primär des „Steiner-Anteils“) wird die Schraubenbelastung umso kleiner, je weiter die Drehachse vom Schraubenfeld entfernt ist. Im Fall 1 gemäß Bild 11 ergibt sich für die Reihe I eine 2,5-fach höhere Schraubenbelastung als im Fall 2. Gleiches trifft für den Fall zu, dass das Moment in der Reihe II angreift [5]. Weiterhin wird die Reihe II entweder nicht auf Zug (Fall 1) oder geringer als Reihe I (Fall 2) belastet.

Bei frei angreifenden Momenten an axialsymmetrischen Schraubenfeldern (Bild 12) ergibt sich eine gleichmäßige Belastung innerhalb einer Schraubenreihe. Auf der Schwereachse liegende Schrauben werden nicht belastet. Für die anteilige Betriebskraft je Schraube gilt analog Gleichung (20).

Indem für das Flächenträgheitsmoment nur der dominierende Einfluss des Steiner-Anteils beachtet werden braucht, gilt für nur *eine Schraubenreihe je Seite* gemäß Bild 10 mit der Anzahl der be- oder entlasteten Schrauben  $n_{SB}$ :

$$F_A = \frac{2 \cdot M_B}{n_{SB} \cdot l_x} = \frac{M_B}{n_{SB} \cdot x_S} \tag{24}$$

Die gleiche Beziehung ergibt sich in diesem Fall auch bei einer Herleitung über das Momentengleichgewicht.

### 6.3.1.5 Kombinierte Belastungen

Die Belastungen sind unter Beachtung der Richtung und der zeitlichen Abhängigkeiten vektoriell zusammenzufassen. Bei Unklarheiten und Belastungsvarianten ist vom Fall der größten möglichen Schraubenbelastung auszugehen.

Für eine Zugbelastung im Schwerpunkt und gleichzeitige Momentenbelastung (Bild 13) gilt z. B. bei  $n_S$  Schrauben unter Verwendung von Gleichung (19):

$$F_{A_i} = F_{A(B)} + F_{A(M)_i} = \frac{F_{B,Zug}}{n_S} + \frac{M_z \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n_S} x_i^2} - \frac{M_x \cdot z_i}{\sum_{i=1}^{n_S} z_i^2} \tag{25}$$

Bei Schrägzug (Bild 14) ist die Kraft  $F_B$  in Komponenten zu zerlegen

$$F_{AB} = F_B \cdot \sin \alpha \tag{26.1}$$

und

$$F_{QB} = F_B \cdot \cos \alpha \tag{26.2}$$

由于面转动惯量（主要是“Steiner分量”）的影响，旋转轴离螺栓排列越远，螺栓的加载越小。在图11案例1中，行I获得比案例2高2.5倍的螺栓载荷。这同样适用于在行II中加载力矩的情况[5]。此外，行II不是处于拉伸状态（案例1），或者小于行I（案例2）。

在力矩对轴对称螺栓排列自由加载的情况下（图12），螺栓行中均匀加载。重心轴线上的螺栓没有加载。对于每个螺栓的比例工作力，近似应用公式（20）。

虽然仅Steiner分量的主要影响需要考虑面转动惯量，当如图10所示，**每侧只有一个螺栓行时**，适用下式，其中加载或卸载螺栓的数量为 $n_{SB}$ ：

即使在通过力矩平衡获得的情况下，也有相同的**关系**。

### 6.3.1.5 组合载荷

考虑到方向和时间相关的依赖关系，载荷被矢量分组在一起。如果不清楚或载荷变化，应假设最大可能的螺栓加载情况。

对于在重心和兼有力矩加载的拉伸载荷（图13），将应用以下关系，其中， $n_S$ 为螺栓数量，并应用公式（19）：

在斜拉的情况下（图14），力 $F_B$ 应该分成分量

和

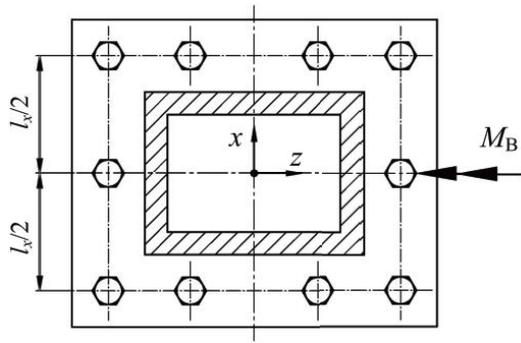


Bild 12. Rechteckige MV unter Momentbelastung (hier  $n_{SB} = 4$ ) /

图12. 加载力矩的矩形MBJ (在此 $n_{SB} = 4$ )

Verläuft die Wirkungslinie der Belastung durch den Schwerpunkt, so gilt für eine Verbindungsstelle:

$$F_{Ai} = \frac{F_{AB}}{n_S} \quad (27)$$

Wird das Schraubenfeld exzentrisch belastet (Bild 15) ergibt sich ein um S drehendes Moment:

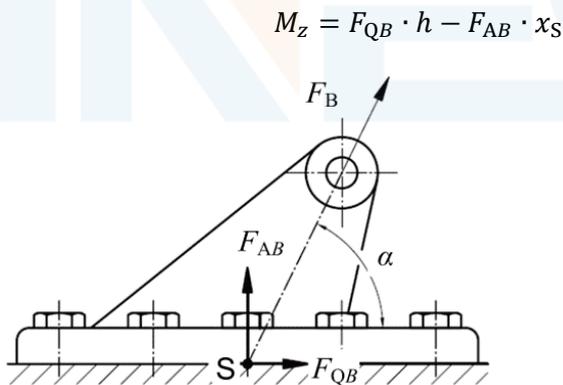


Bild 14. MV unter Schrägzug und mit Wirkungslinie der Betriebskraft durch den Schwerpunkt des Schraubenfelds /

图14. 斜拉和工作力作用线穿过螺栓排列重心的MBJ

Bei nur einer Schraubenreihe (in z-Richtung) gilt für den momenteninduzierten Anteil der Betriebskraft analog Gleichung (17):

$$F_{A(M)} = \frac{M_z \cdot x}{I_{zz}} \cdot A \approx \frac{M_z}{n_S \cdot x} \quad (29)$$

Bei mehreren belasteten Reihen gilt:

$$F_{A(M)i} = \frac{M_z \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n_{SB}} x_i^2} \quad (30)$$

Oder

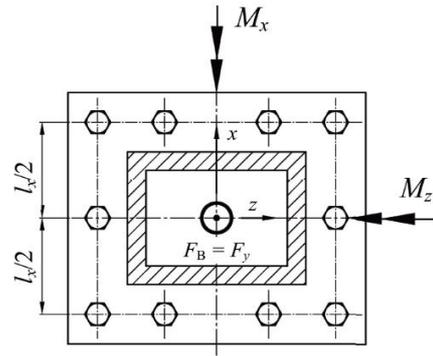


Bild 13. Rechteckige MV unter Momenten- und Zugbelastung /

图13. 加载力矩和拉力的矩形MBJ

如果加载作用线通过重心，则对一个连接点具有:

如果螺栓排列为偏心加载状态 (图15), 则绕S旋转的力矩由下式给出:

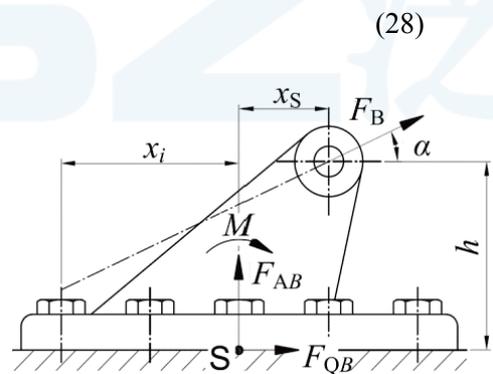


Bild 15. MV unter Schrägzug und mit Wirkungslinie der Betriebskraft außerhalb des Schwerpunkts des Schraubenfelds /

图15. 斜拉和工作力作用线在螺栓排列重心之外的MBJ

只有一个螺栓行 (在z轴上), 工作力的力矩减小分量类似于公式 (17) 给出:

加载多行时:

或

$$F_{A(M)\max} = \frac{M_z \cdot x_{\max}}{\sum_{i=1}^{n_{SB}} x_i^2} \quad (31)$$

mit

$$F_{A(B)i} = \frac{F_{AB}}{n_S} \quad (32)$$

folgt für die äußersten Schrauben:

$$F_{A,\max} = F_{A(B)i} + F_{A(M)\max} \quad (33)$$

### 6.3.2 Rotationssymmetrische Schraubenfelder: Kreisflansch

Bei der Sonderform einer MV, dem Kreisflansch, liegen in der Regel axiale zentrische Belastungen (durch den Schwerpunkt verlaufend) und/oder ein an der Hauptachse angreifendes Moment  $M_Y$  vor, sodass in diesen Fällen von einer gleichmäßigen Belastung aller Schrauben ausgegangen werden kann. Dies ändert sich bei Beaufschlagung durch ein Biegemoment  $M_B$ .

#### 6.3.2.1 Belastung durch Querkräfte

Es wird vereinfachend von einer gleichmäßigen Belastung aller Schrauben ausgegangen, wenn die Querkraft  $F_{QB}$  durch den Schwerpunkt des Schraubenfelds verläuft (Bild 16) und über die Struktur (z. B. Welle, Rohranschluss) eingeleitet wird:

$$F_q = F_{QB}/n_S \quad (34)$$

Wird die Querkraft nicht zentrisch, sondern als Umfangskraft  $F_{QB\text{exz}}$  eingeleitet (Bild 16), entsteht ein Moment um die  $y$ -Achse, das zu einer zusätzlichen Schraubenbelastung analog Gleichung (35) mit  $M_Y = F_{QB\text{exz}} \cdot r_e$ , siehe unten, führt.

Der exzentrische Angriff bewirkt bezüglich der Querkraftkomponente eine ungleichmäßige Lastverteilung, siehe auch Abschnitt 6.3.1.

#### 6.3.2.2 Belastung durch ein Torsionsmoment $M_Y$

Die aus dem Moment resultierenden Umfangskräfte  $F_U$  bewirken eine Querbeanspruchung in der Trennfuge. Bei gleichmäßiger Teilung und *einem Schraubenkreis* liegt als Gesamtbeanspruchung vor:

$$F_{QM} = F_U = \frac{M_Y}{r_S} \quad (35)$$

Vereinfacht kann von einer identischen Belastung aller Verschraubungsstellen ausgegangen werden, sodass je Schraube gilt:

$$F_q = F_{QM}/n_S = \frac{M_Y}{r_S \cdot n_S} \quad (36)$$

和

对最外面的螺栓得到:

### 6.3.2 旋转对称的螺栓阵列: 圆形法兰

具有一种特殊形式的MBJ, 圆形法兰, 通常有加载在主轴上的轴向同心荷载 (穿过重心) 和/或力矩  $M_Y$ , 使得在这些情况下可以假设所有螺栓均匀加载。其在加载弯矩  $M_B$  时发生变化。

#### 6.3.2.1 通过横向力加载

当横向力  $F_{QB}$  穿过螺栓排列重心 (图16) 并通过结构 (例如, 轴或管连接) 引入时, 作为简化, 假设所有螺栓均匀加载:

如果横向力不同心, 而是作为外力  $F_{QB\text{exz}}$  引入 (图16), 这样就产生了围绕  $y$  轴的力矩, 其导致了类似于等式 (35) 的附加螺栓载荷, 其中  $M_Y = F_{QB\text{exz}} \cdot r_e$  (见下文)。

关于横向力分量, 偏心加载会导致不均匀的载荷分布 (另见6.3.1节)。

#### 6.3.2.2 通过扭力矩 $M_Y$ 加载

由力矩导致的外力  $F_U$  在分界面中产生横向载荷。对于均匀间隔和一圈螺栓, 总载荷表达为:

作为简化, 可以假设在所有螺栓连接点上载荷相同, 因此对于每个螺栓具有:

Bei *mehr als einem Schraubenkreis* ( $n_T > 1$ ) (Bild 17), gelten die Annahmen in Abschnitt 6.3.1. Es gilt für die höchstbelasteten Verschraubungsstellen auf dem größten Radius analog Gleichung (12):

$$F_{q_{\max}} = \frac{M_Y \cdot r_{S_{\max}}}{\sum_{i=1}^{n_S} r_{Si}^2} \quad (37)$$

Im Fall der gleichen Anzahl Schrauben je Teilkreis  $n_{ST}$  gilt bei  $n_T$  Radien:

$$F_{q_{\max}} = \frac{M_Y \cdot r_{S_{\max}}}{n_{ST} \cdot \sum_{i=1}^{n_T} r_{Si}^2} \quad (38)$$

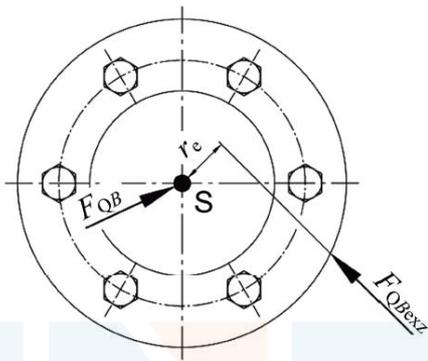


Bild 16. Einleitung von Querkräften am Kreisflansch /

图16. 圆形法兰上横向力的介绍

Hinsichtlich der Zulässigkeit geringer Relativverschiebungen gelten die gleichen Aussagen wie in Abschnitt 6.3.1.2, was zur Beachtung nur eines Teilkreises führen kann.

Ein die realen Verhältnisse besser beachtender Berechnungsansatz ist in Anhang A1 dargestellt. Es ergeben sich dabei im Regelfall größere maximale Querbelastungen.

### 6.3.2.3 Belastung durch Betriebsmoment und Axialkraft

Bei Belastung durch ein (reines äußeres) Betriebs- bzw. Biegemoment berechnet sich die größte Betriebskraft analog Gleichung (31).

Wirkt zusätzlich noch zentrisch eine Längskraft (Bild 18), gilt unter der Voraussetzung, dass es nicht zum partiellen Klaffen kommt, bei steifen Anschlüssen in Näherung [4] für die maximale Zug-Betriebskraft an der äußeren Schraube (Schraube 1) bei Anordnung auf der Achse z-z mit  $M_B = M_x$ :

$$F_{A_{\max}}^Z = \frac{M_x}{n_S \cdot d_t} \cdot \left( \frac{F_B \cdot d_t}{M_x} + 4 \right) \quad (39)$$

在大于一圈螺栓 ( $n_T > 1$ ) 的情况下 (图17), 适用6.3.1节的假设。在最大半径上螺栓连接点的最高加载类似于公式 (12) 给出:

在每个节圆具有相同螺栓数量  $n_{ST}$  的情况下, 关于  $n_T$  半径具有:

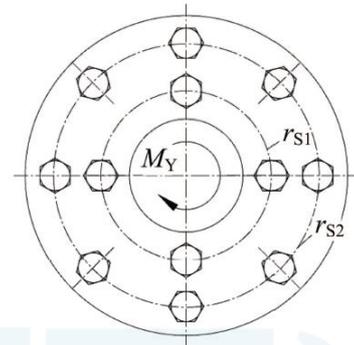


Bild 17. Kreisflansch unter Drehmoment /

图17. 扭矩下的圆形法兰

关于轻微相对位移的允许性, 适用6.3.1.2节的同样说明。这样就可以导致仅考虑一个节圆。

附录A1中说明了一种更好地注意实际情况的计算方法。通常在此会出现更大的最大横向载荷。

### 6.3.2.3 通过工作力矩和轴向载荷加载

在通过一个 (纯外部) 工作或弯矩加载的情况下, 类似于公式 (31) 计算最大的工作力。

如果还同心作用一个附加纵向力 (图18), 并假设连接没有部分松开, 对于刚性连接, 当  $M_B = M_x$ , 其位于 z-z 轴上时, 在外面螺栓 (螺栓1) 上的最大拉伸工作力近似具有以下关系[4]:

Für die maximale Druckbetriebskraft gilt (Schraube 2):

$$F_{Amax}^D = \frac{M_x}{n_S \cdot d_t} \cdot \left( \frac{F_B \cdot d_t}{M_x} - 4 \right) \quad (40)$$

Bei symmetrischer Anordnung um die Achse z-z (Bild 19) gilt für die Zugseite (Schraube 1 und Schraube 8)

$$F_{A(z)max}^Z = \frac{M_x}{n_S \cdot d_t} \cdot \left( \frac{F_B \cdot d_t}{M_x} + 4 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right) \quad (41)$$

und die Druckseite (Schraube 4 und Schraube 5):

$$F_{A(z)max}^D = \frac{M_x}{n_S \cdot d_t} \cdot \left( \frac{F_B \cdot d_t}{M_x} - 4 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right) \quad (42)$$

最大压缩工作力（螺栓2）由下式给出：

绕轴z-z的对称布置（图19），拉伸边（螺栓1和螺栓8）适用：

并且压缩边（螺栓4和螺栓5）：

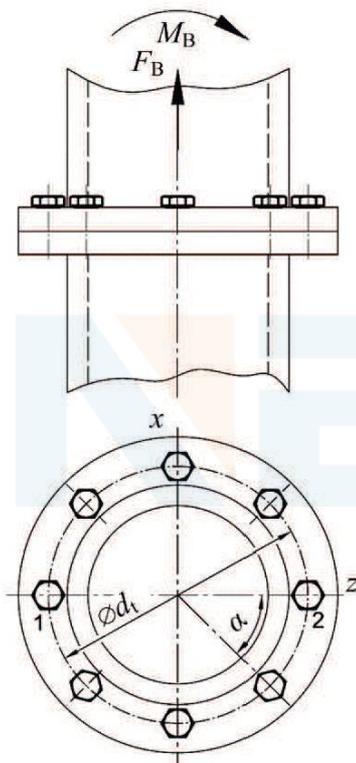


Bild 18. Flanschverbindung, zentrisch belastet durch ein Betriebsmoment und eine Längskraft / 图18. 通过工作力矩和纵向力同心加载的法兰连接

**Anmerkung:** Bei gleichzeitig wirkendem Moment und axialer Betriebskraft verschiebt sich die Biegenulllinie, je nachdem ob eine Druck- oder Zugbetriebskraft wirkt, hin zur Zug- oder Druckseite des Flanschs. Eine genauere Berechnung unter Beachtung der Kontaktsteifigkeiten würde schon bei alleinig wirkendem Moment zu einer Verschiebung der Nulllinie führen [7].

#### 6.3.2.4 Belastung durch den Innendruck p

Aus der Verformung des Flansches resultiert ein Biegemoment in Umfangsrichtung. Das auf die Verschraubungsstelle wirkende Moment berechnet sich für eine allseitig eingespannte Kreisplatte (Bild 20) mit der druckbelasteten Fläche A1 zu [13]:

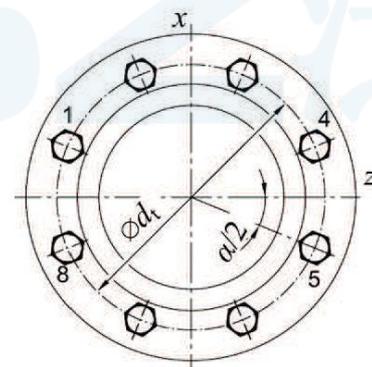


Bild 19. Flanschverbindung gemäß Bild 17, Schraubenlage symmetrisch zur Achse z-z / 图19. 相对于轴z-z对称布置螺栓，根据图17的法兰连接

**注:** 当力矩和轴向工作力同时作用时，弯曲中性轴将根据是否加载压缩或拉伸工作力，向法兰的拉伸或压缩边移动。考虑到接触刚度的更精确计算，即使加载一个单独力矩，也将导致中性轴移位[7]。

#### 6.3.2.3 通过内部压力p加载

圆周方向的弯矩由法兰的变形引起。对于具有压缩加载面积A1整圈夹紧的圆板（图20），作用在螺栓连接点上的力矩按[13]计算：

$$M = \frac{D_1 \cdot p \cdot A_1}{8 \cdot n_S} \quad (43)$$

Damit wird:

$$F_{AM} = 2 \cdot \frac{M}{D_1} = \frac{p \cdot A_1}{4 \cdot n_S} \quad (44)$$

Für die Wirkung des Betriebsdrucks gilt:

$$F_A = \frac{p \cdot A_1}{n_S} \quad (45)$$

Daraus folgt für die maximale Axialkraft:

$$F_{Amax} = F_A + F_{AM} = 1.25 \cdot \frac{p \cdot A_1}{n_S} \quad (46)$$

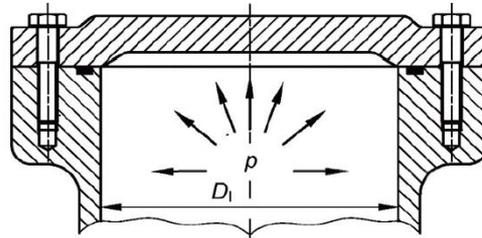


Bild 20. Kreisplatte unter Innendruck

图 20. 在内部压力下的圆板

### 6.3.2.5 Kombinierte Belastungen

Analog Abschnitt 6.3.1 sind bei Vorliegen mehrerer Belastungen diese unter Beachtung der Richtung und der zeitlichen Abhängigkeiten vektoriell zusammenzufassen. Bei Unklarheiten und Belastungsvarianten ist vom Fall der größten möglichen Schraubenbelastung auszugehen.

Bei gleichzeitig wirkendem Drehmoment  $M_Y$  und Schubbelastung  $F_{QB}$  ist analog Abschnitt 6.3.1, gemäß Gleichung (13) bis Gleichung (15) oder gemäß Anhang A1 vorzugehen.

## 6.4 Elastomechanik

Die grundlegende Vorgehensweise besteht darin, aus den Belastungen der Struktur die Lagerreaktionen zu ermitteln. Dazu kann die Struktur durch mechanische Ersatzsysteme (Balken, Platten, Schalen etc.) abgebildet werden. Die Verbindungsbereiche können dabei als Lagerung der Struktur betrachtet werden. Die so ermittelten Lagerreaktionen, die abhängig vom gewählten Ersatzsystem punkt-, linien- oder flächenförmig vorliegen, sind dann auf die einzelnen SV aufzuteilen. Die Lagerungen der Struktur sind häufig linien- oder flächenförmig, während eine einzelne SV eher einer punktförmigen Lagerung entspricht. Somit müssen die aus diesen Lösungen ermittelten Lagerlasten noch auf die einzelnen SV aufgeteilt werden.

Wegen der Vielfalt in der Geometrie der MV und der Belastungsfälle können hier nur allgemeine

因此得到:

工作压力的影响由下式给出:

由此得出最大轴向载荷:

### 6.3.2.5 组合载荷

类似于 6.3.1 节, 当有多个载荷时, 其应按方向和时间相关依赖关系矢量分组在一起。如果不清楚或载荷变化, 应假设最大可能的螺栓加载情况。

当同时加载扭矩  $M_Y$  和剪切力  $F_{QB}$  时, 应遵守与 6.3.1 类似的程序, 使用公式 (13) 到公式 (15), 或按附录 A1 中的规定。

## 6.4 弹性力学

基本程序是使用结构上的载荷来确定支撑反作用力。为此, 可以通过等效的力学系统 (梁, 板, 盖等) 来再现结构。在此, 连接区域可视为结构的支座。由此根据所选择的等效系统, 获得的以点、线或面形式存在的支撑反作用力, 应因此在各个 BJ 之间分开。结构支撑通常是线性或面形, 而单个 BJ 倾向对应点状支撑。因此, 从这些解决方案获得的支撑载荷必须在各个 BJ 之间分配。

由于 MBJ 的几何形状多种多样, 在加载情况下, 只能在此提供一般信息。对于一些问题, 解

Hinweise gegeben werden. Für einige wenige Problemstellungen sind in der Literatur, z. B. [3], Lösungen beschrieben, die meist auf das Verhalten der Struktur ausgerichtet und deshalb nur beschränkt für SV anwendbar sind.

#### 6.4.1 Grundsätzliches Vorgehen

Bild 21 zeigt Beispiele von MV, die für eine elastomechanische Berechnung geeignet sind.

Bei mehreren Verbindungsbereichen hängt die Lastverteilung im Wesentlichen von der Steifigkeit der Struktur zwischen den Bereichen ab. Aus den Verformungen der Struktur lassen sich dann die Schnittlasten berechnen. Enthält ein Verbindungsbereich nur eine SV, kann danach direkt zu VDI 2230 Blatt 1 gewechselt werden, da die Schnittlasten der Struktur bereits den gesuchten Schraubenlasten entsprechen.

Befinden sich in einem Verbindungsbereich mehrere SV, ist also eine MV vorhanden, sind für den Verbindungsbereich erst die Schnittlasten an seinem Rand bekannt. Sie müssen noch anhand der Steifigkeiten der verspannten Teile auf die einzelnen Schrauben verteilt werden.

Ist nur ein Verbindungsbereich vorhanden, müssen keine Schnittlasten an der Struktur bestimmt werden, da die äußeren Belastungen direkt auf den Verbindungsbereich wirken. Bei MV ergibt sich die Lastverteilung auf die einzelnen Schrauben wiederum aus den Steifigkeiten der verspannten Teile.

Eine allgemeine Beschreibung der Vorgehensweise ist nur schwer möglich, da für jede MV geeignete Ersatzsysteme zu finden sind, die auf den jeweiligen Anwendungsfall zugeschnitten sein müssen. Daher werden die Möglichkeiten der unterschiedlichen Berechnungsansätze im folgenden Abschnitt anhand von Beispielen beschrieben.

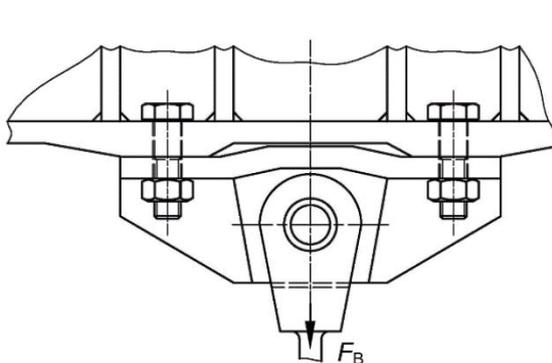


Bild 21. Beispiele für eine MV

决方案给在文献中, 如[3], 但这些主要集中在结构的特性上, 因此仅适用于 BJ 的有限范围。

#### 6.4.1 基本程序

图 21 显示了适用于弹性力学计算的一些 MBJ 示例。

当存在多个接触区域时, 载荷分布基本上取决于这些区域之间的结构刚度。然后可以根据结构的变形计算内部载荷。如果接触区域只包含一个 BJ, 则可以直接参考 VDI 2230 第 1 部分, 因为结构的内部载荷已经相当于正在查找的螺栓载荷。

如果接触区域包含几个 BJ, 即有一个 MBJ, 对于接触区域, 只有在其边缘的内部载荷才是最初已知的。它们仍然需要通过参考夹紧部件的刚度, 分开单个螺栓。

如果仅有一个接触区域, 则不需要确定结构中的内部载荷, 因为外部载荷直接作用在接触区域上。在 MBJ 的情况下, 可以从夹紧部件的刚度再次获得单个螺栓上的载荷分布。

因为对每个 MBJ 必须找到适合于特定应用情况的适当等效系统, 所以可能难以提供程序的一般说明。因此, 下一节将借助示例来说明不同计算方法的可能性。

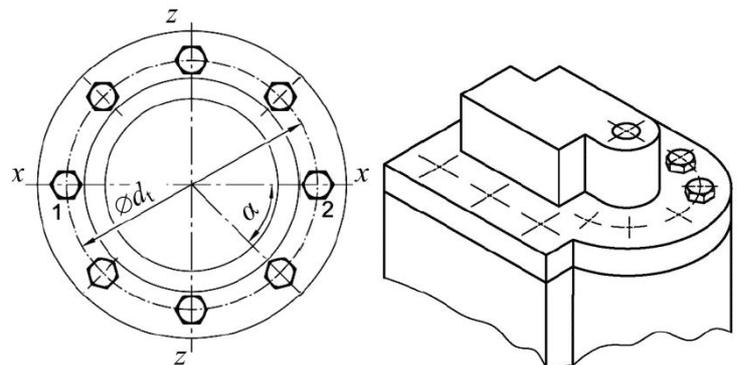


图 21. MBJ 的示例

## 6.4.2 Beispiele

### 6.4.2.1 Mehrere Verbindungsbereiche mit je einer SV

Ein Kragarm sei mit vier Schrauben an angeschweißten Laschen auf einem sehr steifen Fundament befestigt. Struktur und Belastung sind bezüglich der Belastungsebene symmetrisch. Somit können die beiden Schrauben je Lasche durch je eine Lagerung ersetzt werden. Da die Laschen im Verhältnis zum Kragarm sehr dünn sind, können sie als gelenkig betrachtet werden. Der Kragarm selbst wird als Biegebalken modelliert (Bild 22).

Der Biegebalken ist statisch bestimmt gelagert. Die Lagerreaktionen können direkt aus den Gleichgewichtsbedingungen berechnet werden. Das der Belastung zugewandte Lager wird entlastet, wodurch die Schrauben auf Zug belastet werden. Die Zugbelastung in Höhe der doppelten äußeren Belastung wird gleichmäßig auf beide Schrauben verteilt, sodass jede eine Zugbelastung in Höhe der äußeren Belastung erfährt. Der Tragfähigkeitsnachweis kann nun direkt nach VDI 2230 Blatt 1 ausgeführt werden.

### 6.4.2.2 Mehrere Verbindungsbereiche mit mehreren SV

In diesem Beispiel sind die einzelnen SV gegenüber dem vorherigen Beispiel durch jeweils vier Schrauben ersetzt (Bild 23). Nun wäre es unverhältnismäßig aufwendig, die Schraubenbelastungen direkt aus der äußeren Belastung zu berechnen. Daher wird nun in zwei Schritten vorgegangen.

- Im **ersten Schritt** werden die Schraubenfelder durch punktförmige Lagerungen ersetzt. Unter Ausnutzung der Symmetrien entsteht das gleiche elastomechanische Modell wie zuvor. Somit wirkt auf jeden der der Belastung am nächsten liegenden Verbindungsbereiche eine Schnittlast in Höhe der äußeren Belastung.

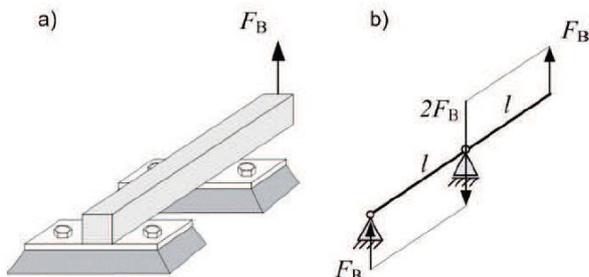


Bild 22. Kragarm mit einer Schraube je Verbindungsbereich /

图 22. 每个接触区域一个螺栓的悬臂梁

- Struktur / 结构
- Biegebalken als elastomechanisches Modell mit Querkraftverlauf / 横向力剖面按照弹性力学模型的弯曲梁

## 6.4.2 示例

### 6.4.2.1 各有一个 BJ 的几个接触区域

悬臂梁通过四个螺栓穿过焊接底板连接到非常刚性的基础上。结构和载荷相对加载平面对称。这意味着每个底板的两个螺栓在每种情况下都可以由单个支座更换。由于底板与悬臂梁相比非常薄，所以可以看作作为铰接。悬臂梁本身被建模为弯曲梁（图 22）。

弯曲梁被静态支撑。支撑反作用力可以用平衡条件直接计算。从面向载荷的支撑上移除载荷，并将螺栓置于拉伸加载下。大小为外部载荷两倍的拉伸载荷，均匀分布在两个螺栓上，使得每个螺栓承受等于外部载荷的拉伸载荷。现在可以按照 VDI 2230 第 1 部分直接进行承载能力验证。

### 6.4.2.2 有多个 BJ 的多个接触区域

与前面的示例不同，在此例中，单个 BJ 在每种情况下被四个螺栓取代（图 23）。从外部加载直接计算螺栓载荷将非常费时。为此，现在分两步进行。

- 在**第一步**中，螺栓排列通过点状支撑取代。通过使用对称性产生与之前相同的弹性力学模型。因此，等于外部载荷的内部载荷作用在最靠近载荷的每个接触区域上。

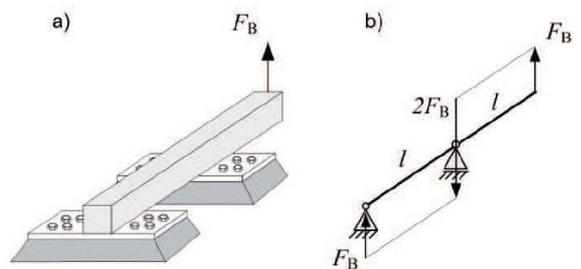


Bild 23. Kragarm mit mehreren SV je Verbindungsbereich /

图 23. 每个接触区域多个 BJ 的悬臂梁

- Struktur / 结构
- Biegebalken als elastomechanisches Modell mit Querkraftverlauf / 横向力剖面按照弹性力学模型的弯曲梁

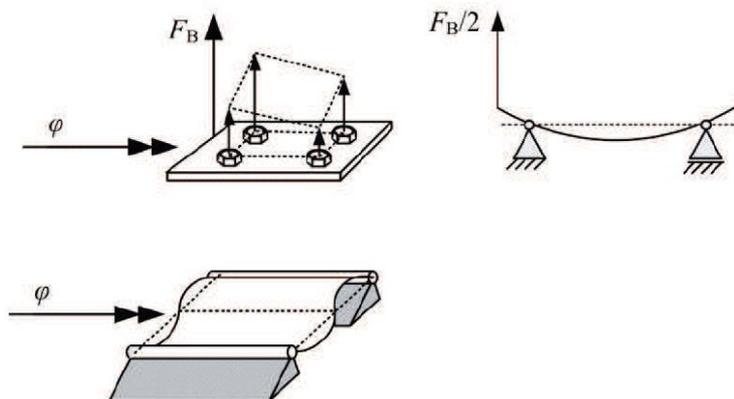


Bild 24. Verteilung der Belastung des Schraubenfelds auf die einzelnen Schrauben

图 24. 螺栓排列在单个螺栓上加载的分布

▪ Im **zweiten Schritt** wird diese Schnittlast auf die vier Schrauben des Schraubenfelds verteilt (Bild 24). Wird nur die Kraft  $F_B$  berücksichtigt, kann das mittels eines gelenkig gelagerten Biegebalkens geschehen.

▪ 在**第二步**中，内部载荷分布在螺栓排列的四个螺栓上（图 24）。如果仅考虑力  $F_B$ ，则可以用简单的支撑（铰接）弯曲梁进行。

Für eine genauere Lastverteilung kann noch die Verdrehung  $\gamma$  der Struktur am Rand des Schraubenfelds berücksichtigt werden, wobei davon ausgegangen wird, dass die Struktur wesentlich steifer ist als die Lasche. Andernfalls müsste die Steifigkeit der Lasche bereits bei der Berechnung der Verformungen der Struktur berücksichtigt werden. Als mechanisches Ersatzmodell für die Lasche eignet sich eine Platte. Idealerweise würde man die Schrauben als vier einzelne Gelenke modellieren. Für diese Problemstellung existiert jedoch keine exakte Lösung. Daher wird vereinfachend angenommen, dass jeweils zwei Schrauben einen gelenkig gelagerten Rand bilden.

对于更精确的载荷分布，也可以考虑螺栓排列边缘结构的扭转，同时假设结构比底板更硬。否则，在计算结构变形时，必须已经考虑了底板的刚度。在此，板自然适合作为实际底板的等效力学模型。理想情况下，螺栓将被建模为四个单独的铰接接头。然而，这个特别的问题并没有任何确切的解决方案。因此，作为简化，假设两个螺栓在每种情况下形成铰接边缘。

Aus der Verdrehung der Platte entstehen an den Rändern Linienlasten. Diese werden jeweils gleichmäßig auf die beiden Schrauben verteilt. Durch Überlagerung der Belastungen von Biegebalken und Platte ergibt sich schließlich die Lastverteilung auf die einzelnen Schrauben des Schraubenfelds.

在边缘，线性载荷由板的扭转产生。在每种情况下，它们均匀分布在两个螺栓之间。通过叠加弯曲梁和底板的载荷，最终获得螺栓排列各个螺栓上的载荷分布。

#### 6.4.2.3 Ein Verbindungsbereich mit mehreren Schrauben (Schraubenfeld)

Bei einem Schraubenfeld sollte zunächst durch Ausnutzung aller Symmetrien bzw. Antimetrien versucht werden, die Anzahl verschieden belasteter Schrauben zu reduzieren. Kann das Schraubenfeld auf nur eine Schraube vereinfacht werden, z. B. bei einem rotationssymmetrischen Flansch unter Zugbelastung in der Symmetrieachse, ist direkt zu VDI 2230 Blatt 1 zu wechseln. Andernfalls wird die äußere Belastung mittels geeigneter elastomechanischer Modelle auf die übrigen Schrauben verteilt.

#### 6.4.2.3 多个螺栓（螺栓排列）的一个接触区域

在一个螺栓排列的情况下，应首先尝试通过利用所有对称性或反对称性来减少不同加载螺栓的数量。如果螺栓排列可以简化为一个螺栓，例如，在轴对称拉伸载荷下的一个旋转对称法兰的情况下，则可以直接切换到 VDI 2230 第 1 部分。在其他情况下，应应用适当的弹性力学模型，并将外部载荷分布在其他螺栓上。

### 6.4.3 Lagerung von Struktur und SV

#### 6.4.3.1 Übersicht

Die Lagerung der mechanischen Ersatzmodelle für die Struktur und die Schraubenfelder (siehe Abschnitt 6.4.4) hat einen großen Einfluss auf die Verformungen. Da die Schnittlasten aus den Verformungen berechnet werden, hängen auch sie von der Lagerung ab. Das Beispiel in Bild 25 soll verdeutlichen, wie unterschiedlich die Verformungen sein können.

Es kann Variante c als Modell für ein klaffendes System interpretiert werden, die Variante d als Modell für die ideal verspannte MV (vgl. Tabelle 1 und Tabelle 2 in Abschnitt 7.2.2.1).

#### 6.4.3.2 Lagerung der Struktur

Für die Ermittlung der Schnittlasten ist es zweckmäßig, die Verbindungsbereiche zunächst wegzulassen und durch einfache Randbedingungen in Form von Lagerungen zu ersetzen. Die nachfolgenden Lagerungsvarianten sind für die Modellierung der Schraubenfelder an der Struktur sinnvoll.

### 6.4.3 结构和 BJ 的支撑

#### 6.4.3.1 概述

用于结构和螺栓排列在力学等效模型中的支撑（见第 6.4.4 节）对变形有很大的影响。由于内部载荷根据变形计算，因此它们也取决于支撑。图 25 中的例子是为了明确变形可能的不同之处。

变形 c 可以解释为松开系统的模型，变形 d 为理想夹紧 MBJ 的模型（参见 7.2.2.1 节中的表 1 和表 2）。

#### 6.4.3.2 结构支撑

在确定内部载荷时，建议最初省略接触区域，并以支撑形式的简单边界条件替换它们。以下支撑类型与结构上的螺栓排列建模相关。

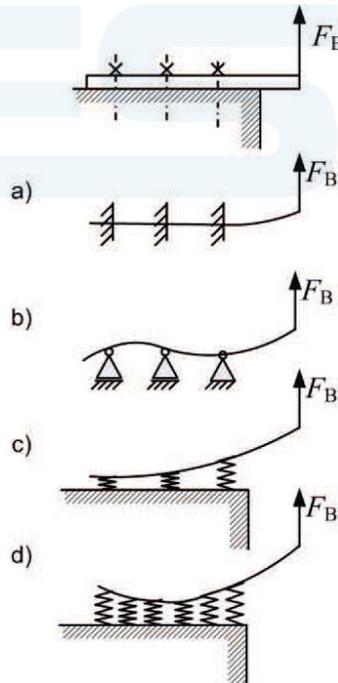


Bild 25. Schematischer Verformungsverlauf eines verschraubten Balkens bei unterschiedlicher Modellierung

- Kragarm-Modell (Ausgangssituation)
- a) Einspannungen (nur rechte Schraube trägt)
  - b) gelenkige Lagerungen (Schrauben am Rand nicht mit größter Belastung)
  - c) elastische Lagerung (Schrauben als nicht vorgespannte Federn modelliert,  $F_S = F_A$ )
  - d) elastische Bettung (Schrauben nicht beachtet, Schnittlasten sind auf die Verschraubungsstellen umzurechnen, z. B. nach Abschnitt 6.4.5)

图 25. 不同建模方法的螺栓连接梁的图解变形曲线

- 悬臂梁模型（开始状态）
- a) 约束（仅右侧螺栓承载）
  - b) 铰接支撑（在边缘的螺栓没有最大载荷）
  - c) 弹性支撑（建模螺栓为没有预加载的弹簧， $F_S = F_A$ ）
  - d) 弹性基底（忽略螺栓，内部载荷转换到螺栓连接点，如 6.4.5 节所述）

## Einspannung

Der Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1 liegt zugrunde, dass die Trennfuge nicht aufklafft. Somit darf ein Schraubenfeld für die Berechnung der Struktur als Einspannung betrachtet werden (Bild 26).

Als Schnittlasten treten Biegemomente, Längskräfte und Querkräfte auf. Diese Betrachtungsweise entspricht der Modellklasse I bei Berechnung mittels FEM nach Abschnitt 7, bei der die gleichen Schnittlasten in der Trennfuge ermittelt werden.

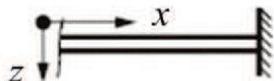


Bild 26. Feste Einspannung /  
图 26. 不可移动的端部固定

## Gelenkiges Lager

Die gelenkige Lagerung überträgt keine Biegemomente, sondern nur Normal- und Querkräfte (Bild 27). Als Eingangsgrößen für die Berechnung des Schraubenfelds treten Verdrehungen, Längs- und Querkräfte auf.

### 6.4.3.3 Lagerung der EV des Schraubenfelds Einspannung

Für die Modellierung der einzelnen SV ist die feste Einspannung (Bild 26) ungeeignet, da keine Lastverteilung innerhalb des Schraubenfelds möglich ist und somit nur eine Schraube belastet wird.

## Gelenkiges Lager

Diese Lagerung (Bild 27) ist für SV geeignet, bei denen die verspannten Teile wesentlich steifer als die Schrauben sind und nur zwei Schrauben vorhanden sind. Bei mehr als zwei Schrauben entstehen wellenartige Verformungen (Bild 25b), die wechselnde axiale Schraubenlasten bewirken.

## Elastisches Lager

SV werden idealerweise als linear-elastische Lager modelliert. Dabei wird deren Längssteifigkeit als Längsfeder und deren Biegesteifigkeit als Torsionsfeder beschrieben, Bild 28. Die Schraubenlasten werden direkt aus den Verformungen der Federn berechnet. Diese Betrachtungsweise entspricht der Modellklasse I bei der Berechnung mittels FEM nach Abschnitt 7.

## Elastische Bettung

Bei der elastischen Bettung wird die Lagerreaktion beim Balken von einer Punktlast auf eine Linienlast, bei einer Platte von einer Linienlast auf eine flächige Last verteilt [14]. Die Lagerreaktion ist dabei proportional zur örtlichen Durchbiegung (Bild 29).

## 固定支撑

按照 VDI 2230 第 1 部分的计算根据不松开的分界面。这意味着为了计算结构，螺栓排列可以认为是刚性固定物 (图 26)。

弯矩、纵向力和横向力作为内部载荷存在。当用 FEM 计算时，该方法与第 7 节中的 I 级模型一致，其中在分界面确定相同的内部载荷。

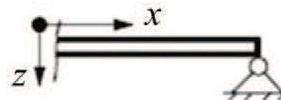


Bild 27. Gelenkiges Lager /  
图 27. 铰接支撑

## 铰接支撑

铰接支撑不传递弯矩，只能传递法向和横向力 (图 27)。扭转、纵向和横向力作为计算螺栓排列的输入变量出现。

### 6.4.3.3 在螺栓排列固定支撑中的 SBJ 的支撑

固定支撑 (图 26) 不适用于对单个 BJ 进行建模，因为在螺栓排列内不可能进行载荷分配，因此仅加载一个螺栓。

## 铰接支撑

当夹紧部件比螺栓硬得多并只有两个螺栓时，这种类型的支撑 (图 27) 适用于 BJ。有两个以上的螺栓，发生波状变形 (图 25b)，产生循环轴向螺栓载荷。

## 弹性支撑

按线性弹性支撑理想地建模螺栓连接。在此，它们的纵向刚度被说明为纵向弹簧，并且其弯曲刚度为扭转弹簧 (图 28)。螺栓载荷直接由弹簧的变形计算。当通过 FEM 计算时，该方法与第 7 节中的 I 级模型一致。

## 弹性基底

使用弹性基底，梁的支撑反应从点载荷变化到线性载荷，并且在板的情况下，从线性载荷变化到面积载荷 [14]。在此，支撑反应与局部偏移成正比 (图 29)。

Wird die Steifigkeit der Bettung so gewählt, dass sie dem Druckkegel innerhalb der verspannten Teile entspricht und gleichzeitig die Schraube als elastisches Lager modelliert, können direkt die Schraubenzusatzkraft und das Schraubenzusatzmoment ermittelt werden. Die kombinierte Lagerung entspricht dann der Modellklasse II bei der Berechnung mittels FEM nach Abschnitt 7.

Bei der Bettung gilt es zu beachten, dass sie auch Zugkräfte übertragen kann, während die reale SV aufklaffen würde. Somit erhält man auch ein Kriterium für die Mindestmontagevorspannung, die so groß gewählt werden muss, dass in der Bettung keine Zugkräfte auftreten.

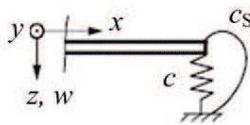


Bild 28. Elastische Lagerung /  
图 28. 弹性支撑

#### 6.4.4 Elastomechanische Modelle für Struktur und Schraubenfeld

Zur Ermittlung der Schnittlasten an jeder SV muss ein geeignetes elastomechanisches Modell des Schraubenfelds gewählt werden. Es bieten sich Balken, Scheiben, Platten und Plattenstreifen an. Hierzu finden sich Beispiele in der Literatur [14; 15; 16]. Eine grundlegende Beschreibung dieser mechanischen Elemente enthält beispielsweise [18].

##### Balken

Balken sind eindimensionale Träger, deren Länge bedeutend größer als Höhe und Breite ist. Sie können durch Kräfte und Momente in ihrer Längsachse und durch Kräfte, Linienlasten und Momente quer dazu belastet werden.

In der Literatur sind Berechnungen für Balken ausführlich beschrieben. Weiter lassen sich auch komplexe Strukturen mit ebensolchen Belastungen und Lagerungen noch einfach berechnen. Auch für statisch unbestimmte Systeme, wie sie auf MV häufig zutreffen, sind Lösungsverfahren gut dokumentiert, z. B. das Kraftgrößenverfahren.

##### Scheibe

Scheiben sind ebene Träger (Platten), die nur durch Kräfte in der Scheibenebene und Momente senkrecht dazu belastet werden. Sie eignen sich z. B. zur Beschreibung von zugbelasteten Blechen oder torsionsbelasteten Flanschen.

##### Platte

Als Platte bezeichnet man einen ebenen Träger, der ausschließlich durch Kräfte senkrecht zu seiner Mittelebene belastet wird und durch Momente um

如果选择基底的刚度使其与夹紧部件内的压缩锥一致，并同时按弹性支撑建模螺栓，可以直接确定附加螺栓力和附加螺栓力矩。当通过 FEM 计算时，组合支撑因此与第 7 节中的 II 级模型一致。

应该注意的是，基底甚至可以传递真实 BJ 会松开的拉力。因此，这也为我们提供了最小装配预加载荷的标准，为了不在基底中产生拉伸力，其应足够大。

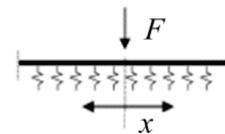


Bild 29. Elastische Bettung /  
图 29. 弹性基底

#### 6.4.4 用于结构和螺栓排列的弹性力学模型

为了确定每个 BJ 的内部载荷，必须选择螺栓排列的适当弹性力学模型。可能是梁、薄板、板和长条板。可以在文献[14; 15; 16]中找到示例。在如[18]中给出了这些力学元素的基本说明。

##### 梁

梁是一维承载构件，其长度明显大于其高度和宽度。它们可以承受通过力和力矩在其纵向轴线上的加载，和通过力、线性载荷和力矩的横向加载。

在文献中详细说明了对于梁的计算。即使是精确的复杂结构，这些载荷和支撑仍然可以相对容易地计算。即使对于静态不确定系统，例如通常为 MBI 的情况，解决方法也有据可查，如柔性矩阵法。

##### 圆盘

圆盘是平面承载构件（板），其仅通过在薄板平面上的力和通过力矩垂直于其加载。它们适用于说明如拉伸加载金属薄板或扭转加载法兰。

##### 板

平板是平面承载构件，其仅通过垂直于其中间平面的力和围绕位于板平面上轴线的力矩加载。

Achsen, die in der Plattenebene liegen. Die Plattendicke muss klein im Vergleich zu den übrigen geometrischen Ausdehnungen sein.

Der Begriff „Platte“ in der Elastomechanik ist daher von dem Begriff der Platte in der Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 zu unterscheiden.

In [15] und [16] finden sich ausführliche Herleitungen der Differenzialgleichungen und Lösungen für Kreis-, Kreisring- und Rechteckplatten.

**Plattenstreifen**

Ein Plattenstreifen ist eine Platte mit zwei parallelen Rändern in der einen Richtung und einer unendlichen Ausdehnung in der anderen Richtung. Die Lasten an den parallelen Rändern müssen entlang dieser Ränder gleichmäßig sein [15].

Der Plattenstreifen verhält sich wie ein breiter Biegebalken. Seine Verformungen  $w$  lassen sich auch auf die Verformungen eines Biegebalkens zurückführen:

$$w_{\text{Platte}} = w_{\text{Balken}} (1 - \nu^2) \tag{47}$$

Für Stahl mit einer Querkontraktionszahl von  $\nu = 0,3$  nehmen die Verformungen um ca. 10 % ab.

**6.4.5 Lastverteilung bei MV bei Modellierung als elastisch gebetteter Biegebalken**

**6.4.5.1 Aus ESV bestehende MV**

Als ESV ausgeführte MV von balkenförmigen Strukturen können als Biegebalken auf elastischer Bettung modelliert werden (Bild 30), sofern sie nicht aufklaffen. Dabei werden die SV gedanklich durch eine elastisch federnde Bettung ersetzt.

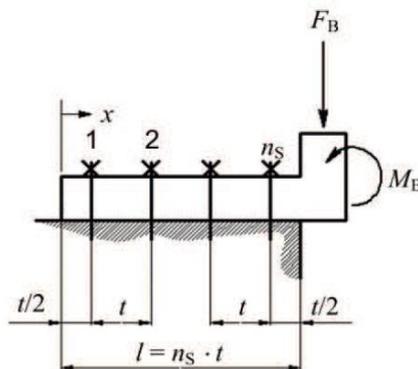


Bild 30. Schraubenfeld und entsprechendes Modell eines elastisch gebetteten Biegebalkens

Die Differenzialgleichung für das Biegemoment lautet [29]:

$$M + \frac{l_0^4}{4} M^{IV} = 0 \tag{48}$$

Darin ist  $l_0$  die charakteristische Länge des Biegebalkens mit der Breite  $b$ :

与其他几何尺寸相比，板厚度必须较小。

因此，要区别弹性力学中的术语“板”与标准 VDI 2230 第 1 部分中的相同术语。

微分方程以及圆形、环形和矩形板解决方案的详细推导给在[15]和[16]中。

**长条板**

长条板是在一个方向上具有两个平行边缘并且在另一个方向上具有无限延伸的板。平行边缘上的载荷必须沿这些边缘均匀[15]。

长条板的行为类似于宽弯曲梁。其变形  $w$  也可以追溯到弯曲梁的变形:

对于泊松比为  $\nu = 0.3$  的钢，变形将降低约 10%。

**6.4.5 建模为弹性基底弯曲梁时，在 MBJ 中的载荷分布**

**6.4.5.1 由 TTJ 组成的 MBJ**

梁状结构的攻丝螺纹 MBJ，只要它们不松开，可以建模为弹性基底上的弯曲梁（图 30）。在此，BJ 理论上被弹性基底替换。

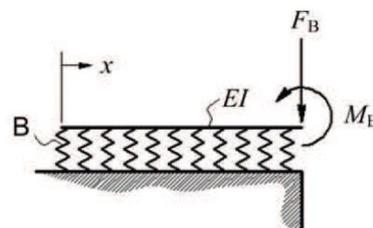


图 30. 螺栓排列和弹性基底弯曲梁的对应模型

弯矩的微分方程由[29]给出:

其中  $l_0$  是宽度  $b$  弯曲梁的特征长度:

$$l_0 = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot E \cdot I}{B \cdot b}} \quad (49)$$

Die Bettungsziffer  $B$  beschreibt, welche Flächenpressung  $p$  sich in der Trennfuge einstellt, wenn sich der Biegebalken um einen Betrag  $f$  durchbiegt:

$$p = B \cdot f \quad (50)$$

Der Verlauf der Lastverteilung hängt entscheidend von der Bettungsziffer  $B$  ab. Zu ihrer Ermittlung muss festgelegt werden, welcher Anteil der verspannten Bauteile als elastisch federnde Bettung wirkt. Im Bauwesen sind Bettungsziffern für Fundamente auf verschiedenen Untergründen tabelliert. Für Metalle sind keine Daten bekannt. Deshalb kann hier nur eine Empfehlung abgegeben werden.

Generell ist anzumerken, dass der gebettete Biegebalken größere Belastungen für die höchstbelastete Schraube ergibt als ein Starrkörpermodell. Somit ist jede analytische Berechnung mit elastischer Bettung sicherer als mit Starrkörpermodell, unabhängig davon welche Bettungsziffer gewählt wird.

Allgemein gilt für die Flächenpressung  $p$  auf einer elastisch federnden Unterlage mit der mitfedernden Höhe  $h_F$ :

$$p = \frac{F_B}{A_{BT}} = \frac{E \cdot A_{BT}}{h_F \cdot A_{BT}} \cdot f = \frac{E}{h_F} \cdot f \quad (51)$$

Durch Gleichsetzen von Gleichung (50) und Gleichung (51) folgt für die Bettungsziffer:

$$B = \frac{E}{h_F} \quad (52)$$

Für die mitfedernde Höhe  $h_F$  erscheinen Werte zwischen der Bauteildicke und der halben Bauteildicke sinnvoll; das heißt im Bereich  $w \cdot l_K/4 \leq h_F \leq w \cdot l_K/2$ .

Die Lösung der Differenzialgleichung ergibt den Verlauf der Schnittmomente im Biegebalken. Die erste Ableitung beschreibt den Schnittkraftverlauf  $Q(x)$ , der für die Lastverteilung auf die einzelnen SV maßgeblich ist. Für ihn gilt, wobei der besseren Übersichtlichkeit halber die Klammern um die Argumente der trigonometrischen und hyperbolischen Funktionen weggelassen wurden:

$$Q(x) = \frac{A_1 \left( \sin \frac{x}{l_0} \cdot \cosh \frac{x}{l_0} + \cos \frac{x}{l_0} \cdot \sinh \frac{x}{l_0} \right) - 2A_2 \cdot \sin \frac{x}{l_0} \cdot \sinh \frac{x}{l_0}}{l_0} \quad (53)$$

mit den Konstanten:

$$A_1 = 4 \cdot \frac{\sin \lambda \cdot \sinh \lambda}{\cosh 2\lambda + \cos 2\lambda - 2} \cdot M_B - 2 \cdot \frac{\sin \lambda \cdot \cosh \lambda + \cos \lambda \cdot \sinh \lambda}{\cosh 2\lambda + \cos 2\lambda - 2} \cdot l_0 \cdot F_B \quad (54)$$

Basisskoeffizient  $B$  zeigt an, welche Flächenpressung  $p$  bei einer Durchbiegung  $f$  an der Trennfuge auftritt.

Die Lastverteilung hängt entscheidend von der Bettungsziffer  $B$  ab. Zur Bestimmung muss festgelegt werden, welcher Anteil der verspannten Bauteile als elastisch federnde Bettung wirkt. Im Bauwesen sind Bettungsziffern für Fundamente auf verschiedenen Untergründen tabelliert. Für Metalle sind keine Daten bekannt. Deshalb kann hier nur eine Empfehlung abgegeben werden.

Allgemein gilt für die Flächenpressung  $p$  auf einer elastisch federnden Unterlage mit der mitfedernden Höhe  $h_F$ :

Durch Gleichsetzen von Gleichung (50) und Gleichung (51) folgt für die Bettungsziffer:

Basisskoeffizient  $B$  ergibt sich aus:

Für die mitfedernde Höhe  $h_F$  erscheinen Werte zwischen der Bauteildicke und der halben Bauteildicke sinnvoll; das heißt im Bereich  $w \cdot l_K/4 \leq h_F \leq w \cdot l_K/2$ .

Die Lösung der Differenzialgleichung ergibt den Verlauf der Schnittmomente im Biegebalken. Die erste Ableitung beschreibt den Schnittkraftverlauf  $Q(x)$ , der für die Lastverteilung auf die einzelnen SV maßgeblich ist. Für ihn gilt, wobei der besseren Übersichtlichkeit halber die Klammern um die Argumente der trigonometrischen und hyperbolischen Funktionen weggelassen wurden:

mit den Konstanten:

$$A_2 = 2 \cdot \frac{\sin \lambda \cdot \cosh \lambda + \cos \lambda \cdot \sinh \lambda}{\cosh 2\lambda + \cos 2\lambda - 2} \cdot M_B - 2 \cdot \frac{\sin \lambda \cdot \sinh \lambda}{\cosh 2\lambda + \cos 2\lambda - 2} \cdot l_0 \cdot F_B \quad (55)$$

$$\lambda = \frac{l}{l_0} = \frac{n_S \cdot t}{l_0} \quad (56)$$

Maßgeblich für die Beurteilung, ob für die mitfedernde Höhe  $h_F$  ein sinnvoller Wert gewählt wurde, ist das Längenverhältnis. Wegen der Periodizität der trigonometrischen Funktionen unterscheidet sich der Schnittkraftverlauf grundlegend, je nachdem wie groß  $\lambda$  im Verhältnis zu  $\pi$  ist:

Bei  $\lambda < \pi/4$  verhält sich der Biegebalken weitgehend starr, das heißt, er biegt sich nicht nennenswert durch. Falls  $\lambda$  in diesem Bereich liegt, sollte die mitfedernde Höhe  $h_F$  größer gewählt werden, damit sich gegenüber einem Starrkörpermodell größere Belastungen an der höchstbelasteten Schraube ergeben.

Bei  $\pi/4 \leq \lambda \leq \pi$  biegt sich der Biegebalken geringfügig durch. Der Lastanteil der höchstbelasteten Schraube ist größer als der aus der starrkörpermechanischen Berechnung. Die mitfedernde Höhe  $h_F$  wurde sinnvoll gewählt.

Bei  $\lambda > \pi$  verhält sich der Biegebalken ähnlich einem Blech. Der Balken biegt sich wellenförmig durch, sodass es abwechselnd be- und entlastete Verschraubungsstellen gibt. Die mitfedernde Höhe  $h_F$  sollte kleiner gewählt werden, da wechselnde Belastungen für Klemmlängen  $l_K > 2 \cdot d$  nicht zu erwarten sind. Hingegen ändert sich der Lastanteil der höchstbelasteten Schraube mit steigendem  $\lambda$  nicht mehr nennenswert, sodass für  $\lambda = \pi$  der ungünstigste Fall innerhalb des Geltungsbereichs dieser Richtlinie erreicht ist.

Bild 31 zeigt den qualitativen Verlauf der Schnittkraft  $Q(x)$  bei Angriff einer Betriebskraft  $F_B$  oder eines Betriebsmoments  $M_B$ .

Unter der Annahme, dass alle SV identisch und im Abstand  $t$  gleichmäßig verteilt sind, können die an-

在判断回弹高度  $h_F$  是否选择合理值中的关键是长度比  $\lambda$ 。由于三角函数的周期性，内力曲线在根本上有所不同，取决于  $\lambda$  与  $\pi$  相比有多大：

当  $\lambda < \pi/4$  时，弯曲梁在很大程度上表现为刚性，即不会发生任何明显的偏移。如果  $\lambda$  落在此范围内，为了在最高加载螺栓上产生更大的载荷，则应对回弹高度  $h_F$  选择比在刚体模型情况下更高的值。

当  $\pi/4 \leq \lambda \leq \pi$  时，弯曲梁会经受轻微偏移。最高加载螺栓的载荷份额大于刚体计算。对回弹高度  $h_F$  已做出了合理的选择。

当  $\lambda > \pi$  时，弯曲梁会表现得像板一样。梁以波浪形式偏移，从而导致在螺栓连接点循环加载和卸载。由于夹紧长度  $l_K > 2 \cdot d$  时，不能预料到循环载荷，回弹高度  $h_F$  应选择较低值。另一方面，随着  $\lambda$  增加，最高加载螺栓的载荷份额不再有任何明显程度的增加，这意味着当  $\lambda = \pi$  时，达到了本标准适用范围内最不利的情况。

图 31 显示了在加载工作力  $F_B$  或工作力矩  $M_B$  时内力  $Q(x)$  的定性曲线。

假设所有 BJ 在距离  $t$  处相同且均匀间隔，则

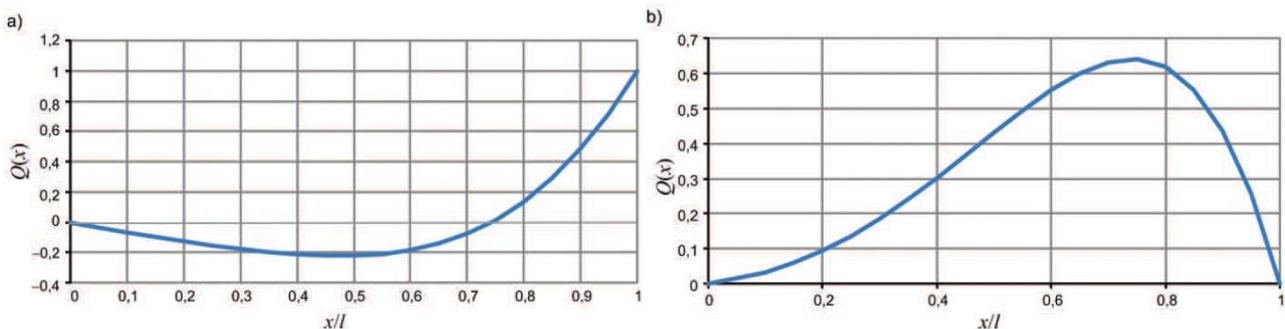


Bild 31. Schnittkraftverlauf  $Q(x)$  für Bild 30 und Einheitslänge  $l_0 = 1$  und  $\lambda = 3$  /

图 31. 用于图 30 以及单位长度  $l_0 = 1$  和  $\lambda = 3$  的内力曲线  $Q(x)$

- a) für Einheitskraft  $F_B = 1$  / 单位力  $F_B = 1$
- b) für Einheitsmoment  $M_B = 1$  / 单位力矩  $M_B = 1$

teiligen Axiallasten  $F_{Ai}$  für eine Schraubenreihe wie folgt ermittelt werden:

- 1) Die SV werden von der lastabgewandten Seite her zählend mit  $i = 1, 2, \dots, n_S$  nummeriert (Bild 30).
- 2) An den Stellen  $x_i = i \cdot t = t, 2t, \dots, n_S \cdot t$  werden jeweils die Schnittkräfte  $Q(x_i)$  anhand von Gleichung (53) ermittelt.
- 3) Unter Beachtung von  $Q(x_0 = 0) = 0$  ergibt sich die anteilige Axialkraft für jede SV aus:

$$F_{Ai} = Q(x_i) - Q(x_{i-1}) \tag{57}$$

Dabei ist zu beachten, dass die allgemein üblichen Vorzeichenkonventionen für die Balkentheorie gelten, siehe Bemerkung in Abschnitt 6.4.3.1.

Bild 32 zeigt exemplarisch für eine MV nach Bild 30 mit vier ESV die anteiligen Axialkräfte  $F_{Ai}$  unter Einwirkung einer Druck-Betriebskraft  $F_B$ . Die erste Schraube ist auf Zug belastet (hier: negative Axialkraft), Schraube 2 bis Schraube 4 auf Druck (positive Axialkraft).

#### 6.4.5.2 Lastverteilung bei MV aus DSV

Das Vorgehen zur Berechnung der Lastverteilung unterscheidet sich, je nachdem ob die DSV Spiegel- oder punktsymmetrisch zur Trennfuge ist.

##### Spiegelsymmetrische DSV

Bei DSV, die zur Trennfuge spiegelsymmetrisch sind, herrscht Kräfte- und Momentengleichgewicht (Bild 33). Am oberen und unteren Bauteil haben die Belastungen in Bezug auf den Biegebalken das gleiche Vorzeichen, das heißt, sie bewirken die gleichen Reaktionskräfte in den SV. Die Lastverteilung ist gleich jener bei ESV (Bild 32).

Schraubenreihen der proportionale Axiallasten  $F_{Ai}$  bestimmt wie folgt:

- 1) Von der am weitesten entfernten Laststelle beginnend werden die BJ mit  $i = 1, 2, \dots, n_S$  (Bild 30).
- 2) In den Positionen  $x_i = i \cdot t = t, 2t, \dots, n_S \cdot t$ , wird mit Hilfe der Gleichung (53) die entsprechende Axialkraft  $Q(x_i)$  bestimmt.
- 3) Beachte  $Q(x_0 = 0) = 0$ , aus der Formel wird die proportionale Axiallast für jeden BJ erhalten:

$$\tag{57}$$

Es ist zu beachten, dass hier die allgemeine Balkentheorie (siehe Abschnitt 6.4.3.1) angewendet wird.

Als Beispiel zeigt Bild 32 die Axiallasten  $F_{Ai}$  für ein MBJ mit vier TTB, das durch eine Druckkraft  $F_B$  belastet wird. Die erste Schraube ist auf Zug belastet (hier: negative Axialkraft), die Schrauben 2 bis 4 auf Druck (positive Axialkraft).

#### 6.4.5.2 Lastverteilung in MBJ aus TTB

Die Berechnung der Lastverteilung hängt von der Symmetrie des MBJ zur Trennfuge ab.

##### Spiegelsymmetrisches MBJ

Bei MBJ, die zur Trennfuge spiegelsymmetrisch sind, herrscht Kräfte- und Momentengleichgewicht (Bild 33). Die Belastungen an den oberen und unteren Bauteilen haben das gleiche Vorzeichen, das heißt, sie bewirken die gleichen Reaktionskräfte in den SV. Die Lastverteilung ist gleich jener bei TTB (Bild 32).

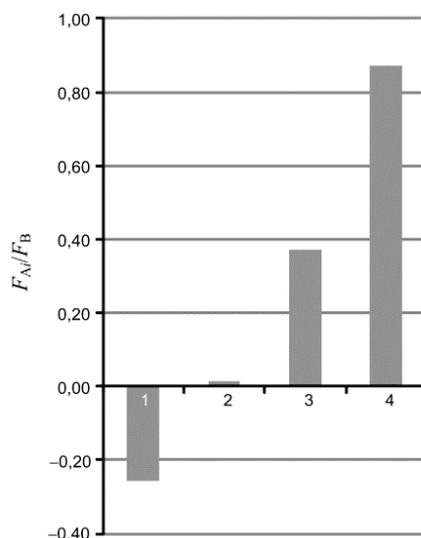


Bild 32. Qualitative Lastverteilung bei einer MV mit vier ESV belastet durch eine Druck-Betriebskraft  $F_B$

图 32. 在通过压缩工作力  $F_B$  加载的有四个 TTB 的 MBJ 的情况下的定性载荷分布

Bei einer Berechnung mithilfe der Starrkörpermechanik hätte die höchstbelastete SV einen Lastanteil von 75 %. Aufgrund der Durchbiegung liegt er im Beispiel bei ca. 85 %, ist also größer.

Bei zum Mittelpunkt der Trennfuge punktsymmetrischen DSV nach Bild 34 und Bild 35 müssen die Lastverteilungen aufgrund der Betriebskraft  $F_B$  und des Betriebsmoments  $M_B$  separat berechnet werden, da sich deren Vorzeichen anders auswirken.

### Durch eine Betriebskraft belastete punktsymmetrische DSV

Zwar zeigt die Betriebskraft  $F_B$  oberhalb und unterhalb der Trennfuge in entgegengesetzte Richtungen, das Vorzeichen in Bezug auf den Biegebalken ist jedoch gleich (Bild 34). Deshalb wird die Lastverteilung ebenfalls analog zur ESV berechnet. Dabei wird die anteilige Axialkraft für das obere Bauteil von links kommend und für das untere Bauteil von rechts kommend berechnet und anschließend pro SV der Mittelwert gebildet.

An der punktsymmetrischen DSV herrscht zwar Kräftegleichgewicht, aber durch die unterschiedlichen Kraftangriffsorte entsteht ein Versetzungsmoment, das die Trennfuge verdrehen würde. Dieses Versetzungsmoment wurde bei der Berechnung der Lastverteilung vernachlässigt.

Im Vergleich mit einem ebenfalls drehmomentfrei belasteten Starrkörpermodell mit vier DSV, bei der jede SV 25 % der Last tragen würde, liegt im Beispiel der Lastanteil der höchstbelasteten SV aufgrund der Durchbiegung mit ca. 30 % wiederum höher (Bild 34).

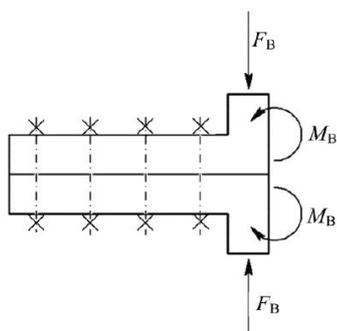


Bild 33. Zur Trennfuge spiegelsymmetrische DSV / 图 33. TBJ 相对于分界面镜像对称

在使用刚体力学的计算中，最高加载 BJ 会有 75% 的载荷份额。由于偏移，在该示例中约为 85%，即更大。

在相对于分界面中点点对称的 TBJ 情况下，如图 34 和图 35 所示，载荷分布必须根据工作力  $F_B$  和工作力矩  $M_B$  单独计算，因为它们的符号产生不同的影响。

### 通过工作力加载的点对称 TBJ

虽然工作力  $F_B$  指向分界面上下的相反方向，符号还是与弯曲梁相同（图 34）。因此，载荷分布还是用与 TTJ 类似的方法计算。在此，上面部件的比例轴向载荷是从左边计算，下面部件从右边计算，然后计算每个 BJ 的平均值。

在点对称 TBJ 上可能存在力平衡，但是由于不同的力加载点，会产生扭曲分界面的位移力矩。在计算载荷分布时，忽略这种位移力矩。

与具有四个 TBJ 的刚体模型相比，其还是在无扭矩加载的情况下，并且每个 BJ 将承载 25% 的载荷，在此例中，由于偏移，最高加载 BJ 的载荷份额再次高出约 30%（图 34）。

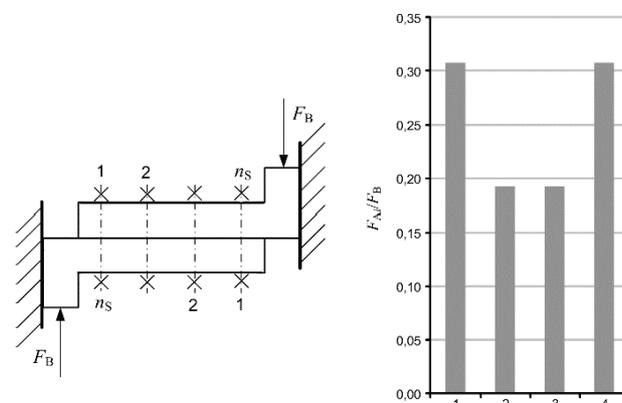


Bild 34. Punktsymmetrische DSV belastet durch eine Betriebskraft  $F_B$  und qualitative Lastverteilung für eine MV aus vier DSV / 图 34. 通过工作力  $F_B$  加载的点对称 TBJ 和具有四个 TBJ 的 MBJ 的定性负载分布

Das vernachlässigte Versetzungsmoment kann berücksichtigt werden, indem es wie nachfolgend beschrieben als äußeres Betriebsmoment auf die MV aufgebracht wird. Die anteiligen Axialkräfte aus dem Versetzungsmoment werden dann zu den anteiligen Axialkräften aus der Betriebskraft  $F_B$  addiert.

**Durch ein Betriebsmoment belastete punktsymmetrische DSV**

Bei Belastung einer punktsymmetrischen DSV durch ein Betriebsmoment  $M_B$  (Bild 35) wird am oberen Bauteil am Angriffsort des Betriebsmoments die Trennfuge auseinandergezogen, während am unteren Bauteil am Angriffsort des Betriebsmoments die Trennfuge zusammengedrückt wird. Somit ist das Vorzeichen des Betriebsmoments in Bezug auf den Biegebalken am oberen und unteren Bauteil verschieden.

Da das Betriebsmoment  $M_B$  am oberen und unteren Bauteil in verschiedene Richtungen wirkt, muss die Lastverteilung für jedes Bauteil separat berechnet werden, wobei am unteren Bauteil das Vorzeichen des Betriebsmoments umgekehrt werden muss (Bild 36). Anschließend wird für jede SV der Mittelwert aus den beiden anteiligen Axiallasten gebildet (Bild 37).

如下所述，可以将忽略的位移力矩作为外部工作力矩加载到 MBJ。然后将来自位移力矩的比例轴向载荷加入来自工作力  $F_B$  的比例轴向载荷。

**通过工作力矩加载的点称 TBJ**

在通过工作力矩  $M_B$  加载的点称 TBJ(图 35) 情况下，上面部件的分界面在工作力矩加载点被拉开，同时下面部件的分界面在工作力矩加载点被压在一起。这意味着在相对弯曲梁上面和下面部件上的工作力矩将被标记不同符号。

由于工作力矩  $M_B$  在上面和下面部件上以不同方向作用，必须对每个部件分别计算载荷分布。工作力矩符号必须在下面的部件上颠倒（图 36）。在下一步中，用两个比例轴向载荷计算每个 BJ 的平均值（图 37）。

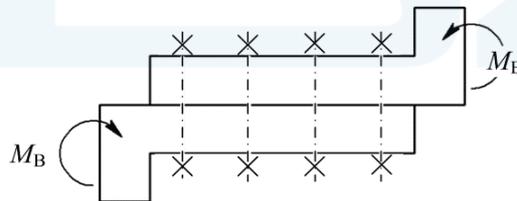


Bild 35. Punktsymmetrische DSV belastet durch ein Betriebsmoment  $M_B$

图 35. 通过工作力矩  $M_B$  加载的点称 TBJ

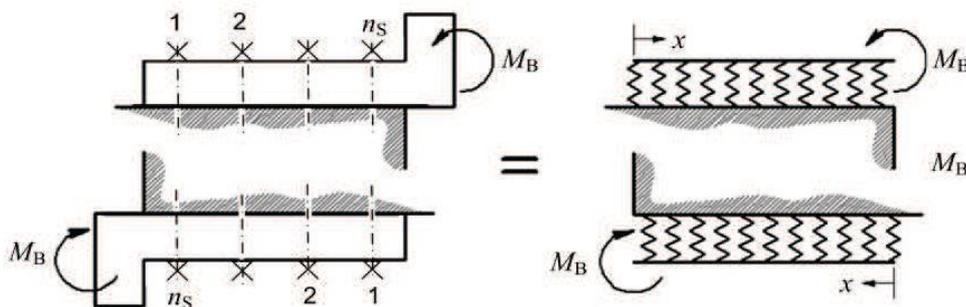


Bild 36. Aufteilung der punktsymmetrischen DSV in zwei unterschiedlich belastete Biegebalken

图 36. 将点称 TBJ 分为两个不同加载的弯曲梁

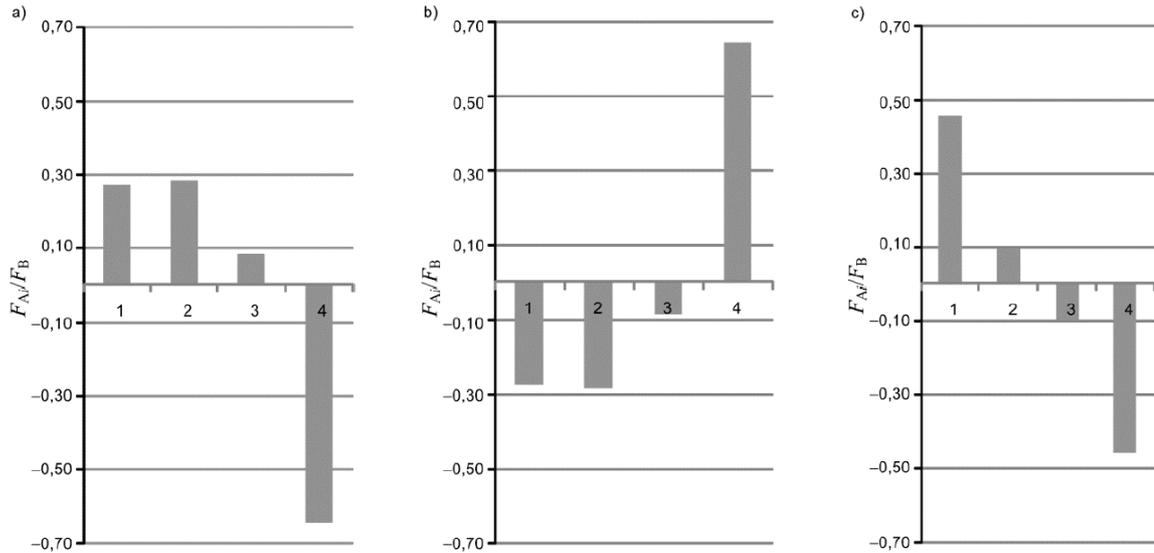


Bild 37. Qualitative Lastverteilung einer punktsymmetrischen MV mit vier DSV bei Belastung durch ein Betriebsmoment  $M_B$ , resultierende anteilige Axiallasten  $F_{Ai}$

- a) oberes Bauteil
- b) unteres Bauteil
- c) Mittelwert = Resultierende

图 37. 在通过工作力矩  $M_B$  加载情况下的具有四个 TBJ 的点对称 MBJ 的定性载荷分布和产生的比例轴向载荷  $F_{Ai}$

- a) 上面的部件
- b) 下面的部件
- c) 平均值 = 结果

### 6.4.6 Näherungsverfahren nach Ritz

Um die Schnittlasten anhand der zuvor beschriebenen mechanischen Modelle zu bestimmen, müssen jeweils die charakteristischen Differenzialgleichungen gelöst werden. Das kann schon bei einfach anmutender Geometrie und Belastung sehr aufwendig oder gar unmöglich sein. Daher empfehlen sich Näherungsverfahren.

Das Näherungsverfahren nach Ritz ist auf alle zuvor beschriebenen mechanischen Modelle anwendbar [16; 17]. Es basiert darauf, dass das elastische Potenzial aus Formänderungsarbeit und Arbeit der äußeren Belastungen ein Minimum annimmt.

Für die Verschiebung wird ein Ansatz bestehend aus  $n$  Gliedern gewählt:

$$w = \sum_{i=1}^n a_i \cdot f_i$$

Darin sind  $f_i$  sinnvoll zu wählende Funktionen, die jede für sich die geometrischen Randbedingungen erfüllen. Am einfachsten ist es, Winkelfunktionen oder Polynome zu verwenden, da diese leicht ableitbar sind.

Die Koeffizienten  $a_i$  werden anhand der Gleichgewichtsbedingungen aus dem Prinzip der virtuellen Verschiebungen bestimmt. Je mehr Funktionen  $f_i$  mit ihren Koeffizienten  $a_i$  gewählt werden, desto besser fällt die Näherung aus. Nach Bestimmung der Koeffizienten  $a_i$  für die Näherung der Verschiebung werden aus deren Verlauf die Schnittlasten ermittelt.

### 6.4.6 Ritz 逼近法

为了使用先前说明的力学模型确定内部负载，必须解决在各种情况下的典型微分方程。即使看起来简单的几何形状和加载，也可能非常复杂甚至不可能。因此推荐逼近法。

Ritz 逼近法可以与所有先前描述的力学模型一起使用[16; 17]。它以变形作用引起的弹性势能和外部载荷作用最小值为基础。

对位移选择由  $n$  个元素组成的方法：

$$(58)$$

其包含  $f_i$  个合理选择的函数，其中每个分别满足几何边界条件。最简单的方法是使用三角函数或多项式，因为它们容易推导。

借助平衡条件，根据虚拟位移的原理确定系数  $a_i$ 。选择更多的函数  $f_i$  以及它们的系数  $a_i$ ，近似值将变得更好。在确定用于近似位移的系数  $a_i$  后，内部载荷由其过程确定。

### 6.4.7 Höchstbelastete SV

Nachdem die Belastungen auf die MV aus den Schnittlasten oder den Auflagerlasten bestimmt sind, gilt es, die höchstbelastete SV, gegebenenfalls unter Beachtung der erforderlichen Klemmkraft, zu ermitteln und nach VDI 2230 Blatt 1 zu berechnen. Dafür liefert die elastomechanische Berechnung folgende Größen:

- maximale Axialkraft
- maximale Axialkraftamplitude
- maximale Querkraft

Diese Größen können an verschiedenen SV auftreten, sodass mehrere SV nach VDI 2230 Blatt 1 berechnet werden müssen. Weiter treten die maximale Axialkraft und die maximale Querkraft nicht zwingend an derselben SV auf. Schließlich gilt es noch zu beachten, dass die Tragfähigkeit für die höchstbeanspruchte SV nachgewiesen werden muss. Wenn im Schraubenfeld unterschiedliche Schraubendurchmesser verwendet werden, kann auch eine geringer belastete SV die höchstbeanspruchte SV sein.

### 6.4.8 Abstand $a$

Anhand der elastomechanischen Berechnung ergeben sich an jeder SV Schnittlasten für die Biegemomente, Axial- und Querkraften. Für die Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1 kann die SV entweder als zentrisch belastet mit äußerem Biegemoment  $M_B$  oder als exzentrisch belastet betrachtet werden. Der Abstand  $a$  wird aus dem Quotient aus Spannungsmoment  $M_E$  und Axialkraft  $F_A$  berechnet, siehe auch Bild 39:

$$a = \frac{M_E}{F_A} \quad (59)$$

### 6.5 Herauslösen einer einzelnen Verbindung

Beim Herauslösen der EV sind alle die Plattenbereiche im Umkreis zu beachten, die das Verformungsverhalten der Verbindung signifikant beeinflussen und somit in die Berechnung der Ersatzaußendurchmesser der Trennfuge  $D_A$  und des Grundkörpers  $D'_A$  eingehen.

Bei benachbarten Schrauben ist die EV so herauszulösen, dass sich der Verformungskörper in der betrachteten Schnittebene gedanklich bis zum Rand der benachbarten Bohrungen ausbreiten kann – wenn es die Abmessungen und der Kegelwinkel zulassen. Eine Überlappung zweier Verformungskörper ist dabei wegen der Stützwirkung nicht zu beachten, Bild 38 (VDI 2230 Blatt 1, Bild 20). Damit geht diese Abmessung  $(2t - d_h)$  in die Berechnung von  $D_A$  und  $D'_A$  ein.

### 6.4.7 最高加载 BJ

一旦已由内部载荷或支撑载荷确定了 MBJ 上的载荷, 如有必要, 应考虑必要的夹紧载荷, 确定最高加载 BJ, 并按 VDI 2230 第 1 部分进行计算。为此, 弹性力学计算得出以下量值:

- 最大轴向载荷
- 最大轴向载荷振幅
- 最大横向力

可能在不同的 BJ 上产生这些量值, 这意味着需要根据 VDI 2230 第 1 部分计算几个 BJ。此外, 不必在同一 BJ 上产生最大轴向载荷和最大横向力。最后, 还应该注意的, 需要对最高应力的 BJ 校核承载能力。如果螺栓排列中有不同的螺栓直径, 则加载较小的 BJ 甚至可能是最高应力的 BJ。

### 6.4.8 距离 $a$

借助弹性力学计算得到每个 BJ 弯矩、轴向和横向力的内部载荷。按 VDI 2230 第 1 部分所述的计算, BJ 可以被视为外部弯矩  $M_B$  同心加载或偏心加载。由约束力矩  $M_E$  和轴向载荷  $F_A$  的商计算距离  $a$  (另见图 31):

### 6.5 拆分单个连接

当拆分出 SBJ 时, 应注意附近的所有板区域, 其对连接的变形特性有明显影响, 并因此被输入到分界面等效外径  $D_A$  和基体  $D'_A$  的计算中。

在相邻螺栓的情况下, SBJ 应这样提取, 使得考虑截面上的变形体可以扩展到相邻孔的边缘 – 只要尺寸和锥角允许。由于支撑效应, 在此应忽略两个变形体的重叠, 图 38 (VDI 2230 第 1 部分, 图 20)。因此, 将尺寸  $(2t - d_h)$  输入到  $D_A$  和  $D'_A$  的计算中。

Wenn sich die Druckkegel nur gering oder gar nicht überlappen, so ist in der Mitte zwischen den Schrauben zu schneiden. Dieser Fall liegt näherungsweise vor wenn

$$t \geq d_w + 0.6 \cdot l_k \cdot w \quad (60)$$

mit dem Verbindungskoeffizienten  $w$  gemäß VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.1.2.

Bei rotationssymmetrischen Schraubenfeldern entstehen Kreis(ring)-Segmente, siehe VDI 2230 Blatt 1, Bild B7.

Das Herauslösen der EV ist weiterhin so vorzunehmen, dass bei exzentrisch belasteten SV die Schnittflächen senkrecht zur Ebene Betriebskraft-einleitung-Schraubenachse (EBS) momentenfrei sind, das heißt es ist im Nulldurchgang des Biegemomentenverlaufs zu schneiden (Bild 39). Bei mehreren Nulldurchgängen ist der der Schraube am nächsten liegende Durchgang zu verwenden, der die Exzentrizität  $a$  repräsentiert. Somit ist im Regelfall ein Anschlusskörper vorhanden, dessen Lage und Größe für die Berechnung des Krafteinleitungsfaktors und gegebenenfalls der Platten-nachgiebigkeit benötigt wird.

Bezüglich benachbarter Schrauben gelten die gleichen Hinweise wie in Abschnitt 6.4.1.

## 6.6 Schraubenreihe unter momentenfreier Querbelastung

### 6.6.1 Beschreibung des Belastungsfall

Je nach Anordnung der Schrauben zur Richtung der Querkraft und der Überlagerung mit einem Moment um die  $y$ -Achse ergeben sich die in Bild 4 dargestellten Fälle mit dem Sonderfall kreisförmiger Verschraubung, (siehe Abschnitt 6.3.2). Nachfolgend wird auf nur durch Längskräfte  $F_{QB}$  quer belastete MV eingegangen, die Fälle tangentialer Belastung ( $F_{QM}$ ) sind in Abschnitt 6.3.1 und Abschnitt 6.3.2 behandelt. Zur Querbelastung von Schraubenteilkreisen siehe Abschnitt 6.3.2.

Wie in Abschnitt 6.3.1 und Abschnitt 6.3.2 bemerkt, ist die Verteilung der Belastung auf die vorgespannten SV nur bei drehmomentbelasteten Kreisflanschen und bei einer Belastung senkrecht und zentrisch zur Schraubenreihe (Bild 5) weitgehend gleichmäßig.

Bei der Anordnung einer Schraubenreihe in Belastungsrichtung (z. B. Bild 40) ergeben sich unterschiedliche Belastungen der Verbindungsstellen, die primär vom elastischen Verhalten der gesamten Verbindung abhängen. Dieser Fall soll als Querlängsbelastung bezeichnet werden.

如果压缩锥只有很小或根本不重叠, 则应在螺栓之间的中间进行划分。当

和连接系数  $w$  按照 VDI 2230 第 1 部分 5.1.2 节时, 大致存在这种情况。

旋转对称的螺栓排列, 具有圆形或环形分段 (见 VDI 2230 第 1 部分, 图 B7)。

此外应该这样分出 SBJ, 使得具有偏心加载的 BJ, 垂直于加载工作力/螺栓轴线平面的截面不受力矩的影响。换句话说, 应在通过弯矩曲线的零点线路上进行截面分割 (图 39)。在有几个通过零点线路的情况下, 应使用最接近的螺栓一个, 其代表偏心  $a$ 。这意味着通常会有一个连接体存在, 其位置和尺寸需要用于计算加载系数和适用时板的弹性。

关于相邻螺栓, 适用 6.4.1 节中的相同信息。

## 6.6 在没有力矩横向加载情况下的螺栓行

### 6.6.1 加载情况说明

根据螺栓相对横向力方向的布置和围绕  $y$  轴的力矩叠加, 得到图 4 所示情况以及圆形螺栓连接的特殊情况 (见 6.3.2 节)。下面我们将只关注通过纵向力  $F_{QB}$  横向加载的 MBJ。切向加载 ( $F_{QM}$ ) 的情况在 6.3.1 节和 6.3.2 节中讨论。关于螺栓节圆的横向加载见 6.3.2 节。

如 6.3.1 节和 6.3.2 节所述, 只有具有扭矩加载圆形法兰, 以及具有与螺栓行垂直和与螺栓行同心加载的预加载荷 BJ 上, 有载荷的基本均匀分布 (图 5)。

在在加载方向布置螺栓行的情况下 (例如, 图 40), 在连接点上出现的不同载荷, 主要取决于整个连接的弹性特性。这种情况应称为横向纵向加载。

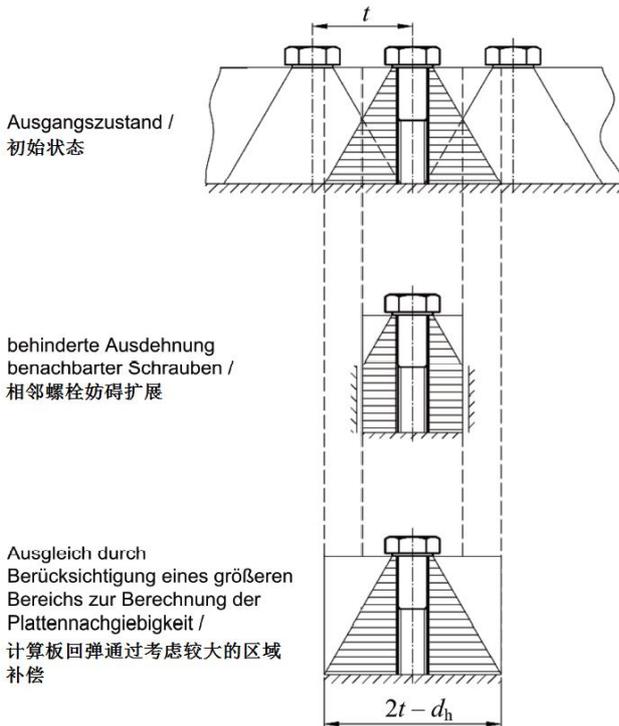


Bild 38. Herauslösen aus einer Schraubenreihe bei engem Schraubenabstand /

图 38. 从窄螺栓间隔的螺栓行拆出

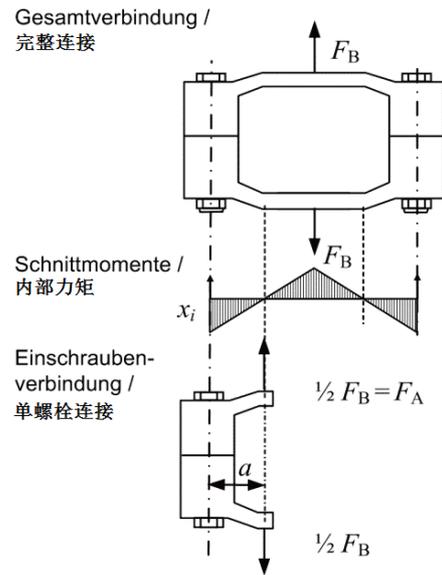


Bild 39. Herauslösen einer EV aus einer Rahmenkonstruktion /

图 39. 从框架结构拆出 SBJ

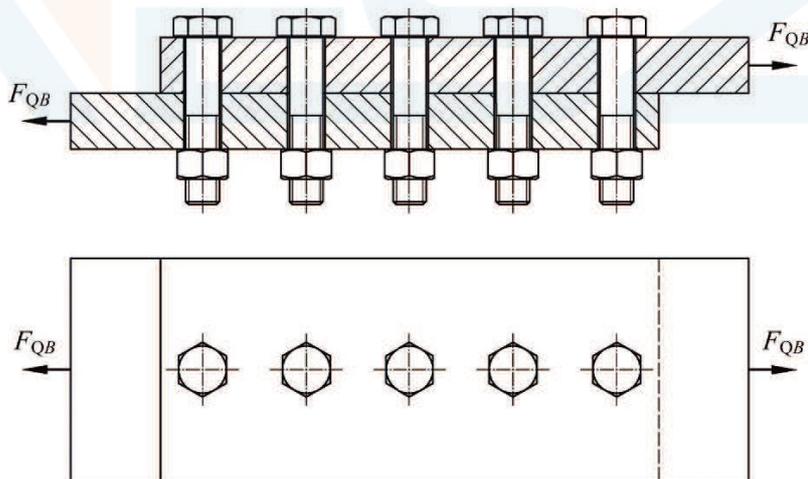


Bild 40. Einschnittige Laschenverbindung (DSV) mit einer Schraubenreihe in Belastungsrichtung (Querlängsbelastung)

图 40. 在加载方向螺栓行的单剪切搭接连接 (TBJ) (横向纵向加载)

### 6.6.2 Belastungsverteilung bei Querlängsbelastung

Ein grundlegender Ansatz besteht im Maschinenbau darin, dass eine plastische Verformung der Struktur und der Schrauben infolge der Betriebsbelastung ausgeschlossen wird. Damit ergeben sich je nach Steifigkeit der Platten bei zugrunde gelegter linear-elastischer Verformung der Schrauben die Extremfälle in Bild 41. Dies ist Folge des Kraftflusses, der Dehnungsunterschiede zwischen den

### 6.6.2 横向纵向加载荷载分布

机械工程中的一个基本方法是排除结构和由工作载荷引起的螺栓的塑性变形。根据板的刚度和螺栓的线性弹性变形，其给出了如图 41 所示的极端情况。这是力传递、板截面之间的应变差异、

Plattenabschnitten, der Reibung und eines partiellen Mikro-Schlupfs in der Trennfuge.

Die Beeinflussung der Verteilung durch unterschiedlich große Vorspannkkräfte wird als marginal betrachtet und nicht berücksichtigt.

Bei einer rein starren Betrachtung der Platten und real-elastischer Schraube ergeben sich zu geringe maximale, das heißt gleichmäßige Belastungen aller Verbindungsstellen. Demgegenüber führt die Betrachtung mit ebenfalls starrer Schraube zu großen Belastungen, da nur die äußeren SV beansprucht würden (siehe Bild 49 in Abschnitt 6.6.4).

Im praktischen Fall (alle Bestandteile der Verbindung elastisch) liegt besonders bei DSV eine symmetrische Verteilung der Querbelastung vor, die äußersten SV sind immer am höchsten belastet. Die Verteilung ist dabei abhängig von der Schraubenzahl, bei zwei Schrauben sind beide zu 50 % beteiligt.

Bei ESV mit einem gegenüber dem Plattenbereich des zu befestigenden Bauteils in der Regel deutlich steiferen Einschraubbereich ist zu erwarten, dass nur eine der beiden äußeren Verschraubungsstellen den größten Querkraftanteil zu übertragen hat (siehe Bild 41).

Wenn im Sonderfall bleibende signifikante Verformungen und Verschiebungen in Kraftrichtung zugelassen werden können und möglich sind (Überwindung des Bohrungsspiels, biegeeweiche Schrauben, partieller Schlupf in der Trennfuge; siehe Bild 42), bzw. wie im Stahlbau die Verformungsfähigkeit der Platten (Bohrungsaufweitung bei Scher-Lochleibungsverbindungen) genutzt wird, kommt es je nach Belastungshöhe und Typ der Verschraubung zu einer Vergleichmäßigung der Belastung. Damit verringert sich die Belastung der äußeren Verschraubungsstellen.

In der aus dem Stahlbau bekannten Typisierung entsprechen die gleitfest vorgespannten Verbindungen vom Typ GV und GVP den Verbindungen im Maschinenbau (Bild 42).

Für die Berechnung der erforderlichen Klemmkraft wird die Anzahl der kraftübertragenden inneren Trennfugen  $q_F$  benötigt, siehe auch VDI 2230 Blatt 1. Bei genauerer Betrachtung zeigte sich eine Beeinflussung des Kraftflusses durch das Klemmlängenverhältnis, was bei kleinen Klemmlängenverhältnissen von  $l_K/d < 2$  zu einer rechnerischen Vergrößerung von  $q_F$  auf  $q_{F\text{eff}}$  führt, Bild 43. Dieser Effekt kann zur Optimierung derartiger Verbindungen genutzt werden. Bei DSV ist dieser Effekt in abgeschwächter Größe vorhanden.

摩擦和分界面中局部轻微滑动的结果。

由于预加载荷大小不同,对载荷分布的任何影响都视为很微小,并不予考虑。

当板被认为是绝对刚性,和螺栓为真正弹性时,产生过低的最大载荷,即所有连接点的均匀载荷。另一方面,将螺栓作为刚性将导致高载荷,因为只有外部 BJ 将被加载(见 6.6.4 节的图 49)。

在实际情况下(连接的所有组成部分都为弹性),特别是 TBJ,有对称分布的横向加载,最外面的 BJ 总是为最高加载。在此,分布取决于螺栓的数量:两个螺栓时,各占 50%。

具有加工螺纹区域的 TTJ 通常比要紧固部件的板区域更加刚性,预计两个外部螺栓连接点中只有一个必须传递较大部分横向力(见图 41)。

如果在可以接受力方向上的明显永久变形和位移(克服孔间隙,有弹性的螺栓,分界面部分滑动,见图 42)并可能,或在钢结构中利用板的变形能力(在剪切螺栓连接情况下的孔膨胀)的特殊情况下,加载会根据载荷大小和螺纹连接类型变得均匀。在外面螺栓连接点上的载荷因此减小。

在钢结构使用的类型分类中,GV 型和 GVP 型防滑预加载连接相当于机械工程中的连接(图 42)。

要计算所需的夹紧载荷,必须要知道力传递内部分界面的数量  $q_F$ (另见 VDI 2230 第 1 部分)。更精确的分析揭示了通过夹紧长度比的力传递影响  $-l_K/d < 2$  的小比例导致从  $q_F$  到  $q_{F\text{eff}}$  理论上的增加(图 43)。这种效果可以用于优化这种连接类型。关于 TBJ,效果以减弱的形式存在。

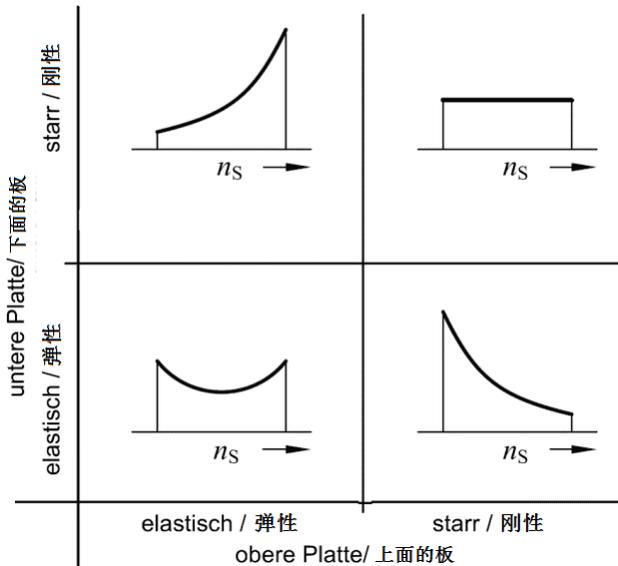


Bild 41. Theoretische Lastverteilung  $F_{qi}/F_{QB}$  der Laschenverbindung von Bild 40 je nach Modellsteifigkeit der Platten, Schraube elastisch [12] /

图 41. 图 40 中按板的模型刚度函数, 螺栓弹性的带状连接的理论载荷分布  $F_{qi} / F_{QB}$  [12]

### 6.6.3 Berechnungsmodell

#### 6.6.3.1 Belastung senkrecht zur Schraubenreihe

Wie in Abschnitt 6.3.1 ausgeführt, ist bei senkrechter Lage einer Schraubenreihe zur Krafrichtung die Verteilung annähernd gleichmäßig (Bild 5), wenn die Kraft zentrisch angreift:

$$F_q = F_{QBx}/n_{SR} \quad (61)$$

Wird die Querkraft nicht zentrisch zur Reihe eingeleitet, so ist das entstehende Moment um den Schwerpunkt der Schraubenreihe zu beachten; es ist dann analog Abschnitt 6.3.2 zu verfahren. Bei geringem Abstand der Krafeinleitung von der Schraubenreihe und deutlich kleinerer Krafeinleitungsbreite (Streckenlast) als Schraubenreihenlänge (Extremfall: punktförmiger Angriff von  $F_{QBx}$ ) ist von einer ungleichmäßigen Belastung der Verschraubungsstellen auszugehen, wobei die am nächsten liegenden am stärksten belastet werden. Hierzu liegen keine wissenschaftlichen Erkenntnisse vor, sodass gegebenenfalls experimentelle oder numerische Untersuchungen notwendig werden. Bei einschnittigen Verbindungen mit nur einer Spalte Schrauben (siehe Bild 40) kann es bei kleinen Klemmlängen (ca.  $l_k/d < 1$ ), einer außerhalb der inneren Trennfuge liegenden Kraftwirkungsline und entsprechend entfernter Einspannung zum Kippen kommen (Bild 44), woraus eine vergrößerte Belastung der Verschraubungsstelle entsteht. Dies ist mit einer geeigneten Vergrößerung (z. B. 20 % Zuschlag) von  $F_{QB}$  zu beachten.

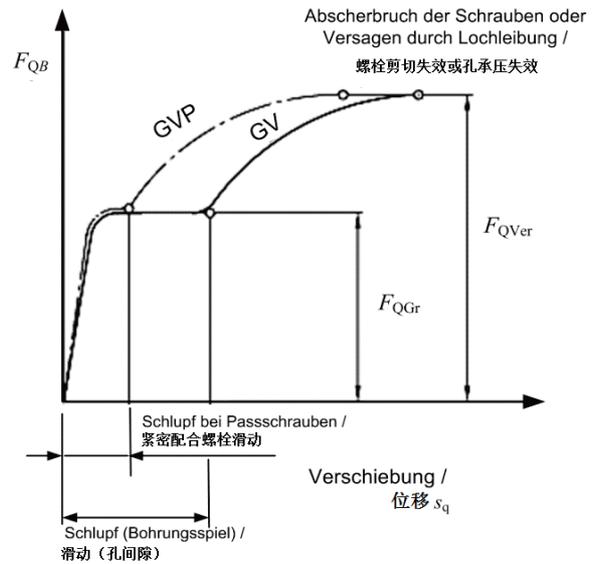


Bild 42. Last-Verformungsverhalten quer belasteter MV, in Anlehnung an [6] /

图 42. 根据[6]的横向加载 MBJ 载荷 - 变形特性

### 6.6.3 计算模型

#### 6.6.3.1 垂直于螺栓行加载

如 6.3.1 节所述, 当螺栓行垂直于力的方向时, 只要同心加载力, 载荷分布将大致均匀 (图 5):

如果不是对螺栓行同心加载横向力, 则应注意出现绕行重心的力矩, 那么遵守类似于 6.3.2 节的程序。当力加载点与螺栓行距离很小时, 并且当力加载宽度 (均匀载荷) 远小于螺栓行长度 (极端情况: 点状加载的  $F_{QBx}$ ) 时, 必须假设最近点加载最多的螺栓连接点不均匀加载。在这方面没有得到科学数据, 这意味着可能需要进行实验或数值研究。在具有短夹持长度 (约  $l_k/d < 1$ ) 仅一列螺栓 (见图 40) 单剪切连接, 以及力作用线落在内部分界面外面, 和相对距离约束的情况下, 可能要发生倾斜 (图 44), 从而在螺栓连接点上产生更大的载荷。通过进行适当增加  $F_{QB}$  (例如, 增加 20%) 来考虑这一点。

### 6.6.3.2 Querlängsbelastung

Bei Angriff einer Querkraft  $F_{QB}$  ( $= F_{QBz}$ , Bild 5) in Längsrichtung liegt eine ungleichmäßige Lastverteilung vor, die wesentlich von der Steifigkeit der Platte(n) und von der Schraubenanzahl bestimmt wird. Weiter hat die Reibungszahl in der Trennfuge einen erheblichen Einfluss.

#### ESV

Als Grenzfall wird in Näherung das Bauteil (Platte) mit dem Einschraubgewinde als in Belastungsrichtung starr betrachtet (Bild 45). Für die zu übertragende Querkraft an einer Verschraubungsstelle gilt, beginnend an der äußersten Schraube 1, mit der Schraubenanzahl in der Reihe  $n_{SR}$  und dem Quersteifigkeitsverhältnis  $\kappa$ [12]:

$$F_{q(i+1)} = (1 + \kappa) \cdot F_{qi} \tag{62}$$

$$F_{qn_{SR}} = F_{qmax} = (1 + \kappa)^{n_{SR}-1} \cdot F_{q1} \tag{63}$$

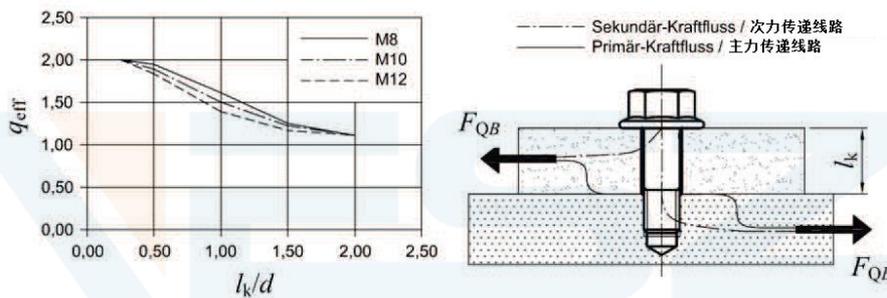


Bild 43. Besonderheit der rechnerischen Anzahl kraftübertragender Trennfugen bei kleinen Klemmlängenverhältnissen und ESV [8] /

图 43. 小夹紧长度比的力传递分界面的理论数量和 TTJ 的特征[8]

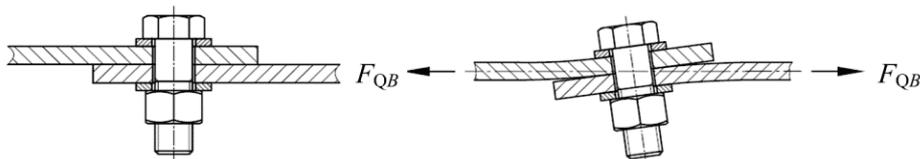


Bild 44. Verhalten einer einschnittigen Verbindung kleiner Klemmlänge mit einer Schraube bzw. einer Schraubenreihe senkrecht zur Belastung /

图 44. 一个螺栓或螺栓行垂直于载荷的短夹紧长度单剪切连接特性

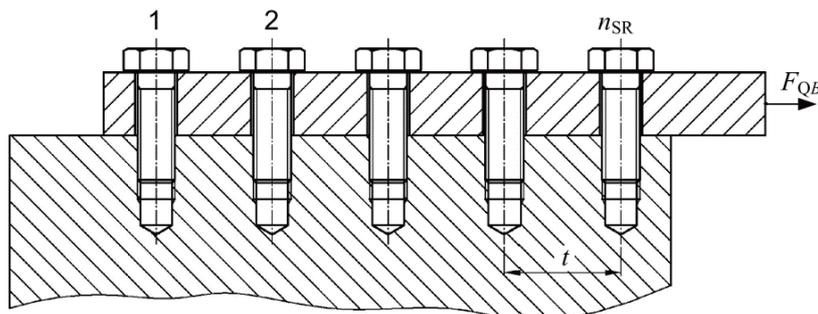


Bild 45. Schraubenfeld aus ESV unter Querlängsbelastung

### 6.6.3.2 横向纵向加载

横向力  $F_{QB}$  ( $= F_{QBz}$ , 图 5) 在纵向上的加载产生不均匀的载荷分布, 其在相当大的程度上由板的刚度和螺栓的数量确定。另外, 分界面中的摩擦系数也有很大影响。

#### TTJ

按边界情况, 具有螺纹的部件(板)在加载方向上被认为是刚性的 - 作为近似(图 45)。从最外面的螺栓 1 开始, 以  $n_{SR}$  作为行中的螺栓数量和  $\kappa$  为横向刚度比, 在螺栓连接点要传递的横向力由[12]给出:

图 45. 横向纵向加载情况下由 TTJ 组成的螺栓排列

Bei konservativer Betrachtung haftet die Trennfuge über die gesamte Länge, eine Lastverlagerung durch lokales Rutschen tritt nicht auf. In diesem Fall werden die der Lasteinleitung am nächsten liegenden Verschraubungsstellen am größten belastet. Die Platte wird im Bereich der Trennfuge hauptsächlich auf Schub beansprucht.

Der Widerstand gegen die Belastung in Querschnittsrichtung wird durch das Quersteifigkeitsverhältnis beschrieben. Es berechnet sich unter der Voraussetzung gleicher Schraubenabstände (Teilung  $t$ ) mit der Schubsteifigkeit der Trennfuge ( $G \cdot A_Q$ ) und der Längssteifigkeit ( $E \cdot A_L$ ) der Platte zu

$$\kappa = \frac{G \cdot A_Q}{E \cdot A_L} \quad (64)$$

Für den Laschenquerschnitt (Abschnitt zwischen zwei Schrauben) gilt mit der Breite  $b$  der Platte:

$$A_L = \frac{w}{2} \cdot l_k \cdot b \quad (65)$$

Mit der Schubfläche der Trennfuge

$$A_Q = b \cdot t \quad (66)$$

und Gleichung (65) wird aus Gleichung (64):

$$\kappa = \frac{G \cdot b \cdot t}{E \cdot b \cdot \frac{w}{2} \cdot l_k} = \frac{1}{(1 + \nu)} \cdot \frac{t}{w \cdot l_k} \quad (67)$$

Mit Gleichung (63) ist keine Aussage zur absoluten Größe von  $F_{qi}$  zu erzielen, da  $F_{q1}$  in der Regel nicht bekannt ist, siehe Gleichung (72). Es gilt in Näherung für alle Verschraubungsstellen ab Schraube 2 (von der Kräfteinleitung abgewandten Seite her zählend, Bild 45), also  $i \geq 2$ :

$$F_{qi}^{ESV} = \frac{(1 + \kappa)^{i-1}}{1 + \sum_{i=2}^{n_{SR}} (1 + \kappa)^{i-1}} \cdot F_{QB} \quad (68)$$

und für die maximale Belastung

$$F_{q_{max}}^{ESV} = \frac{(1 + \kappa)^{n_{SR}-1}}{1 + \sum_{i=2}^{n_{SR}} (1 + \kappa)^{i-1}} \cdot F_{QB} \quad (69)$$

Bild 46 zeigt den Einfluss der Steifigkeiten auf die Verteilung der Querkraft auf die Verbindungsstellen und die maximale Querkraft.

在保守的分析中，分界面在其整个长度上保持在一起，并由于局部滑动而没有载荷位移。在这种情况下，最靠近载荷加载点的螺栓连接点加载最多。板在分界面区域主要受剪切加载。

通过横向刚度比来说明横向长度方向上的加载阻力。假设螺栓间隔均匀（间距  $t$ ），该比值由分界面的剪切强度（ $G \cdot A_Q$ ）和板的纵向刚度（ $E \cdot A_L$ ）计算得出：

对于板的宽度  $b$  的盖板横截面（两个螺栓之间的截面），具有：

将分界面的剪切面积

和公式（65）代入公式（64）得到：

由于  $F_{q1}$  通常未知，所以不能用公式（63）获得关于  $F_{qi}$  绝对程度的信息，见公式（72）。作为近似值适用于从螺栓 2 开始的所有螺栓连接点（从远离力加载的端部计数，图 45），即  $i \geq 2$ ：

和最大加载：

图 46 显示了刚度对连接点上的横向力分布和最大横向力的影响。

### DSV

Aus der Überlagerung von zwei ESV (starre und elastische Platte vertauscht, siehe auch Bild 41) ergeben sich die anteiligen Querkräfte bei DSV (Bild 40):

$$F_{qi}^{DSV} = 0.5 \cdot (F_{qi}^{ESV1} + F_{q(n_{SR}+1-i)}^{ESV2}) \quad (70)$$

und

$$F_{qmax}^{DSV} = \max(F_{q1}^{DSV}; F_{qn_{SR}}^{DSV}) \quad (71)$$

Die benötigte anteilige Querkraft der Schraube 1 einer ESV berechnet sich zu

$$F_{q1}^{ESV} = \frac{1}{1 + \sum_{i=2}^{n_{SR}} (1 + \kappa)^{i-1}} \cdot F_{QB} \quad (72)$$

Bild 47 zeigt exemplarisch die Verteilung der Querbelastung bei DSV.

Bei Schrägzug, also überlagernder axialer Belastung (Bild 48) verringert sich die Restklemmkraft, was vor allem bei der nächstliegenden Verschraubungsstelle, die die größte anteilige Querkraft aufzunehmen hat, zu einer kritischen Verringerung der Klemmkraft führen kann.

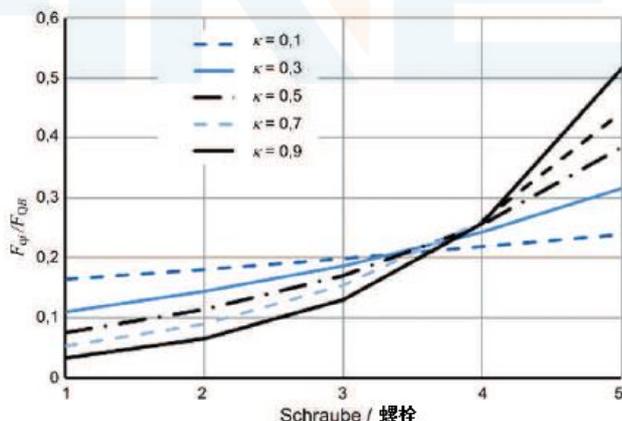


Bild 46. Querbelastung der Verbindungsstellen bei in einer Reihe angeordneter ESV (einschnittig) mit  $n_{SR} = 5$  Schrauben in Abhängigkeit vom Quersteifigkeitsverhältnis  $\kappa$  /

图 46. 在行类型 TTJ (单剪切) 的情况下, 连接点上的横向载荷, 其中  $n_{SR} = 5$  个螺栓作为横向刚度比  $\kappa$  的函数

Es ist über die Sicherheit gegen Gleiten nachzuweisen, dass an der höchstbelasteten Verschraubungsstelle auch in diesem Fall die anteilige Querkraft  $F_{qn_{SR}}$  übertragen werden kann, das heißt:

$$S_{Gn_{SR}} = \frac{\mu_T \cdot F_{KRn_{SR}}}{F_{qn_{SR}}} \geq 1.2 \quad (73)$$

### TBJs

通过两个 TTJ 叠加 (刚性和弹性板交换; 另见图 41) 获得 TBJ 的比例横向力, 图 40:

和

TTJ 螺栓 1 上所需的比例横向力计算按

图 47 以举例的方式显示了 TBJ 的横向载荷分布。

在斜拉, 即叠加轴向加载 (图 48) 的情况下, 降低了残余夹紧载荷, 其可能导致夹紧载荷临界减小, 特别是在最近螺栓连接点必须吸收最大比例横向力的情况下。

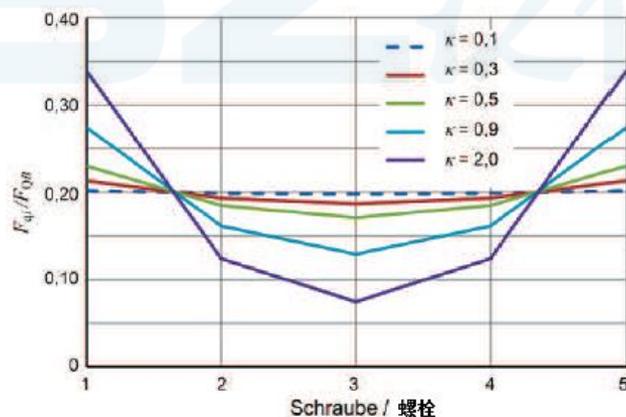


Bild 47. Querbelastung der Verbindungsstellen bei in einer Reihe angeordneter DSV aus zwei Platten gleicher Dicke (einschnittig) mit  $n_{SR} = 5$  Schrauben in Abhängigkeit vom Quersteifigkeitsverhältnis  $\kappa$  /

图 47. 在由相同厚度的两个板组成的行类型 TBJ (单剪切) 的情况下, 连接点上的横向载荷, 其中  $n_{SR} = 5$  个螺栓作为横向刚度比  $\kappa$  的函数

需要通过抗滑安全余量来验证, 即使在这种情况下, 也可以传递最高加载螺栓连接点的比例横向力  $F_{qn_{SR}}$ 。换一种说法:

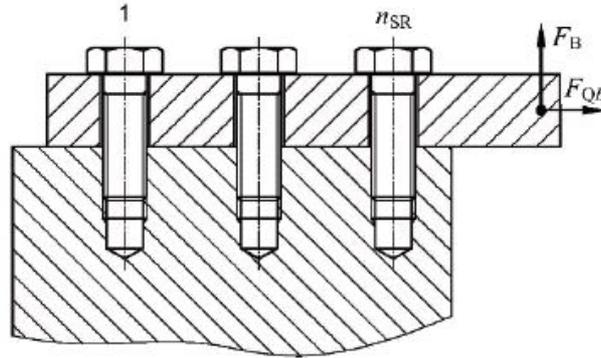


Bild 48. Schraubenreihe mit Schrägzugbelastung

图 48. 斜拉加载的螺栓行

Bei  $S_{G,n_{SR}} < 1$  kommt es zu lokalen Verschiebungen und einer Änderung der Belastungsverteilung. Maßgebend ist dann, dass die globale Sicherheit gegen Gleiten der gesamten MV ausreichend ist.

当  $S_{G,n_{SR}} < 1$  时，会有局部位移和载荷分布的改变。因此，整个 MBJ 的总抗滑安全余量是否足够至关重要。

$$S_{G,gl} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{SR}} F_{KRi}}{F_{QB}} \geq S_{G,gl\,erf} \quad (74)$$

Eine solche lokale Verschiebung ist nur dann zulässig, wenn sie einmalig auftritt. Bei wechselnder Querlängsbelastung besteht sonst die Gefahr, dass sich die SV löst.

因此，这种局部位移只允许发生一次。否则，随着循环横向纵向加载，有 BJ 松动的危险。

Die erforderliche Mindestsicherheit  $S_{G,gl\,erf}$  ist in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen zu wählen.

应该根据工作条件选择必要的最小安全余量系数  $S_{G,gl\,erf}$ 。

#### 6.6.4 Sonderfall Pass-Schrauben-Verbindungen

#### 6.6.4 紧密配合螺栓连接的特殊情况

Ausgehend von einer idealen spielfreien Lage in Reihe angeordneter Pass-Schrauben ergeben sich bei Querlängsbelastung und vollständigem Formschluss zwischen Schaft und Bohrung die in Bild 49 ersichtlichen Extremfälle der Lastverteilung.

假设一个排列成一行的紧密配合螺栓的理想零点位置，具有横向纵向加载，并且杆部与孔之间完全机械互锁，可以在图 49 中看到产生的载荷分布极端情况。

In der Realität kann nicht von einer völlig starren SV ausgegangen werden, allerdings liegt primär wegen des partiellen Formschlusses, des größeren Passschaftquerschnitts und der eingeschränkten Biegeverformungsfähigkeit der Passschraube ein gegenüber der klassischen SV deutlich größeres Quersteifigkeitsverhältnis  $\kappa$  vor. Dies führt dazu, dass an den in der Mitte der Reihe angeordneten Passschrauben geringere Querkraftanteile zu verzeichnen sind und damit die äußeren Verschraubungsstellen größer belastet werden.

实际上，不能假设完全刚性的 BJ，尽管与典型的 BJ 相比，横向刚度比  $\kappa$  明显更高，主要是由于部分机械互锁、紧密配合螺栓较大的杆部横截面和有限的弯曲变形能力。结果是在行中间的紧密配合螺栓处发现较小的横向力分量，并且外部螺栓连接点因此处于更大的载荷下。

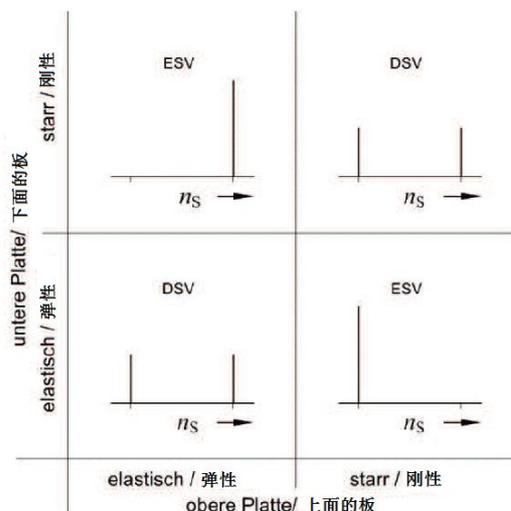


Bild 49. Theoretische Grenzfälle der Lastverteilung einer Laschenverbindung mit Passschrauben (analog Bild 32 und Bild 37) je nach Modellsteifigkeit der Platten [12]

图 49. 取决于板模型刚度的使用紧密配合螺栓带状连接中的载荷分布理论边界情况（类似于图 32 和图 37） [12]

Für ESV können für die maximale Querkraft an der Verschraubungsstelle folgende conservative Empfehlungen gegeben werden:

zwei Schrauben ( $n_{SR} = 2$ ):

$n_{SR} = (3...5)$ :

$$F_{q \max} = F_{q2} = F_{QB}$$

$$F_{q \max} = 0.9 \cdot F_{QB}$$

Bei DSV gelten folgende Empfehlungen:

$n_{SR} = 2$ :

$$F_{q \max} = 0.5 \cdot F_{QB}$$

$n_{SR} = (3...5)$ :

$$F_{q \max} = 0.45 \cdot F_{QB}$$

Der Sicherheitsnachweis geschieht über den Scherquerschnitt (siehe VDI 2230 Blatt 1), das heißt unter der Annahme, dass die Querkräfte vollständig von den Passschäften aufgenommen werden. Aber auch die Lochleibung ist nachzuweisen. Wegen unvermeidlicher Toleranzprobleme ist nicht die gesamte Schraubenbohrungskontaktfläche tragend. Soweit nicht anders gefordert, sollte die rechnerische Gesamtfläche sinnvoll reduziert werden, z. B. auf 75 %.

### 6.6.5 Gestaltungshinweise

Grundsätzlich sind in einer Reihe mindestens zwei Schrauben anzuordnen. In Kraftrichtung ist dabei die Anzahl zu begrenzen, da an den inneren Verschraubungsstellen kaum noch Belastungen übertragen werden (siehe oben). In diesem Fall ist die Anzahl von Schrauben in Abhängigkeit von der Verformungsfähigkeit in Analogie zum Kran- und Stahlbau möglichst auf fünf, maximal aber auf acht zu begrenzen.

在 TTJ 的情况下，可以给出以下关于螺栓连接点的最大横向力的保守建议：

两个螺栓 ( $n_{SR} = 2$ ) :

$n_{SR} = (3...5)$ :

$$(75)$$

$$(76)$$

TBJ 建议采用下式:

$n_{SR} = 2$ :

$$(77)$$

$n_{SR} = (3...5)$ :

$$(78)$$

安全验证以剪切横截面（见 VDI 2230 第 1 部分）为基础，即假设横向力已被紧密配合螺栓的杆部完全吸收。但还必须验证孔的支承压力。由于不可避免的公差问题，螺栓孔的完全接触面积不承载。除非另有要求，应有意减少总计算面积，例如，降低到 75 %。

### 6.6.5 设计信息

基本上—行至少应有两个螺栓。在此应该限制力方向的螺栓数量，因为几乎没有任何载荷在内部螺栓连接点传递（见上文）。在这种情况下，根据与起重机和钢结构设计类似的可变形性，螺栓的数量应尽可能限制在五个，最多到八个。

Ziel muss es sein, alle Verschraubungsstellen gleich zu belasten. Bestehen z. B. Schraubenfelder aus mehreren Reihen in Krafrichtung, so sollten zur besseren Verteilung der Belastung auf alle Schrauben die Spalten gegeneinander versetzt werden (Bild 50). Die Belastung ist zentrisch einzuleiten bzw. das Schraubenfeld konzentrisch zur Krafeinleitung anzuordnen.

Die Belastung der Verbindungsstellen einer Schraubenreihe längs zur Querkraft kann unter Beachtung des Konstruktionsprinzips „geringe Dehnungsdifferenzen“ durch Angleichung der Bauteilquerschnitte (Minimierung der Dehnungsdifferenzen zwischen den Platten) vergleichmäßig werden (Bild 51).

Um bei einer Reihe senkrecht zur Krafrichtung die in Bild 44 gezeigten Kipfeffekte zu verhindern, sind Maßnahmen wie eine 2. Spalte und/oder Vergrößerung der Klemmlänge und/oder das Verlegen der Kraftwirkungslinie in die Trennfuge zu ergreifen (Bild 52).

目标必须是平均加载所有螺栓连接点。例如，如果螺栓排列在力方向上由几行组成，它们之间应交错间隔，以便在所有螺栓上实现更好的加载分布（图 50）。加载要同心，或螺栓排列要针对力加载同心布置。

根据“小膨胀差异”的设计原理，纵向螺栓行连接点的加载与横向力可以通过调整横截面组成平衡（最小化板之间的膨胀差异）（图 51）。

为了防止图 44 所示的倾斜效应发生在垂直于力方向布置的行中，应采取像合并第二列和/或增加夹持长度和/或将力作用线移到分界面中的步骤（图 52）。

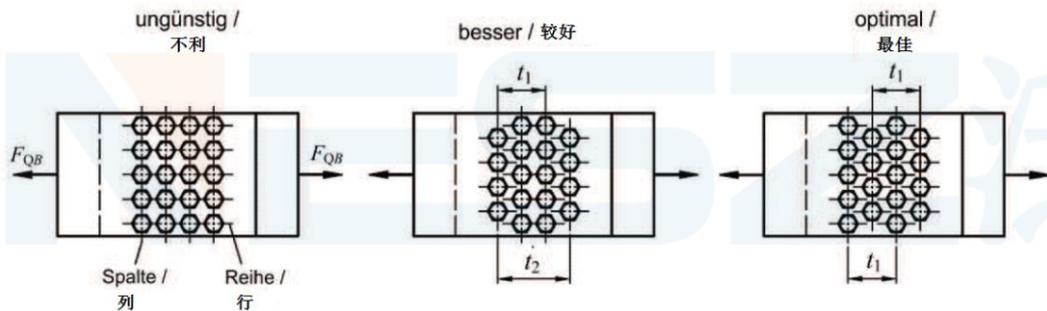


Bild 50. Optimierung eines Schraubenfelds aus mehreren Reihen und Spalten durch versetzte Anordnung

图 50. 通过交错布置优化由几行和列组成的螺栓排列

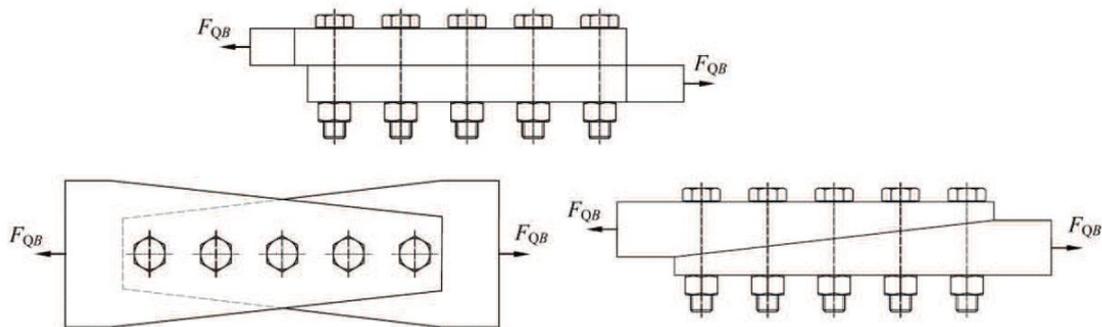


Bild 51. Vergleichmäßigung durch Querschnittsanpassung

图 51. 通过横截面调整实现载荷均匀

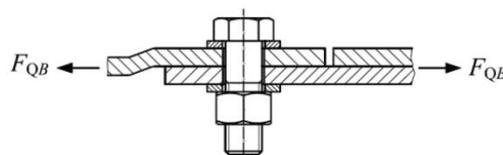


Bild 52. Einschnittige Verbindung, verhindern des Kippens

图 52. 单剪切连接, 防止倾斜

## 7 Anwendung der Finite-Elemente-Methode

### 7.1 Grundlegende Vorgehensweise

Die Frage, wann und in welcher Weise die FEM für die Auslegung und den Festigkeitsnachweis von SV einzusetzen ist, lässt sich nicht eindeutig und allgemeingültig beantworten. Bestimmende Faktoren sind:

- Optionen des zur Verfügung stehenden FE-Programms (z. B. Modellierung von Kontaktbedingungen, Vorspannung, Definition von Makros)
- Kenntnisstand des Bearbeiters oder seine Erfahrung mit dem FE-Programm und/oder der VDI-Richtlinie
- Status der Modellierung: Liegt bereits ein FE-Modell vor, wird eine FE-Berechnung für andere Fragestellungen (z. B. allgemeiner Festigkeitsnachweis) überhaupt benötigt?
- Konstruktionsphase (Designfindungsphase, Optimierungsphase, Änderung oder Reparaturlösung bestehender Bauteile usw.)
- Komplexität des Bauteils und der Beanspruchung oder: Kann die Beanspruchung und das Verhalten der SV noch (relativ einfach) analytisch erfasst werden?
- spezifische Anforderungen an die SV (Ausnutzungsgrad, Sicherheit, Gewicht, sekundäre Funktionen, z. B. Wärmeleitung, usw.)
- Inwieweit wird der vorliegende Verschraubungsfall durch die VDI 2230 Blatt 1 oder andere Regelwerke abgedeckt?

Der Beitrag, den die FEM bei der Auslegung von SV leisten kann, hängt primär von der Modellierung ab. Diese umfasst im Wesentlichen die Idealisierung der Verschraubungselemente und der Bauteile sowie die Idealisierung der Trennfugen, die Simulation der Vorspannkräfte und Betriebslasten. Die Anforderungen an das FE-Modell steigen im Allgemeinen mit dem Detaillierungsgrad oder in dem Maß, je realistischer die SV inklusive ihrer Funktion abgebildet werden soll. Umgekehrt steigen mit zunehmendem Aufwand bei der FE-Berechnung die Genauigkeit und der Umfang an Rechenergebnissen, die für die analytische Auslegung nach VDI 2230 Blatt 1 verwendbar sind oder einzelne Rechenschritte ersetzen und erweitern können (z. B. Untersuchung des Klaffens der Verbindung).

In den folgenden Abschnitten wird auf ein breites Feld der Anwendungsmöglichkeiten der FEM bei der Bewertung von SV eingegangen. Die Hauptzielrichtung liegt in der Berechnung der Lastüber-

## 7 有限元法的应用

### 7.1 基本程序

关于什么时候和如何将有限元法 (FEM) 应用于设计和对 BJ 的强度分析的问题, 不能得出结论性的或具有普遍有效性的答案。决定因素是:

- FE 程序提供的可用选项 (如: 建模接触条件、预加载荷、宏定义)
- 用户的知识水平或其 FE 程序和/或 VDI 标准的经验
- 建模状态: 如果已有 FE 模型, 其他问题 (例如, 一般强度分析) 是否需要 FE 计算?
- 设计阶段 (设计识别阶段、优化阶段、现有部件的变更或纠正方案等)
- 部件和加载的复杂性, 或者, 加载和 BJ 的特性是否还能分析说明 (相对简单)?
- 适用于 BJ 的具体要求 (利用、安全、重量、辅助功能的水平, 如像导热等)
- VDI 2230 第 1 部分或其他标准涉及螺栓连接情况的程度

FEM 可以在设计 BJ 中做出的贡献主要取决于建模。基本上包括理想化的螺栓连接单元和部件、以及理想化的分界面、预加载力的模拟和工作载荷。FE 模型的要求通常随着 BJ 细节或更为逼真水平, 包括其要复制的功能的增加而增加。相反, 随着 FE 计算的尝试越来越多, VDI 2230 第 1 部分规定的可用于分析设计的计算结果越准确越全面, 或者可以替代或扩展各个计算步骤 (如连接松开研究)。

在下面的章节中, 我们将介绍 FEM 在评价 BJ 中的广泛应用。主要目的是计算 MBJ 中的载荷传递和根据 VDI 2230 第 1 部分设计 BJ 时确定计算

tragung bei Mehrschraubenverbindungen und in der Ermittlung von Berechnungsparametern für die Auslegung der SV nach VDI 2230 Blatt 1.

Durch die Anwendung der FEM ergibt sich ein größeres Anwendungsfeld als nach VDI 2230 Blatt 1 möglich. Die Anwendungsgrenzen der VDI 2230 Blatt 1 resultieren im Wesentlichen aus dem zugrunde gelegten analytischen Berechnungsmodell. Diese sind maßgeblich die Forderung nach dem Einhalten der Grenzwert  $G$  bzw.  $G'$ , eine ausreichende Einschraubtiefe insbesondere bei ESV, die Vermeidung von SV mit geringer Klemmlänge und das Vermeiden klaffender Verbindungen.

Durch den Einsatz der FEM müssen diese Einschränkungen nur noch bedingt eingehalten werden, da über die FEM eine Vielzahl von Einflüssen abbildbar sind. Weiterführende Möglichkeiten bietet die FEM insbesondere bei der Berücksichtigung von

- nicht linearem Materialverhalten (z. B. Plastizität oder Kriechen),
- nicht linearen Randbedingungen (z. B. Lastabhängigkeit der Kontaktflächen) und
- geometrischer Nichtlinearität (z. B. große Verformungen bei der Simulation des Anziehvorgangs).

Bei der Verwendung von nicht linearen Materialeigenschaften in der FE-Analyse ist zu beachten:

- Richtigkeit des Werkstoffgesetzes, auch im Hinblick auf den mehrachsigen Belastungszustand und Entlastungsvorgänge (diese Überlegung gilt insbesondere für Kriechvorgänge, die im Allgemeinen zeit-, last- und temperaturabhängig sind)
- allgemein die Notwendigkeit einer feineren Vernetzung als bei linear elastischen Beanspruchungsfällen

Des Weiteren lässt sich eine Materialschädigung durch geeignete Modelle abschätzen und so ein Versagen infolge statischer oder zyklischer Beanspruchung abbilden. Es ist jedoch zu beachten, dass durch die Berücksichtigung von nicht linearem Material oder Systemverhalten der Berechnungsaufwand enorm ansteigt. Eine Superposition einzelner Lastfälle ist nicht mehr möglich. Damit ist jede Last und Lastkombination gesondert zu untersuchen. Daher ist in der Regel eine lineare Berechnung anzustreben.

## 7.2 Modellierung

### 7.2.1 Modellklassen

Um die Verknüpfung des Modellierungsaufwands der Anforderungen an die Modellbildung mit dem erzielbaren Beitrag zur Auslegung der SV zu verdeutlichen, werden vier Grundarten von FE-Mo-

derale Parameter.

使用 FEM 可以开辟比 VDI 2230 第 1 部分更大的应用领域。VDI 2230 第 1 部分的应用限制基本来自底层分析计算模型。这些限制是对遵守尺寸限制  $G$  或  $G'$ ，特别是在 TTJ 的情况下，对适当的螺纹旋合长度，对避免短夹持长度的 BJ 和开缝连接的明显要求。

使用 FEM 意味着不一定需要注意这些限制，因为在 FEM 中大量的影响可以建模。FEM 提供了进一步的可能性，特别是考虑到：

- 非线性材料特性（如：塑性或蠕变），
- 非线性约束（如：接触面的载荷依赖）和
- 几何非线性（如：模拟拧紧过程中的大变形）

在 FE 分析中使用非线性材料特性时应注意以下几点：

- 本构方程的正确性，包括关于多向载荷状态，和卸载过程（此考虑特别适用于通常为时间、载荷和温度依赖的蠕变过程）
- 与线性弹性加载情况相比，通常需要更细的网格划分

此外，当使用适当的模型时，可以估计材料损坏，并且以这种方式可以再现由于静态或循环加载引起的失效。然而应该注意的是，包括非线性材料或系统特性将导致计算时间的极大增加。个别加载情况的叠加会不再可能。这意味着必须分别对每个载荷和载荷组合进行研究。为此，通常会进行线性计算。

## 7.2 建模

### 7.2.1 模型级别

一方面为了说明建模工作与建模要求之间的联系，另一方面可以实现对 BJ 设计的帮助，将考虑四种基本级别的 FE 模型。本节给出了他们的简

dellen betrachtet. Diese werden in dem vorliegenden Abschnitt kurz beschrieben. Die detaillierte Beschreibung der Möglichkeiten der Modellklassen erfolgt in Abschnitt 7.2.2.

In der Praxis ist die Zuordnung zu genau einer der Modellklassen I, II, III und IV in eindeutiger Weise nicht immer möglich; vielmehr können in einem FE-Modell Merkmale verschiedener Grundmodelle vorhanden sein. Eine Übersicht über die unterschiedlichen Modelltypen zeigt Tabelle 1. Die spezifischen Merkmale der Modellklassen gestalten sich wie folgt:

- **Modellklasse I** beschreibt die Möglichkeit der Schraubenauslegung, wie sie z. B. im Beispiel B4 der VDI 2230 Blatt 1 angewendet wird. Bei der Modellklasse I wird weder die Schraube an sich noch die Trennfuge berücksichtigt. Es wird lediglich das Bauteil abgebildet. Die zu verschraubenden Bauteile werden im Bereich der Verspannung, definiert über die Grenzwert  $G$  bzw.  $G'$  aus VDI 2230 Blatt 1, als ein durchgängiger Körper modelliert. Die Auswertung des Modells erfolgt über die Schnittlasten (Kräfte und Momente) am Ort der gedachten Trennfuge. Der Tragfähigkeitsnachweis für die SV erfolgt nach VDI 2230 Blatt 1.
- **Modellklasse II** bildet die Schraube in der FE-Berechnung als Linienelement, also als Zugstab, Balken oder Federelement ab. Die Anbindung an das Bauteil erfolgt über eine Kopplung in der Kopf- bzw. Mutterauflagefläche. Ergebnisse sind die Schnittgrößen in der Schraube, die direkt als Eingangswerte für das in VDI 2230 Blatt 1 enthaltene Nennspannungskonzept dienen. Der Kontakt in der Trennfuge kann berücksichtigt werden.
- **Modellklasse III** bildet die Schraube als Ersatzvolumenkörper ab. Die Schraube wird dabei ohne Gewinde modelliert. Durch das Anpassen der Geometrie oder des Werkstoffgesetzes ist sicherzustellen, dass diese Ersatzschraube, insbesondere im Bezug auf die Gewinde- und Kopfnachgiebigkeit, die gleichen Eigenschaften wie die reale Schraube besitzt. Die Nachgiebigkeit der Schraube kann aus Versuchen oder nach VDI 2230 Blatt 1 angepasst werden. Neben dem Kontakt in der Trennfuge kann auch der Kontakt in den Auflageflächen der Schraube und der Mutter berücksichtigt werden.
- **Modellklasse IV** steht für die detailliert modellierte Schraube und wird inklusive des Gewindes und der Kontaktbedingungen in allen Kontaktflächen modelliert. Damit ist mit diesem Modelltyp eine detailgetreue Abbildung der Schraube möglich.

要说明。7.2.2 节给出了对提供模型级别可能性的更详细考虑。

实际上,并不总是能够明确地分级到 I、II、III 和 IV 级模型中确定的一个,其实,一个 FE 模型可以包括不同基本模型的特征。表 1 给出了各个模型级别的概述。模型级别的具体特征为:

- **I 级模型**按应用说明了螺栓设计的可能性,例如 VDI 2230 第 1 部分中的示例 B4。在 I 级模型中,既不考虑螺栓本身,也不考虑分界面:仅对部件建模。按照通过 VDI 2230 第 1 部分尺寸限制  $G$  或  $G'$  定义的夹紧区域中的连续体,建模要螺栓连接在一起的部件。通过名义分界面位置的内部载荷(力和力矩)解释模型。按照 VDI 2230 第 1 部分的规定进行 BJ 承载能力验证。
- **II 级模型**表示 FE 计算中作为线元的螺栓,即作为拉伸构件、梁或弹簧元件。通过在螺栓头部或螺母支承面的配合实现对部件的连接。结果对 VDI 2230 第 1 部分中包含的公称应力概念,给出了螺栓中作为输入值的直接作用内力。可以考虑分界面中的接触。
- **III 级模型**表示作为等效实体的螺栓。在此,没有螺纹建模螺栓。通过调整几何形状或本构方程,应确保该等效螺栓具有与真实螺栓相同的特性,特别是关于其螺纹和头部的弹性。可以根据试验或按照 VDI 2230 第 1 部分的规定调整螺栓的弹性。除了分界面的接触之外,还可以考虑螺栓和螺母支承面的接触。
- **IV 级模型**表示详细建模的螺栓,并且建模包括了螺纹和所有接触面中的接触条件。此模型级别可以精确表现螺栓的每个细节。

Die Modellklasse IV ist hier nur aufgrund der Vollständigkeit aufgeführt. Für die Berechnung von SV im Sinne der VDI 2230 Blatt 1 ist die Verwendung einer solchen detaillierten Modellierung im Allgemeinen nicht notwendig. Eine Zusammenfassung der Möglichkeiten der unterschiedlichen Modellierungsarten und eine Einschätzung über den Aufwand zeigt Tabelle 2.

Im Gegensatz zu der in VDI 2230 Blatt 1 verwendeten vereinfachten Modellvorstellung, die von einer konstanten Beanspruchungsverteilung über der Schraubenlänge ausgeht, ergibt sich in den FE-Analysen mithilfe der Modelle II bis IV in der Regel ein veränderlicher Verlauf der Beanspruchung über der Schraubenlänge. Auf die Bewertung wird in Abschnitt 7.3.2 näher eingegangen.

## 7.2.2 Spezifische Modelleigenschaften

### 7.2.2.1 Vorbemerkungen

Inhalt und Umfang der Auswertung der FE-Berechnung als Grundlage für die Schraubenauslegung hängt im Wesentlichen von der Modellklasse ab. Die maßgeblichen Modellparameter sind:

- Nachgiebigkeiten der Schraube und der verspannten Teile
- Schraubenvorspannung
- äußere mechanische und thermische Belastungen
- Kontaktbedingungen in der Trennfuge
- Modellierung der Mutter- und Schraubenkopfaufgabe
- Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung
- lineares oder nicht lineares Material- und Modellverhalten
- Modellierung der Gewindebereiche
- Setzeffekte

Somit wird bereits bei der Modellerstellung der spätere Berechnungsweg weitestgehend definiert. Gesichtspunkte, die bei der Idealisierung dieser Merkmale zu beachten sind, werden im Folgenden zunächst in allgemeiner Hinsicht und danach mit Bezug auf die Eigenheiten der unterschiedlichen Modellklassen beschrieben.

在此包括的 IV 级模型只是为了完整起见。按 VDI 2230 第 1 部分定义的 BJ 计算, 通常不需要使用如此程度细节的建模。表 2 概述了各种级别建模的可能性和涉及的评估难度。

与 VDI 2230 第 1 部分中使用的假设在螺栓长度上具有恒定载荷分布的简化模型概念相反, 使用 II 至 IV 级模型的 FE 分析通常给出在螺栓长度上变化的载荷曲线。7.3.2 节将更详细地介绍评估。

## 7.2.2 具体模型特性

### 7.2.2.1 初步意见

作为螺栓设计基础的 FE 计算评估内容和范围基本上取决于模型级别。主要模型参数为:

- 螺栓和夹紧部件的弹性
- 螺栓预加载荷
- 外部机械和热载荷
- 分界面的接触条件
- 螺母和螺栓头部支承面的建模
- 螺栓杆部与板孔之间的接触
- 线性或非线性材料和模型特性
- 螺纹区域的建模
- 嵌入影响

因此, 已在很大程度上规定了后续建模时的计算方法。在这些特征的理想化期间将首先说明需要考虑的方面, 然后参考不同模型级别的特殊方面。

Tabelle 1. Übersicht über die Modellklassen

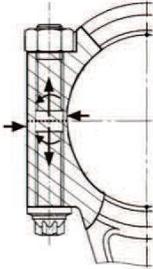
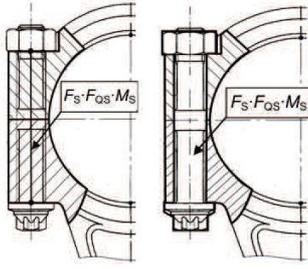
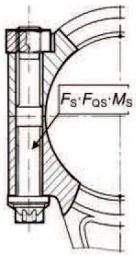
	Modellklasse I	Modellklasse II + III	Modellklasse IV
			
Charakteristikum	Schraube und Trennfuge bleiben unberücksichtigt (Vorspannkraft wird nicht mit abgebildet)	Schraube wird als Ersatzmodell (Balken oder Ersatzvolumen) berücksichtigt (Vorspannkraft und Trennfugenkontakt können berücksichtigt werden)	Schraube wird komplett modelliert, inklusive Gewinde, Vorspannung und Trennfugenkontakt
Ziel der Berechnung	Schnittgrößen in der Trennfuge als Eingangsgröße in die Berechnung nach der VDI 2230 Blatt 1 (vgl. Beispiel B4) oder Verformungen der Auflageflächen	Schnittgrößen (Nenngrößen) der Schraube	Schnittgrößen (Nenngrößen) der Schraube; örtliche Beanspruchung in der Schraube und im Verspannungsbereich

表 1. 模型级别的概述

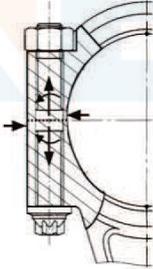
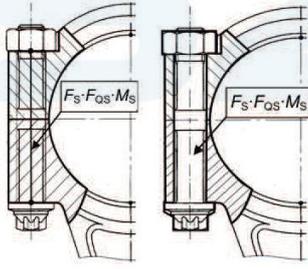
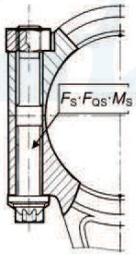
	I 级模型	II 和 III 级模型	IV 级模型
			
特性	不考虑螺栓和分界面（表示中不包括预加载荷）	包含螺栓作为等效模型（梁或等效体）（可以考虑预加载荷和分界面接触）	完全建模螺栓，包括螺纹、预加载荷和分界面接触
计算目的	按照 VDI 2230 第 1 部分计算时（参见例 B4），作为输入变量的分界面内力或支承面变形	螺栓的内力（公称尺寸）	螺栓的内力（公称尺寸）；螺栓和夹紧区域的局部应力

Tabelle 2. Einteilung der FE-Modelle hinsichtlich der Modellierung und der erforderlichen Parameter

Modellklasse	I	II/III	IV
<i>Modellierung der SV</i>			
Aufwand	gering	mittel	groß
Idealisierung der Schraube	nicht modelliert	vereinfacht	detailliert modelliert
Kontaktbedingungen in der Trennfuge	nicht modelliert	modelliert	modelliert
Vorspannung	ohne	mit	mit
<i>Erforderliche Parameter aus VDI 2230 Blatt 1 (angegeben ist der jeweilige Abschnitt)</i>			
Nachgiebigkeit der Schraube $\delta_S$	5.1.1	5.1.1/im Modell enthalten	im Modell enthalten
Nachgiebigkeit der Platten $\delta_P (\delta_P^*, \delta_P^{**})$	5.1.2 <sup>a)</sup>	im Modell enthalten	im Modell enthalten
Krafteinleitungsfaktor $n$	5.2.2 <sup>a)</sup>	im Modell enthalten	im Modell enthalten
Anziehungsfaktor $\alpha_A$	5.4.3	5.4.3	5.4.3
Setzbetrag $f_z$	5.4.2.1	5.4.2.1	5.4.2.1

<sup>a)</sup> mit Einschränkung, siehe Abschnitt 7.3

表 2. 关于建模的 FE 模型分类和所需参数

模型级别	I	II/III	IV
<i>建模 BJ</i>			
难度	低	中等	高
螺栓理想化	不建模	简化	详细建模
分界面接触条件	不建模	建模	建模
预加载荷	没有	有	有
<i>VDI 2230 第 1 部分所需参数 (指出相应章节号)</i>			
螺栓回弹量 $\delta_S$	5.1.1	5.1.1/模型中包括	模型中包括
板回弹量 $\delta_P (\delta_P^*, \delta_P^{**})$	5.1.2 <sup>a)</sup>	模型中包括	模型中包括
加载系数 $n$	5.2.2 <sup>a)</sup>	模型中包括	模型中包括
拧紧系数 $\alpha_A$	5.4.3	5.4.3	5.4.3
嵌入量 $f_z$	5.4.2.1	5.4.2.1	5.4.2.1

<sup>a)</sup> 关于限制, 见 7.3 节

Innerhalb des Anwendungsgebiets der VDI 2230 Blatt 1 gelten die folgenden Hinweise zum Umfang einer FE-Berechnung:

- Der Modellvorstellung der VDI 2230 Blatt 1 folgend, die den vereinfachten analytischen Berechnungsansätzen zugrunde liegt, ist die Schraube bei ausreichender Klemmlänge als ein Balken anzusehen, der eine axiale Nachgiebigkeit und eine Biegenachgiebigkeit besitzt. Für die Berechnung der Nennbeanspruchung der Schraube ist es daher ausreichend, in dem FE-Modell die Nachgiebigkeiten der Schraube geeignet wiederzugeben. Der Begriff Nennbeanspruchung um-

下面有关 FE 计算范围的信息适用于 VDI 2230 第 1 部分的应用领域:

- 按照根据简化分析计算方法的 VDI 2230 第 1 部分中的模型概念, 如果螺栓具有足够的夹持长度, 则被认为是具有轴向弹性和弯曲回弹的梁。在计算螺栓上的公称应力时, 就可以适当地再现 FE 模型中的螺栓弹性。这里的术语公称应力包括公称拉伸应力、公称弯曲应力和与设

fasst dabei die Nennzugspannung, die Nennbiegespannung und die Nennschubspannung im bemessungsrelevanten Querschnitt (z. B. Spannungsquerschnitt oder Taillenschaftquerschnitt).

- Die Nachgiebigkeit der Platte wird zwar durch die Rechenansätze in VDI 2230 Blatt 1 gut wiedergegeben, da die Lasteinleitungsbedingungen (ausgedrückt durch den Krafteinleitungsfaktor  $n$ ) allerdings immer schwierig zu bewerten sind, sollte die Platte (also das zu verbindende Bauteil) in der FE-Berechnung als Volumenkörper abgebildet werden.
- Wird ein Klaffen oder Rutschen der Verbindung ausgeschlossen, kann das Modell im Bereich des Verspannungskegels durchgängig vernetzt werden. Wird ein teilweises Abheben, oder Klaffen oder Rutschen der Verbindung zugelassen, ist die Berücksichtigung von Kontaktbedingungen in der Trennfuge notwendig.
- Durch die Berücksichtigung von elastisch-plastischem Materialverhalten lässt sich mithilfe der FEM auch die plastische Verformung in der Verbindung analysieren. Vorspannkraftverluste aufgrund einer Belastung im Betrieb über die Streckgrenze hinaus können so bestimmt werden. Alternativ hierzu ist nach VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.5.2 zu verfahren.

### 7.2.2.2 Modellübergreifende Merkmale Nachgiebigkeiten

Die Nachgiebigkeiten werden im FE-Modell durch die Zuordnung der Materialparameter (in der Regel Elastizitätsmodul und Querkontraktionszahl) und die Abbildung der Geometrie (Abmessungen und Gestaltung) festgelegt. Die erforderliche Netzfeinheit steigt mit dem Detaillierungsgrad oder mit zunehmender Modellklasse. Die Größe der Elemente orientiert sich dabei an den charakteristischen Abmessungen der Verschraubungselemente (z. B. Schaft- und Kopfdurchmesser der Schraube, Klemmlänge, Auflagefläche der Mutter) und der verspannten Komponenten inklusive der Anschlusskörper.

Die Verteilung der äußeren Belastung auf die einzelnen Schrauben einer MV wird wesentlich durch die Nachgiebigkeitsverteilung im gesamten Bauteil und insbesondere durch die Steifigkeiten der Anschlussstrukturen in unmittelbarer Nähe der Verbindungsstellen bestimmt. In dieser Hinsicht ist zu beachten, dass im Allgemeinen die Belastungen der in unmittelbarer Nähe von zu steif modellierten Lasteinleitungsstrukturen angeordneten Schrauben zu hoch berechnet werden.

Für die Nachgiebigkeit der Schraube ist es im Allgemeinen ausreichend, die gemäß VDI 2230

计工作相关横截面（例如：应力截面或腰状截面）中的公称剪切应力。

- 虽然 VDI 2230 第 1 部分的计算方法很好地再现了板的弹性，由于加载条件（由加载系数  $n$  表示）实际上总是难以评估，所以板，即要紧固的部件，应当在 FE 计算中表示为实体。
- 如果排除连接松开或滑动，模型可以在夹紧锥的区域中连续网格化。如果允许连接部分抬起、松开或滑动，则需要考虑分界面中的接触条件。
- 考虑到弹塑性材料的特性，有可能借助 FEM 分析连接中的塑性变形。可以用这种方式确定由于工作中加载超过屈服点导致的预加载力的损失。VDI 2230 第 1 部分 5.5.2 节介绍了一种替代方法。

### 7.2.2.2 所有模型弹性的共同特性

在 FE 模型中，通过对材料参数（通常是弹性模量和泊松比）的分配以及几何形状（尺寸和形状）的再现来定义弹性。所需网格细度随着细节水平的增加或更高的模型级别而增加。单元尺寸在此取决于连接元件的特征尺寸（如：螺栓杆部和头部直径、夹持长度、螺母支承面积）以及包括连接体的夹紧部件尺寸。

在 MBJ 各个螺栓上的外部加载分布基本上由整个部件上的弹性分布决定，特别是通过在连接点附近连接结构的刚度来确定。在这方面，应该指出的是，一般来说，以过高刚度建模，位于靠近加载结构的螺栓上的载荷将被计算得到过高值。

关于螺栓弹性，通常足以在按 VDI 2230 第 1

Blatt 1 ermittelte Schraubennachgiebigkeit im FE-Modell zu berücksichtigen.<sup>1)</sup>

Es ist zu prüfen, inwieweit die Anbindung des Schraubenmodells an die Bauteile die Nachgiebigkeit der Schraube unzulässig verändert. Gegebenenfalls ist die verwendete Nachgiebigkeit der Schraube anzupassen.

### Schraubenvorspannung

Die Berücksichtigung der Schraubenvorspannung in der FE-Berechnung ist unabdingbar für die Bewertung

- der durchgängigen Beurteilung der Schraubbeanspruchung bis in den Bereich des Klaffens (in Verbindung mit der Modellierung des Trennfugenkontakts),
- einer realistischen Abbildung der Pressung in der Trennfuge und einer detaillierten Analyse des Klaffens der Verbindung (in Verbindung mit der Modellierung des Trennfugenkontakts),
- des Rutschens in der Trennfuge bei querbeanspruchten Verbindungen und
- der mechanischen Beanspruchung der verschraubten Bauteile; insbesondere in der Nähe der Verschraubung (z. B. in Sacklöchern).

Falls die Schraubenvorspannung in der FE-Modellierung nicht enthalten ist, können nur die zur Berechnung der Schraubenzusatzbelastung notwendigen Größen ermittelt werden. Die Überlagerung mit der Vorspannung erfolgt dann wie in VDI 2230 Blatt 1 beschrieben.

Um den Einfluss der Schraubenvorspannung auf das mechanische Verhalten der Verbindung mithilfe der FE-Analyse realistisch zu erfassen, ist es sinnvoll, auch die Möglichkeit des Klaffens in der Trennfuge durch eine geeignete Modellierung der Kontaktbedingungen zuzulassen. Dies gilt insbesondere dann, wenn die Trennfuge lokal aus der Überlagerung der Vorspannung und der externen Belastung abheben kann. Der Aufwand in der Berechnung steigt durch die Berücksichtigung des Kontakts (nicht lineare Berechnung).

Die Simulation der Vorspannung wird in den verschiedenen kommerziellen FE-Programmen in

部分确定的 FE 模型螺栓弹性中包含。<sup>1)</sup>

应该检查螺栓模型与部件的连接在多大程度上不允许改变螺栓的弹性。必要时，应调整螺栓的使用弹性。

### 螺栓预加载荷

在 FE 计算中对螺栓预加载评估必不可少的包括

- 螺栓载荷进入连接松开范围的完全评估(结合建模分界面接触)，
- 分界面中压缩的实际表现和连接松开的详细分析(结合建模分界面接触)，
- 在横向加载连接情况下，分界面中的滑动，以及
- 螺栓连接部件上的机械载荷，特别是在螺栓连接附近(如：在盲孔中)。

如果 FE 建模中不包括螺栓预加载荷，则只能确定计算附加螺栓加载所需的数量。然后按照 VDI 2230 第 1 部分的说明叠加预加载荷。

借助 FE 分析，实际确定螺栓预加载对连接力学特性的影响，建议通过对接触条件的适当建模，允许在分界面中松开的可能性。当分界面可以通过预加载和外部加载叠加局部抬起时，这将特别适用。考虑接触将意味着所需计算难度的增加(非线性计算)。

在各种专有 FE 程序中，以不同的方式支持预

<sup>1)</sup> Es ist zu beachten, dass die Schraube und das Bauteil zusammen ein statisch unbestimmtes System bilden und sich die Beanspruchung aus der äußeren Last entsprechend dem Verhältnis der Nachgiebigkeiten in dem System verteilen. Dies gilt auch für die Biegnachgiebigkeit und damit für die Momentenbeanspruchung der Schraube. Wird in der Berechnung die exakte Verteilung der Biegnachgiebigkeit längs der Schraube berücksichtigt, so stellt sich auch bei symmetrischer Belastung der gesamten Verbindung ein näherungsweise linearer Verlauf des Biegemoments in der Schraube ein [19; 20]. /

应该注意的是，螺栓和部件一起形成静态不确定的系统，并且根据系统中弹性的相对比例分配来自外部载荷的应力。这也适用于弯曲弹性，因此也适用于螺栓上的力矩载荷。如果在计算中考虑沿着螺栓弯曲弹性的精确分布，螺栓中的弯矩会有近似线性的曲线，即使整个连接对称加载[19; 20]。

unterschiedlicher Weise unterstützt. Sie beruhen im Allgemeinen auf zwei Methoden:

- **thermische Vorspannung:** Durch Vorgabe unterschiedlicher thermischer Ausdehnungen der Platten und der Schraube und in Folge der elastischen Steifigkeiten wird die gewünschte Vorspannung erzeugt. Die Vorspannung lässt sich über die Wahl von unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten der Mutter und Schraube und/oder des Temperaturniveaus in beiden Komponenten steuern. Nachteile des Verfahrens ergeben sich, falls die Verbindung auch für thermische Lastfälle untersucht werden soll oder falls die induzierten thermischen Verformungen unrealistische Nebenwirkungen hervorrufen, z. B. den Kontakt zwischen Schraube und Bohrungswand oder Querdehnungen der Schraube (siehe Bild 53)
- **mechanische Vorspannung:** Über die Vorgabe einer relativen Verschiebung zwischen den Knoten im Schraubenschaft lässt sich die Vorspannkraft einstellen. Für den Betriebslastzustand werden die Knoten wieder fest verbunden, wodurch die Schraube im Prinzip verkürzt in dem FE-Modell abgebildet wird. Die Knoten zum Aufbringen der Verformung sollten möglichst in einem gleichmäßig beanspruchten Querschnitt liegen, um unrealistische Verzerrungen in der Verbindung zu vermeiden (siehe Bild 54).

In beiden Fällen müssen die notwendigen Parameter (Temperatur, Relativverschiebung) iterativ ermittelt werden, um die letztlich gewünschte Vorspannung zu erreichen, da die Nachgiebigkeit der Verbindung vorab unbekannt ist. In modernen FE-Programmen wird die Iteration automatisch vorgenommen.

In der Berechnung ist die Vorspannkraft entsprechend der aus dem Anziehverfahren resultierenden Streuung in der ungünstigen Kombination mit der Betriebsbelastung zu überlagern. Für den Nachweis der Flächenpressung und der maximalen Schraubenbeanspruchung im Betrieb ist in der Regel  $F_{Vmax}$  maßgebend, für den Nachweis der Schwingbeanspruchung und für die Bestimmung der Abhebegrenze in der Regel  $F_{Vmin}$ .

加载荷的模拟。它们通常根据两种方法:

- **热预加载:** 通过指定板和螺栓的不同热膨胀以及由弹性刚度产生所需的预加载。可以通过选择螺母和螺栓的不同膨胀系数和/或两个部件中不同的温度水平来控制预加载。如果连接还要对热加载情况进行研究, 或者如果引起的热变形带来不切实际的副作用, 如像螺栓与孔壁之间的接触, 或螺栓的横向膨胀, 则会产生方法缺陷(见图 53)。
- **机械预加载荷:** 可以通过指定螺栓杆部中节点之间的相对位移来设置预加载荷。工作状态时, 节点再次固定在一起, 并且螺栓因此在 FE 模型中原则上以缩短的形式表示。用于变形的节点应尽可能位于均匀加载的横截面中, 以防止连接中不切实际的应变(参见图 54)。

在任一情况下, 必须反复确定必要的参数(温度, 相对位移)以达到最终需要的预加载荷。这是因为事先未知连接的弹性。在现代 FE 程序中, 自动进行反复。

计算中, 预加载荷要对应由拧紧过程和工作载荷不利组合产生的散布叠加。一般来说,  $F_{Vmax}$  在验证工作中的表面压力和最大螺栓载荷中起决定性的作用, 而在验证循环应力和确定松开极限时, 通常为  $F_{Vmin}$ 。

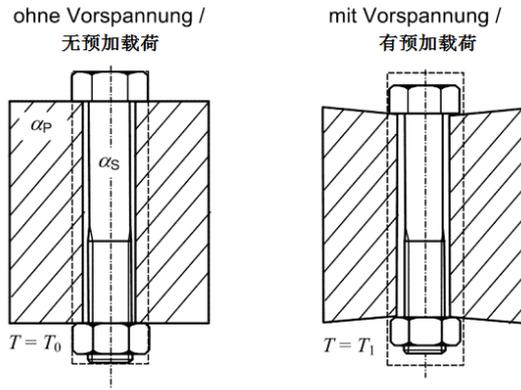


Bild 53. Prinzipskizze „thermische Vorspannung“, z. B. durch Abkühlung der Schraube / 图 53. “热预加载荷”示意图，例如通过冷却螺栓

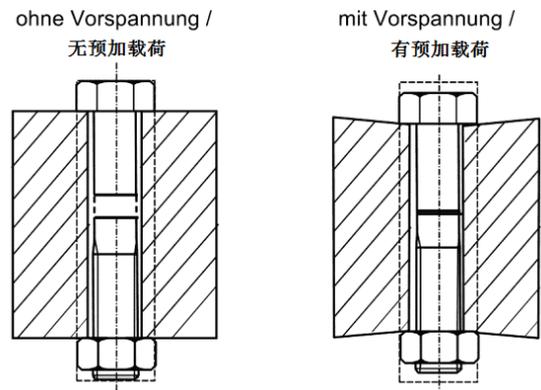


Bild 54. Prinzipskizze „mechanische Vorspannung“, z. B. durch Zusammenziehen des Schraubenschafts / 图 54. “机械预加载荷”示意图，例如通过螺栓杆部收缩

### Trennfugenkontakt

Durch Berücksichtigung des Trennfugenkontakts in der FE-Modellierung ist es möglich, das partielle Klaffen der Verbindung und die relative Verschiebung der verspannten Komponenten infolge einer Querkraftbeanspruchung abzubilden.

Für die Modellierung der Kontaktbedingungen in der Trennfuge wie auch in den sonstigen Auflageflächen (z. B. Schraubenkopfauflage, Mutter, Schraubenbolzen/-bohrung) bieten die kommerziellen FE-Programme unterschiedliche Möglichkeiten an, die sich grob darin unterscheiden lassen, ob die Kontaktbeziehung zwischen den Knoten oder zwischen den Elementen der beiden Trennfugenflächen definiert wird und welche Parameter bei der Simulation verwendet werden. Diese dienen z. B. der Beschreibung von Kontaktsteifigkeiten, Reibeffekten und der Kinematik. Allgemeine Richtlinien zur Wahl dieser Parameter können in dieser Richtlinie nicht gegeben werden.

Wird der Trennfugenkontakt in dem FE-Modell nicht modelliert, ist es notwendig, das dadurch möglicherweise fehlerhaft berechnete Strukturverhalten bei der Aufbereitung der Rechenergebnisse zu berücksichtigen. Dies ist zumindest immer dann der Fall, wenn in der nominellen Trennfuge Zugspannungen berechnet werden, die aus physikalischer Sicht nicht auftreten können. In der Regel sollte daher die Trennfuge nur in der Grenzwert  $G$  bzw.  $G'$  als verbunden modelliert werden.

Die in der Trennfuge zu definierende Reibung ist in Abhängigkeit von der Oberflächengüte in der Trennfuge zu wählen. In der Regel ist es ausreichend, die coulombsche Reibung zu berücksichtigen. Typische Reibungszahlen sind beispielsweise in VDI 2230 Blatt 1, Tabelle A6 angegeben.

### 分界面接触

通过在 FE 建模中考虑分界面接触，可以再现连接的部分松开以及由横向力载荷引起的夹紧部件的相对位移。

专有 FE 程序提供了在分界面和其他支承区域（如：螺栓头部支承面、螺母、螺栓螺纹/孔）中建模接触条件的不同方式。其可以通过在两个分界面区域的节点之间或单元之间是否定义接触关系，以及在模拟中使用哪些参数来大致划分。如使用这些参数说明接触刚度、摩擦效应和运动学等。本标准中不能提供关于这些参数选择的一般应用标准。

如果 FE 模型中没有建模分界面接触，有必要考虑在准备结构特性计算结果时，可能已因此出现错误计算。无论如何，总是如此，在名义分界面计算拉伸应力时，实际上不能从物理角度出发。因此，通常仅应在连接的尺寸限制  $G$  或  $G'$  中建模分界面。

分界面中要定义的摩擦应根据分界面的表面质量进行选择。考虑库仑摩擦通常就足够了。典型摩擦系数如 VDI 2230 第 1 部分表 A6 所示。

## Setzen

Setzeffekte, die beim Vorspannen in der Trennfuge auftreten, können in der FE-Analyse im Allgemeinen (Ausnahme: siehe Hinweise zu Modellklasse IV) nicht durch entsprechende Modellierungsansätze berechnet werden. Sie werden durch Unebenheiten und mikroplastische Effekte in den Auflageflächen erzeugt und würden somit eine entsprechend feine Vernetzung sowie die Verwendung von geeigneten elastoplastischen Materialgesetzen oder spezielle Versuche zur Bestimmung der Nachgiebigkeit der Oberfläche erfordern. Daher sind Setzbeträge zur Ermittlung der minimal vorliegenden Schraubenvorspannung mithilfe der Vorgaben in VDI 2230 Blatt 1 zu berechnen. Die minimale Montagevorspannkraft  $F_{Mmin}$  aus VDI 2230 Blatt 1 ist für die Berechnung noch um den Vorspannkraftverlust  $F_Z$  infolge Setzens im Betrieb zu vermindern.

Möglich ist auch die direkte Vorgabe des Setzbetrags als Lastfall in die FE-Berechnung. Der Vorspannkraftverlust ist dann auch ein Ergebnis der FE-Analyse.

## Kopf- und Mutterauflage

Die Kontaktbedingungen in den Auflageflächen der Mutter und des Schraubenkopfs sind im Allgemeinen – und verglichen mit denjenigen in der Trennfuge – für die Auslegung der Verschraubung von untergeordneter Bedeutung. Ihre Modellierung mithilfe von Kontaktbedingungen ist daher in den meisten Fällen nicht notwendig. Ausnahmen von dieser Vorgehensweise ergeben sich z. B. dann, wenn Gleitbewegungen der Kontaktflächen berechnet werden, um z. B. die Neigung zum selbsttätigen Losdrehen bewerten zu können [21].

Eine detaillierte Modellierung der Auflagebereiche von Schraubenkopf und Mutter – durch eine feine Vernetzung und Kontaktbedingungen – ist auch für die Beurteilung der dort induzierten Druckspannungen unnötig. Der Festigkeitsnachweis erfolgt üblicherweise mithilfe der werkstoffabhängigen Grenzflächenpressung, die wiederum als globale, gleichmäßig verteilte Druckspannung definiert ist (siehe VDI 2230 Blatt 1). Lokale Spannungsspitzen werden bei dieser Nachweisführung nicht betrachtet.

## Gewinde

Die Art und Weise, wie die Gewindebereiche von Schraube und Mutter im FE-Modell idealisiert werden, beeinflusst die

- Nachgiebigkeit der Verschraubung und somit die Belastung der einzelnen Komponenten und
- die Möglichkeit, die lokale Beanspruchung im Gewindebereich zu erfassen (Modellklasse IV).

## 嵌入

在 FE 分析中, 预加载期间在分界面中发生的嵌入影响通常不会使用相应的建模方法计算(例外: 见下面 IV 级模型的注释)。这些影响由支承区域的不均匀性和微量塑性效应引起, 并因此需要相应精细划分网格, 以及使用合适的弹塑性本构方程或专门的试验确定表面弹性。因此, 应该借助 VDI 2230 第 1 部分给出的数值计算确定最小螺栓预加载荷的嵌入值。对于计算, 由于工作期间嵌入导致的预加载荷  $F_Z$  的损失, VDI 2230 第 1 部分的最小装配预加载荷  $F_{Mmin}$  也应减少。

也可以直接在 FE 计算中指定嵌入量作为加载情况。预加载荷损失则是 FE 分析的另一个结果。

## 螺栓头部和螺母支承面

螺母和螺栓头部支承面的接触条件, 与分界面相比, 在设计螺栓连接时通常具有重要意义。在大多数情况下, 因此不必在接触条件的帮助下对它们建模。例如, 计算接触面的滑移时, 如为了能够评估螺栓自身松开的趋势, 会出现对本程序的例外[21]。

螺栓头部和螺母支承面 – 通过精细网格和接触条件进行详细的建模 – 即使是用于评估在那里引起的压应力也是不必要的。通常使用材料相关边界表面压力, 其又被定义为总均匀分布压应力, 进行强度分析(见 VDI 2230 第 1 部分)。此验证中不考虑局部应力峰值。

## 螺纹

在 FE 模型中理想化的螺母和螺栓螺纹部分的方式影响

- 螺栓连接的弹性, 和因此对各个部件的加载, 以及
- 覆盖螺纹区域局部加载的可能性 (IV 级模型)。

Die Nachgiebigkeit des Gewindebereichs kann insbesondere dann relevant werden, wenn bei abnehmender Klemmlänge und bei EV der Anteil der Gewindenachgiebigkeit an der Gesamtnachgiebigkeit steigt. Die örtliche Beanspruchungsermittlung spielt dann eine Rolle, wenn der Festigkeitsnachweis der Schraube nicht mit Nennspannungen (wie in VDI 2230 Blatt 1), sondern mit lokalen Beanspruchungen durchgeführt werden soll [22; 23; 24].

Die mit der Modellklasse IV mögliche realistische Berechnung der Steifigkeit der Gewindebereiche mithilfe der FEM ist beschränkt durch

- die notwendigerweise sehr feine Vernetzung der Gewindegeometrie,
- die Geometrie- und Oberflächentoleranzen, die nicht vollständig in einem FE-Modell darstellbar sind und zu lokal unterschiedlichem Tragverhalten und/oder Setzeffekten führen können, und
- die angenommene Reibung im Gewinde, die die Relativverschiebungen und damit prinzipiell auch die Nachgiebigkeit beeinflusst. Dieser Einfluss ist allerdings als gering zu bewerten.

### **Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung**

Die kinematischen Bedingungen zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung sind zu berücksichtigen, wenn

- eine Passschraube eingesetzt wird,
- es auch ohne die Verwendung von Passschrauben aufgrund der Fertigungstoleranzen und der Verformungen zu einem Kontakt zwischen beiden Komponenten kommen kann und es
- zum Rutschen in der Verbindung kommen kann.

Das Kontaktmodell muss den Bereich der Passung wiedergeben. So kann beispielsweise der Durchmesser der Schraube für die Kontaktdefinition von dem Durchmesser abweichen, der für die Nachgiebigkeitsbetrachtungen verwendet wird.

### **Nicht lineares Materialverhalten**

Bei der Auslegung nach VDI 2230 Blatt 1 wird die Schraube im Betrieb rein elastisch beansprucht (bezogen auf die Schraubennennspannung). Dies wird über VDI 2230 Blatt 1, Gleichung (148) sichergestellt. Nicht lineares Materialverhalten wird daher nicht bzw. allenfalls über empirische Ansätze, z. B. Abschlüge bei den Setzeffekten, in der Berechnung berücksichtigt. Die Berücksichtigung von nicht linearem Materialverhalten empfiehlt sich daher für die Bewertung von Vorspannkraftverlusten, falls plastische Verformungen vorliegen.

当具有减小的夹持长度时，螺纹区域的弹性可以变得特别相关，并且在 SBJ 中，螺栓弹性对总弹性的贡献有所增加。当不使用公称应力，而是局部应力进行螺栓强度分析时（如 VDI 2230 第 1 部分中的情况），确定局部加载则会起到一定的作用[22; 23; 24]。

使用 FEM, 使用 IV 级模型对螺纹区域刚度的实际计算可能受限于

- 螺纹几何形状必然非常精细的划分网格，
- 几何和表面公差, 不能在 FE 模型中完全体现, 并可能导致承载特性和/或嵌入影响的局部差异, 以及
- 螺纹中假设的摩擦, 影响相对位移, 甚至因此原则上影响弹性。但这种影响应视为较小。

### **螺栓杆部与板孔之间的接触**

要考虑螺栓杆部与板孔之间的运动学条件的情况

- 当使用紧密配合螺栓时,
- 当由于制造公差和变形, 即使不使用紧密配合螺栓, 两个部件之间也可能发生接触时, 以及
- 当连接中可能发生滑动时。

接触模型必须再现配合区域。例如, 用于接触定义的螺栓直径可能与用于弹性计算的直径不同。

### **非线性材料特性**

在根据 VDI 2230 第 1 部分的设计工作中, 螺栓在工作中受到纯弹性加载 (相对于螺栓的公称应力)。这通过 VDI 2230 第 1 部分公式 (148) 确保。因此, 在计算中不考虑非线性材料特性, 如果这样, 则最好是通过经验方法, 例如在嵌入影响的情况下扣除。因此, 当评估预加载力损失存在塑性变形时, 建议考虑非线性材料特性。

### 7.2.2.3 Modellklasse I

#### Nachgiebigkeiten

Die Nachgiebigkeit der Struktur ist über die Modellierung der Bauteile im Modell enthalten und damit die Lastverteilung auf die Schrauben. Dabei wird die Nachgiebigkeit der Schraube näherungsweise dadurch berücksichtigt, dass die Bohrung nicht abgebildet wird.

Für die Ableitung von Schnittgrößen und Verformungen für die Ermittlung der Schraubenzusatzbeanspruchung sind die in VDI 2230 Blatt 1 definierten Grenzwerte  $G$  und  $G'$  einzuhalten. Der Tragfähigkeitsnachweis für die herausgelöste kritische SV ist mit den nach VDI 2230 Blatt 1 berechneten Nachgiebigkeiten der Schraube und Platten durchzuführen.

#### Schraubenvorspannung

Die Schraubenvorspannung wird bei Modellklasse I in der FE-Berechnung nicht simuliert.

#### Trennfugenkontakt

Der Trennfugenkontakt wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt. Die verspannten Bauteile werden in der Trennfuge als ideal fest verbunden angenommen. Falls die Grenzabmessung konstruktiv nicht eingehalten wurde, ist nur der Bereich der Trennfuge als verbunden zu modellieren, der innerhalb der Grenzwert  $G$  bzw.  $G'$  liegt. Ein Klaffen und Rutschen der Verbindung ist ausgeschlossen.

Für die Auswertung der Schnittkräfte am Ort der Trennfuge kann es bei Mehrschraubenverbindungen sinnvoll sein, die zu verbindenden Bauteile getrennt zu modellieren und die Teile über starre Kopplungen und einen Referenzknoten im Bereich der Grenzabmessung starr zu verbinden (Bild 55). Eine Auswertung der Schnittkräfte an den jeweiligen Schraubenpositionen ist dann über die Auswertung der Referenzknoten möglich.

#### Setzen

Das Setzen wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

#### Kopf- und Mutterauflage

Die Kopf- und Mutterauflage wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

#### Schraubengewinde

Das Schraubengewinde wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

#### Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung

Der Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

### 7.2.2.3 I 级模型

#### 弹性

结构的弹性通过部件建模以及螺栓上的载荷分布包含在模型中。在此，通过未表示的孔近似考虑螺栓弹性。

当为了确定附加螺栓加载导出内力和变形时，要遵守 VDI 2230 第 1 部分中定义的尺寸限制  $G$  和  $G'$ 。应使用根据 VDI 2230 第 1 部分计算的螺栓和板的弹性，进行分离出的临界 BJ 的承载能力分析。

#### 螺栓预加载荷

I 级模型在 FE 计算中不模拟螺栓预加载荷。

#### 分界面接触

建模中不考虑分界面接触。假设夹紧部件在分界面理想地刚性连接。如果在设计中不符合尺寸限制，则只有位于尺寸限制  $G$  或  $G'$  内的分界面区域才能建模为连接。排除连接的松开和滑动。

当评估分界面位置的内力时，最好是用 MBJ 分别建模要连接的部件，并通过刚性联结和尺寸限制区域的参考节点刚性连接零件（图 55）。然后通过评估参考节点评估相应螺栓位置的内力。

#### 嵌入

建模中不考虑嵌入。

#### 螺栓头部和螺母支承面

建模中不考虑螺栓头部和螺母支承面。

#### 螺栓螺纹

建模中不考虑螺栓螺纹。

#### 螺栓杆部与板孔之间的接触

建模中不考虑螺栓杆部与板孔之间的接触。

### Nicht lineares Materialverhalten

Da die Schraube als Solches sowie die Vorspannung in FE-Modellen der Modellklasse I nicht abgebildet werden, kann der unmittelbare Einfluss von Material-Nichtlinearitäten oder von Temperaturfeldern auf die Vorspannung der Schraube nicht berechnet werden.

Andererseits bietet die FE-Analyse die Möglichkeit,

- das allgemeine Temperaturniveau an der Stelle der SV und
- durch nicht lineare (plastische) Verformungen veränderte Steifigkeiten in den Bauteilen

zu erfassen und diese Information in der nachfolgenden Schraubenauslegung einfließen zu lassen.

### 非线性材料特性

由于螺栓本身以及预加载荷在 I 级模型的 FE 元模型中没有表示, 所以不可能计算材料非线性或温度场对螺栓预加载荷的直接影响。

另一方面, FE 分析提供的可能性包括

- 在 BJ 位置的通常温度水平, 和
- 由于非线性 (塑性) 变形, 部件中的刚度发生了改变

并且这些信息可以输入到接下来的螺栓设计工作中。

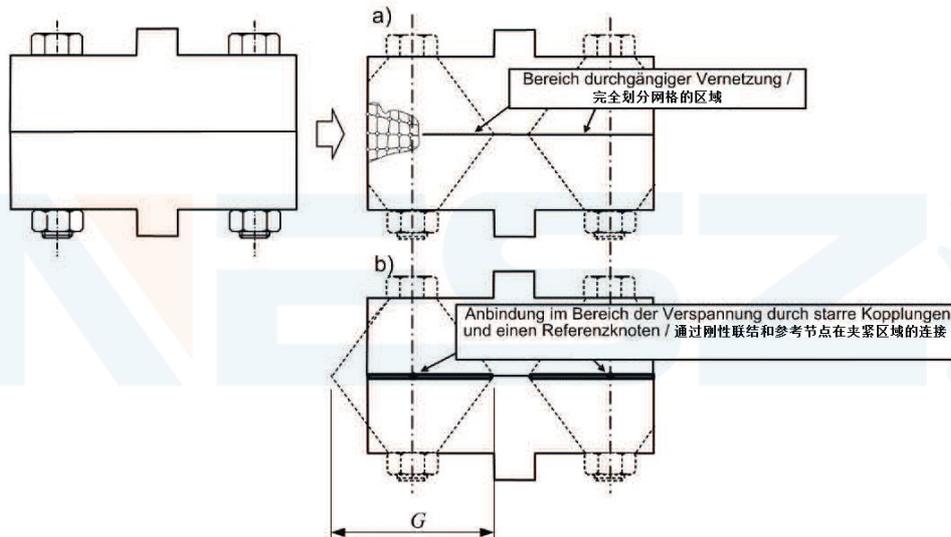


Bild 55. Beispiel zur Modellierung der Trennfuge in Modellklasse I bei Überschreitung der Grenzwert  $G$  als Kontinuum (a) und über starre Kopplungen (b)

图 55. 超过尺寸限制  $G$  时, 按连续 (a) 和通过刚性联结 (b), 在 I 级模型中建模分界面的示例

### 7.2.2.4 Modellklasse II

#### Nachgiebigkeiten

Die Schraube wird mit Balkenelementen oder Federelementen mit translatorischen und rotatorischen Freiheitsgraden abschnittsweise idealisiert. Um die Nachgiebigkeit realistisch abzubilden, müssen diesen Elementen entsprechende Material- und Geometrie- bzw. Steifigkeitsparameter zugeordnet werden. Diese lassen sich aus den Nachgiebigkeiten der Schraube gemäß VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.1.1 berechnen. Wird die Schraube als ein Balken mit konstantem Querschnitt idealisiert betrachtet, so ergeben sich die Ersatzquerschnittswerte  $A_{ers}$  und  $I_{ers}$  aus den Nachgiebigkeiten  $\delta_S$  und  $\beta_S$  der VDI 2230 Blatt 1 zu

### 7.2.2.4 II 级模型

#### 弹性

使用具有平移和旋转自由度的梁单元或弹性单元逐段理想化螺栓。为了达到实际表现弹性, 必须将相应材料参数和几何或刚度参数分配给这些单元。这些可以根据 VDI 2230 第 1 部分 5.1.1 节的螺栓弹性来计算。如果将螺栓视为具有恒定横截面梁的理想形式, 则从 VDI 2230 第 1 部分中的弹性  $\delta_S$  和  $\beta_S$  得到等效横截面值  $A_{ers}$  和  $I_{ers}$ , 因此:

$$A_{ers} = \frac{l_k}{E_S \cdot \delta_S}$$

$$I_{ers} = \frac{l_k}{E_S \cdot \beta_S} \tag{79}$$

Die Anbindung der Balken- oder Federelemente an die Bauteile im Bereich der Kopf- und Mutterauf-lage bzw. im Bereich des Sacklochs erfolgt, wie in Bild 56 zu ersehen, über eine starre Kopplung.

Das Bauteil wird als Volumenkörper modelliert. Damit lässt sich die Plattennachgiebigkeit genau erfassen. Die Anbindung des Balkens an das Bau-teilvolumen muss, wie in Bild 56 skizziert, flächig erfolgen, damit die lokale Nachgiebigkeit direkt an der Anbindung die Gesamtnachgiebigkeit nicht verfälscht.

梁或弹性单元通过刚性联结连接到螺栓头部和螺母支承面或盲孔区域中的部件（见图 56）。

部件建模为实心体。以这种方式，可以准确表示板的弹性。如图 56 所示，梁必须具有对部件体的区域连接，以便在连接处的直接局部弹性不会对总弹性失真。

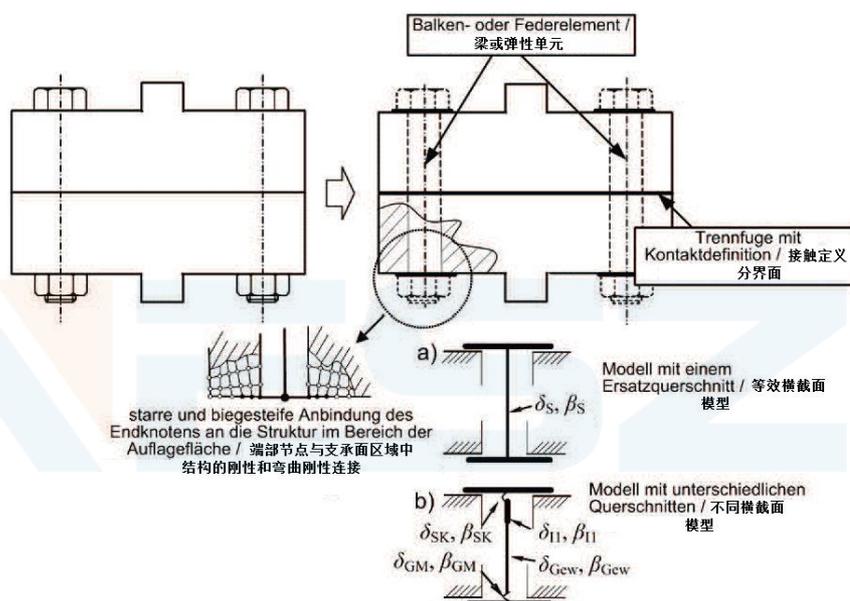


Bild 56. Anbindung des Balken- oder Federelements an die Gesamtstruktur/Modellierung der Schraube mit einem (a) und mehreren Querschnitten (b) bei Modellklasse II

图 56. 在 II 级模型的情况下, 对一个(a)和几个(b)横截面螺栓总体结构/建模的梁或弹性单元连接

### Schraubenvorspannung

Die Schraubenvorspannung kann nach den in Abschnitt 7.2.2.2 beschriebenen Methoden in der FE-Analyse berücksichtigt werden. Die Verteilung der Druckspannungen in der Trennfugenebene wird im Allgemeinen nur bei größeren Klemmlängen und bei DSV hinreichend realistisch abgebildet.

### 螺栓预加载荷

在 FE 分析中可以通过应用 7.2.2.2 节中说明的方法考虑螺栓预载荷。仅有更大的夹持长度和 TBJ, 通常以足够的现实性再现在分界面中的压应力分布。

### Trennfugenkontakt

Wird der Trennfugenkontakt vernachlässigt und das Bauteil als ein durchgängiges Volumen modelliert, so kann aus den Schnittgrößen der als Balken modellierten Schraube direkt die Schraubenbeanspruchung ermittelt werden. Bei Berücksichtigung der Vorspannkraft ergibt sich die Gesamtbeanspruchung in der Schraube, bei der Modellierung ohne Vorspannkraft die Schraubenzusatzbeanspruchung. Die Anwendungsgrenzen für diese Modellierung in

### 分界面接触

如果忽略分界面接触，并且建模的部件为连续体，可以直接从建模为梁的螺栓内力确定螺栓加载。如果考虑预加载荷，会给出螺栓上的总加载；没有预加载荷的建模会给出附加螺栓加载。关于连接松开这种特殊建模的应用限制与 I 级模

Bezug auf das Klaffen der Verbindung entsprechen den Einschränkungen der Modellklasse I.

Weil die Vorspannung in der Berechnung berücksichtigt wird, kann auch der Trennfugenkontakt modelliert werden. Mit einem solchen Modell ist das gesamte Tragverhalten der SV vom verspannten System bis zum Klaffen abbildbar. Ergebnis ist die Gesamtbeanspruchung der Schraube.

### Setzen

Das Setzen wird bei der Modellierung nicht explizit beachtet, sondern über die minimale Vorspannkraft berücksichtigt.

Als Sonderfall kann der Setzbetrag aus der VDI 2230 Blatt 1, Tabelle 5 entnommen werden und als Zwangsverschiebung der Schraube in der FE-Berechnung aufgebracht werden.

### Kopf- und Mutterauflage

Die Kopf- und Mutterauflage wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt. Lediglich die Größe der Auflagefläche wird abgebildet.

### Schraubengewinde

Das Schraubengewinde wird – ausgenommen seiner Nachgiebigkeit – bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

### Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung

Der Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung wird im Allgemeinen bei der Modellierung nicht berücksichtigt. Im Fall von Passschrauben oder beim Rutschen der Verbindung ist der Kontakt zwischen Bohrung und Schraube angemessen zu beachten.

### Nicht lineares Materialverhalten

Das elastisch-plastische Kraft-Verformungs-Verhalten der Schraube kann durch ein entsprechendes Werkstoffgesetz auch bei Balkenelementen berücksichtigt werden. Damit lassen sich auch mit dieser Modellklasse Vorspannkraftverluste infolge plastischer Verlängerung bewerten.

#### 7.2.2.5 Modellklasse III

### Nachgiebigkeiten

Durch die Abbildung der Schraube als Volumenkörper mit realitätsnaher Geometrie ist die Nachgiebigkeit der Schraube – ausgenommen des eingeschraubten Gewindebereichs – im Modell enthalten. In der Regel ist es in Bezug auf die Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes ausreichend, den Gewindebereich der Schraube mit der Mutter (bei DSV) bzw. dem Bauteil (bei ESV) direkt zu koppeln (vgl. Bild 57). Die Nachgiebig-

keitsrestriktionen sind in den Modellklassen III und IV gleich. Die Restriktionen sind in den Modellklassen III und IV gleich.

由于在计算中考虑了预加载，因此甚至可以对分界面接触建模。通过这种模型，BJ 的整个承载特性可以由夹紧系统再现其松开。结果为螺栓上的总载荷。

### 嵌入

建模中并不明确考虑嵌入，而是通过最小预加载荷考虑。

作为特殊情况，可以从 VDI 2230 第 1 部分表 5 获得嵌入量，并在 FE 计算中作为螺栓的强制位移应用。

### 螺栓头部和螺母支承面

建模中不考虑螺栓头部和螺母支承面。只表示支承面的大小。

### 螺栓螺纹

除了其弹性，建模中不考虑螺栓螺纹。

### 螺栓杆部与板孔之间的接触

建模中通常不考虑螺栓杆部与板孔之间的接触。在紧密配合螺栓或连接中发生滑动的情况下，应当适当考虑孔与螺栓之间的接触。

### 非线性材料特性

螺栓的弹塑性力-变形特性可以通过适当的本构定律考虑，即使在梁单元的情况下也是如此。这意味着即使在此类模型中，也可以评估由于塑性伸长引起的预加载损失。

#### 7.2.2.5 III 级模型

### 弹性

由于螺栓表示为具有实际几何形状的实体，所以模型将包含螺栓的弹性 – 除了拧入螺纹的区域。关于拧入螺纹的弹性，通常足以将螺栓的螺纹区域直接联结到螺母（在 TBJ 的情况下）或部件（在 TTJ 的情况下）上，见图 57。未拧入加

keit des nicht eingeschraubten belasteten Gewindes kann vereinfachend über den Kerndurchmesser berücksichtigt werden.

### Schraubenvorspannung

Die Schraubenvorspannung wird in der FE-Analyse berücksichtigt.

### Trennfugenkontakt

Der Kontakt in der Trennfuge wird modelliert. Das Modell ermöglicht die Analyse des gesamten Tragverhaltens der SV vom verspannten System bis zum Klaffen. Ergebnis ist die Gesamtbeanspruchung der Schraube.

### Setzen

Das Setzen wird bei der Modellierung nicht explizit beachtet, sondern über die minimale Vorspannkraft berücksichtigt.

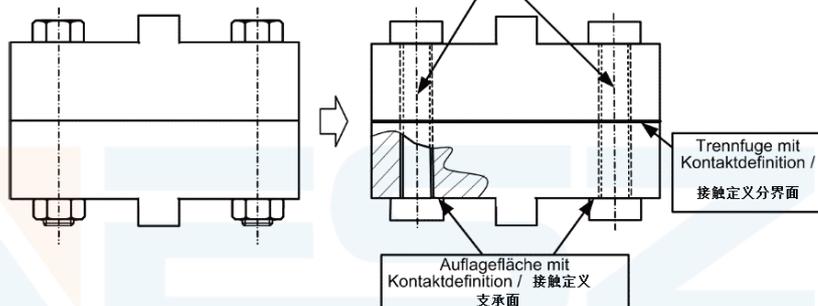


Bild 57. Kontaktflächen des Volumenmodells der Modellklasse III

Als Sonderfall kann der Setzbetrag aus VDI 2230 Blatt 1, Tabelle 5 entnommen und als Zwangsverschiebung der Schraube in der FE-Berechnung aufgebracht werden.

### Kopf- und Mutterauflage

Wird der Kontakt im Bereich der Kopf- und Mutterauflage modelliert, so können Querverschiebungen in diesem Bereich bewertet werden. Rückschlüsse auf eine mögliche Losdrehneigung der Verbindung sind damit möglich. Eine Abschätzung der Grenzflächenpressung oder von Setzbeträgen empfiehlt sich jedoch nicht, da hierfür hohe Anforderungen an die Modellierung dieser Bereiche bestehen und gegebenenfalls spezielle Versuche notwendig sind.

### Schraubengewinde

Das Schraubengewinde wird – ausgenommen seiner Nachgiebigkeit – bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

### Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung

Der Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung wird im Allgemeinen bei der Modellie-

rung der Schraube nicht berücksichtigt. Die Elastizität der Gewinde kann durch die Verwendung eines kleineren Nenn-Durchmessers vereinfacht werden.

### 螺栓预加载荷

在 FE 分析中考虑螺栓预载荷。

### 分界面接触

建模分界面中的接触。模型可以分析 BJ 从夹紧系统到其松开的整个承载特性。结果为螺栓上的总载荷。

### 嵌入

建模中并不明确考虑嵌入，而是通过最小预加载荷考虑。

图 57. III 级模型中实体模型的接触面

作为特殊情况，可以从 VDI 2230 第 1 部分表 5 获得嵌入量，并在 FE 计算中作为螺栓的强制位移应用。

### 螺栓头部和螺母支承面

如果可以建模螺栓头部和螺母支承面中的接触，也可以评估该区域的横向位移。这意味着有可能得出关于连接自行松开可能趋势的结论。然而，不宜尝试评估边界表面压力或嵌入值，因为这对建模这些区域提出了很高的要求，并可能需要进行专门试验。

### 螺栓螺纹

除了其弹性，建模中不考虑螺栓螺纹。

### 螺栓杆部与板孔之间的接触

建模中通常不考虑螺栓杆部与板孔之间的接触。在紧密配合螺栓或连接中发生滑动的情况下，

rung nicht berücksichtigt. Im Fall von Passschrauben oder beim Rutschen der Verbindung ist der Kontakt zwischen Bohrung und Schraube angemessen zu beachten.

### **Nicht lineares Materialverhalten**

Das elastisch-plastische Kraft- und Verformungsverhalten der Schraube kann durch ein entsprechendes Werkstoffgesetz berücksichtigt werden. Damit lassen sich auch mit dieser Modellklasse Vorspannkraftverluste infolge plastischer Verlängerung bewerten.

#### **7.2.2.6 Modellklasse IV**

##### **Nachgiebigkeiten**

Die Nachgiebigkeiten sind komplett im FE-Modell enthalten. Mit wachsender Modellfeinheit und gleichzeitiger Anpassung an die reale Geometrie nimmt der Genauigkeitsgrad der Berechnung zu. Hierbei sind zwei Aspekte zu unterscheiden:

- Um mithilfe der FE-Analyse die Schraubenkraft und das Klaffungsverhalten zu bestimmen, reicht es aus, die Steifigkeiten möglichst genau zu modellieren. Die Größe der Elemente orientiert sich an den charakteristischen Abmaßen der Trennfuge und dem Schraubendurchmesser.
- Sollen aus der FE-Analyse lokale Spannungen für den Festigkeitsnachweis bestimmt werden, ergeben sich in der Regel deutlich höhere Anforderungen an die Feinheit der Vernetzung. In diesem Fall muss die Geometrie der Kerbradien in der Schraubekopfaufgabe und von Übergängen im Schraubenschaft und im Schraubengewinde realitätsnah modelliert werden.

##### **Schraubenvorspannung**

Die Schraubenvorspannung wird bei dieser Modellklasse berücksichtigt. Prinzipiell ist auch die Berechnung des Anziehvorgangs möglich [22].

##### **Trennfugenkontakt**

Der Trennfugenkontakt wird bei diesen Modellen berücksichtigt.

##### **Setzen**

Das Setzen kann prinzipiell mit dieser Modellklasse simuliert werden. Dies kann z. B. durch die Definition von Kontaktelementen mit Geometrie- und Materialeigenschaften erfolgen, die an die Setzvorgänge angepasst sind. Es ist zu beachten, dass in der Regel spezielle Versuche notwendig sind, um die mechanischen Eigenschaften der Oberflächen in dem FE-Modell geeignet zu kalibrieren.

应适当考虑孔与螺栓之间的接触。

### **非线性材料特性**

螺栓的弹塑性力和变形特性可以通过适当本构定律考虑。这意味着即使在这类模型中，也可以评估由于塑性伸长引起的预加载损失。

#### **7.2.2.6 IV 级模型**

##### **弹性**

FE 模型中完全包含了弹性。随着模型细度的增加，以及同时实现更好地适应真实几何形状，因此计算变得越来越准确。在此要区别两个方面：

- 为了在 FE 分析的帮助下确定连接的螺栓力和松开特性，要尽可能准确地建模刚度。单元的大小在此取决于分界面的特征尺寸和螺栓直径。
- 如果要从对强度分析的 FE 分析确定局部应力，那么对于划分网格的细度通常会有更大的要求。在这种情况下，螺栓头部支承面中沟槽半径的几何形状以及螺栓杆部和螺栓螺纹中过渡的几何形状都必须实际建模。

##### **螺栓预加载荷**

在此类模型中考虑螺栓预加载荷。原则上也可以计算拧紧过程[22]。

##### **分界面接触**

在这些模型中考虑分界面接触。

##### **嵌入**

原则上，这类模型可以模拟嵌入。例如，可以通过定义几何形状的接触单元，和已对嵌入过程调整的材料特性这样做。应该注意的是，专门试验通常必须正确校准 FE 模型中表面的力学性能。

### Kopf- und Mutterauflage

Der Kontakt im Bereich der Kopf- und Mutterauflage wird modelliert. Querverschiebungen in diesem Bereich lassen sich bewerten. Rückschlüsse auf eine mögliche Losdrehneigung der Verbindung sind damit möglich. Eine Abschätzung der Grenzflächenpressung oder von Setzbeträgen empfiehlt sich jedoch nicht, da hierfür hohe Anforderungen an die Modellierung dieser Bereiche bestehen und gegebenenfalls spezielle Versuche notwendig sind.

### Schraubengewinde

Das Schraubengewinde wird bei dieser Modellklasse berücksichtigt. Im Gewinde sind entsprechende Kontaktbedingungen zu definieren.

### Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung

Der Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung wird im Allgemeinen bei der Modellierung nicht berücksichtigt. Im Fall von Passschrauben oder beim Rutschen der Verbindung ist der Kontakt zwischen Bohrung und Schraube angemessen zu modellieren.

### Nicht lineares Materialverhalten

Die Berücksichtigung von nicht linearem Materialverhalten und damit die Berechnung des Bauteilverhaltens der Schraube aus den Materialeigenschaften ist mit diesem Modell möglich. Dies bleibt allerdings in Bezug auf die Auslegung von SV eine Sonderanwendung.

### 7.3 Ableitung der Berechnungsgrößen aus der FE-Rechnung

Bei der Berechnung von SV können zwei grundsätzliche Lastfälle unterschieden werden:

- Montagezustand – das Aufbringen der Montagebeanspruchung
- Betriebszustand – die Simulation der Betriebsbelastung (z. B. Innendruck, Einzelkräfte, thermische Belastung usw.)

Diese Lastfälle sind daher auch bei der FE-Analyse zu beachten. In der Berechnung sind diese Lastfälle in der ungünstigsten Kombination zu überlagern.

Die Ergebnisse der FE-Analyse, die direkt für den Nachweis der SV verwendet werden können, sind Reaktionskräfte und Spannungen in der Schraube und in der Platte (zu verbindende Bauteile) sowie das Verformungsverhalten der Kontaktflächen in der Trennfuge. Die Erläuterungen im Folgenden beziehen sich im Wesentlichen auf die Auswertung von FE-Ergebnissen zur Bestimmung der Eingangsgrößen für die Anwendung des Nachweises nach VDI 2230 Blatt 1. Für alternative Auswertun-

### 螺栓头部和螺母支承面

建模螺栓头部和螺母支承面。可以评估该区域的横向位移。这意味着有可能得出关于连接自行松开可能趋势的结论。然而，不宜评估边界表面压力或嵌入值，因为这对建模这些区域提出了很高的要求，并可能需要进行专门试验。

### 螺栓螺纹

在该类模型中考虑螺栓螺纹。应确定螺纹中的相应接触条件。

### 螺栓杆部与板孔之间的接触

建模中通常不考虑螺栓杆部与板孔之间的接触。在紧密配合螺栓或连接发生滑动的情况下，应适当建模孔与螺栓之间的接触。

### 非线性材料特性

使用该模型，可以考虑非线性材料特性，从而从材料特性计算螺栓的部件特性。然而，关于 BJ 设计，仍然是一个特殊应用。

### 7.3 从 FE 计算导出计算量值

在 BJ 计算中，可以区别两种基本加载情况：

- 装配状态，装配加载的应用
- 工作状态，工作加载的模拟（如内压，点力，热加载等）

因此，在 FE 分析中也必须考虑这些加载情况。计算中，这些加载情况要在不利的组合中叠加。

可以直接用于 BJ 验证的 FE 分析结果，给出了螺栓和板（要紧固在一起的部件）中的反作用力和应力，以及分界面中接触表面的变形特性。下面的说明主要涉及 FE 结果的评估，以确定用于按 VDI 2230 第 1 部分规定验证的输入量。对于替

gen und Nachweisführungen werden lediglich Hinweise gegeben. Die Nachweisführung ist in Abschnitt 7.4 beschrieben.

### 7.3.1 Nachgiebigkeiten

#### 7.3.1.1 Modellklasse I

##### Plattennachgiebigkeit

Für die Berechnung der Plattennachgiebigkeiten ist zu beachten, dass sich die in VDI 2230 Blatt 1 unterschiedenen Nachgiebigkeiten aus der Herleitung der analytischen Beziehungen ergeben. Eine direkte Ermittlung der einzelnen Größen ist schwierig, da hierzu spezielle Berechnungen notwendig sind, die die vereinfachten Modellannahmen in VDI 2230 Blatt 1 nachstellen. Dies betrifft insbesondere die Bestimmung von  $\delta_p^{**}$ . Die Trennung zwischen  $n$  und  $\delta_p^{**}$  folgt alleine aus dem Aufbau des Formelapparats in der VDI 2230 Blatt 1. In dem FE-Modell, das die Verschraubung als Kontinuum abbildet, ist eine Trennung zwischen dem Krafteinleitungsfaktor  $n$  und der Nachgiebigkeit  $\delta_p^{**}$  nur schwer möglich. Für die Berechnung aus der Schraubenzusatzkraft ist immer das Produkt  $n$  und  $\delta_p^{**}$  von Interesse. Daher wird im Folgenden auch nur die Ermittlung von  $\{n \delta_p^{**}\}$  beschrieben.

Für MV lassen sich die Nachgiebigkeiten nur bestimmen, wenn sich aus der MV eine ESV herauslösen lässt. Formal lässt sich die beschriebene Methodik zwar auch für MV anwenden, das Ergebnis ist dann allerdings ein Gleichungssystem, das die Interpretation in den Schrauben zugeordnete Einzelsteifigkeiten nicht mehr zulässt.

Für ESV lassen sich die Nachgiebigkeiten aus der Auswertung von Einheitsbelastungsfällen mithilfe der FEM berechnen. Die hierfür notwendigen Einheitsbelastungen '1' und '2' sind in Bild 58 dargestellt. Die Einheitsbelastungen sind im Bereich der Auflageflächen flächig aufzubringen. Für die Bewertung der Nachgiebigkeiten sind die mittleren Verformungen zu verwenden.

Für das zentrisch verspannte System ( $s_{\text{sym}} = 0$ ) ergibt sich:

$$\delta_p = \frac{f_{P,1'}}{1'} \quad (80)$$

Für das exzentrisch verspannte System ( $s_{\text{sym}} \neq 0$ ) ergibt sich:

$$\delta_p^* = \frac{f_{P,1'}}{1'} \quad (81)$$

Das Produkt  $\{n \delta_p^{**}\}$  ergibt sich zu

$$\{n \delta_p^{**}\} = \frac{f_{P,2'}}{2'} \quad (82)$$

代评估和验证, 只提供提示。在 7.4 节中说明验证。

### 7.3.1 弹性

#### 7.3.1.1 I级模型

##### 板弹性

关于计算板弹性, 应该指出, VDI 2230 第 1 部分中的不同弹性源于分析关系的推导。其很难直接确定个别量值, 因为这需要进行调整 VDI 2230 第 1 部分中简化模型假设的专门计算。这尤其适用于确定  $\delta_p^{**}$ 。 $n$  和  $\delta_p^{**}$  之间的区分完全取决于 VDI 2230 第 1 部分中公式系统的结构。在代表作为连续体的螺栓连接 FE 模型中, 加载系数  $n$  和弹性  $\delta_p^{**}$  只能困难地区分。在附加螺栓力的计算中有用的总是  $n$  和  $\delta_p^{**}$  的乘积。因此, 下面只会说明  $\{n \delta_p^{**}\}$  的确定。

对于 MBJ, 除非 TTJ 可以从 MBJ 中拆分出来, 否则不能确定弹性。虽然说明的方法也可以正式适用于 MBJ, 但结果产生了不再允许解释分配给螺栓各个刚度的公式系统。

对于 TTJ, 可以通过 FEM 对单元加载情况的评估计算弹性。'1'和'2'所需单元载荷如图 58 所示。应在支承区域平面上加载单元载荷。应使用平均变形评估弹性。

对于同心夹紧系统 ( $s_{\text{sym}} = 0$ ) 得到:

对于偏心夹紧系统 ( $s_{\text{sym}} \neq 0$ ) 得到:

因此乘积  $\{n \delta_p^{**}\}$  为:



berechnen und durch geeignete Modellierung zu berücksichtigen, z. B. durch die Anzahl der gekoppelten Knoten zwischen Schraube und Mutter oder Einschraubgewinde.

#### 7.3.1.4 Modellklasse IV

##### Plattennachgiebigkeit

Für die Plattennachgiebigkeit gelten die für die Modellklasse II formulierten Zusammenhänge.

##### Schraubennachgiebigkeit

Zur Berechnung der Schraubennachgiebigkeit wird empfohlen, die Schraube inklusive der Mutter oder des eingeschraubten Gewindes aus dem Gesamtmodell herauszulösen und in einem separaten Modell die Verformungen unter definierten Belastungen zu ermitteln. Dies ist in Bild 59 gezeigt.

Die Gesamtnachgiebigkeit ergibt sich über die Beziehungen:

$$\delta_s = \frac{f_{S'3'}}{3'} \quad (83)$$

$$\beta_s = \frac{y_{S'4'}}{4'} \quad (84)$$

Hieraus folgt die gemittelte Nachgiebigkeit für die Schraube, die mit den Nachgiebigkeiten aus der VDI 2230 Blatt 1 zu vergleichen sind. Unterschiede in der Nachgiebigkeitsverteilung über der Schraubenlänge verschwinden dabei.

Die Ermittlung der einzelnen Teilnachgiebigkeiten aus der FEM ist ebenfalls in Bild 59 am Beispiel der Kopfverdrehung gezeigt (für die anderen Verformungsanteile gilt dies analog). Hierfür ist bei der Berechnung der einzelnen Teilnachgiebigkeiten nur der Verformungsbetrag in Rechnung zu stellen, der auf den jeweiligen Abschnitt entfällt. Bei der Ermittlung der Verformung an Kerbstellen ist darauf zu achten, dass die Verformungen einen starken Gradienten aufweisen können.

Daher ist die mittlere Verformung (gemittelt über die Flächen) zu betrachten. Für die Teilnachgiebigkeiten gilt:

$$\delta_i = \frac{\Delta f_{S'3',i}}{3'} \quad (85)$$

$$\beta_s = \frac{\Delta y_{S'4',i}}{4'} \quad (86)$$

当建模，例如通过螺栓和螺母或拧入螺纹之间的联节点数量包含。

#### 7.3.1.4 IV 级模型

##### 板弹性

板弹性适用 II 级模型的关系。

##### 螺栓弹性

在计算螺栓弹性时，建议将螺栓，包括螺母或拧入螺纹，从总模型中拆分出来，并用拆分的模型确定在规定载荷下的变形。如图 59 所示。

通过这些关系获得总弹性：

由此产生的螺栓平均弹性应与从 VDI 2230 第 1 部分得到的弹性进行比较。在螺栓长度上的弹性分布差异在此消失。

通过 FEM 确定单个部件弹性还如图 59 中的螺栓头部转角变形示例所示（同样适用于其他变形部件）。在计算单个部件弹性时，只考虑在涉及部分中的扭曲量。应当注意，当确定凹槽位置的变形时，变形可能具有很大的梯度。

因此，要考虑平均变形（通过面积平均）。部件弹性为：

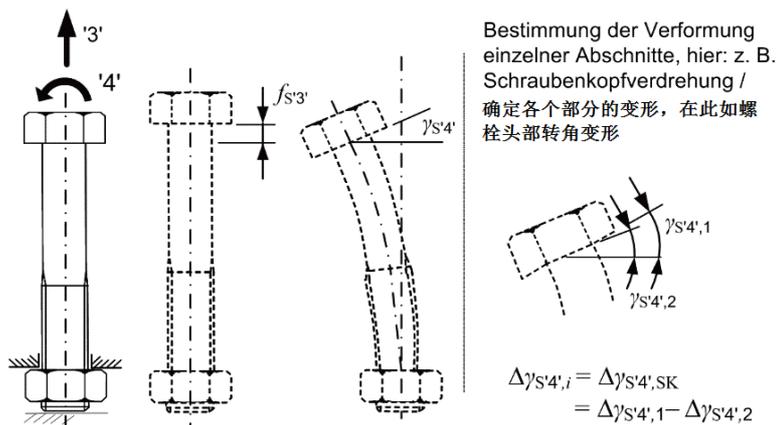


Bild 59. Einheitsbelastungen zur Bestimmung der Schraubennachgiebigkeit

图 59. 确定螺栓弹性的单元载荷

Im Allgemeinen treten die Verdrehungen nicht um eine Achse auf, sondern frei im Raum. Daher sind aus den Verdrehungen die Hauptverdrehungen bezogen auf ein Koordinatensystem mit der Schraubenlängsachse als Koordinatenachse zu ermitteln.

一般来说, 扭转载荷不会围绕轴线而是在空间中自由发生。因此, 主扭转载荷应由相对于以螺栓纵轴为坐标轴的坐标系的这些扭转载荷确定。

### 7.3.2 Schraubennennbeanspruchung Montagezustand

Die Montagebeanspruchung setzt sich – außer bei den rein längenden Verfahren – aus der Vorspannkraft und dem aus dem Anziehdrehmoment resultierenden Torsionsmoment zusammen. In den Modellklassen II und III kann allerdings nur die Montagevorspannkraft mit abgebildet werden. Daher ist diese Beanspruchung wie in VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.5.1 beschrieben zu ermitteln.

### 7.3.2 装配状态的公称螺栓加载

除纯伸长法外, 装配加载由预加载荷和拧紧扭矩产生的扭转力矩组成。然而, 在 II 级模型到 III 级模型中, 只包括了装配预加载荷。因此, 应按 VDI 2230 第 1 部分 5.5.1 节中的说明确定此加载。

Die Beeinflussung der Vorspannkraft durch die Reihenfolge des Anziehens infolge der Überlagerung der unterschiedlichen Druckkegel kann in der Berechnung durch das schrittweise, rein axiale, also torsionsmomentenfreie Vorspannen näherungsweise abgebildet werden. Das Modell ist gemäß den Modellklassen II–IV aufzubauen. Im Allgemeinen sind diese Effekte jedoch zu vernachlässigen.

对预加载力的影响, 产生自拧紧顺序, 并且其为可以通过逐步计算近似表示的不同压缩锥叠加的结果, 是纯轴向预加载, 换句话说, 就是没有扭转力矩。应按照 II-IV 级模型建立模型。然而, 一般来说, 应忽略这些影响。

Für eine detaillierte FE-Analyse der Montagebeanspruchung aus Torsionsmoment und Axialkraft wird auf [22] verwiesen.

产生于扭转力矩和轴向载荷的装配加载的详细 FE 分析, 见[22]。

### 7.3.3 Schraubenzusatzbeanspruchung durch äußere Betriebslasten

Im Folgenden wird modellklassenabhängig die Ermittlung der Schraubenzusatzbeanspruchung aus der äußeren Betriebslast beschrieben. Da der Torsionsanteil aus der Montage in den Modellen nicht berücksichtigt wird, ist die Schraubenbeanspruchung für den Nachweis um den Torsionsanteil aus dem Anziehdrehmoment gemäß VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.5.2 zu ergänzen.

### 7.3.3 来自外部工作载荷的附加螺栓载荷

下面将逐个模型介绍来自外部工作载荷的附加螺栓载荷的确定。由于在模型中不考虑来自装配的扭转分量, 应按照 VDI 2230 第 1 部分 5.5.2 节, 通过来自拧紧力矩的扭转分量补充验证螺栓加载。

Die angegebenen Formeln beziehen sich aus Gründen der Übersicht rein auf den ebenen Fall. Es ist zu beachten, dass bei einer dreidimensionalen FE-Analyse die Hauptrichtung der Beanspruchung nicht mehr mit der Orientierung des Koordinatensystems übereinstimmen muss und sich auch die Hauptrichtung in Abhängigkeit vom Lastfall (Vorspannung, Betriebskraft usw.) ändern kann. Die Nachweise sind daher immer mit der maximalen resultierenden Beanspruchung zu führen.

### 7.3.3.1 Modellklasse I

Durch die Modellierung gemäß der Modellklasse I kann die Schraubenbeanspruchung nicht direkt, sondern nur über Hilfsgrößen bestimmt werden. Die Auswertung kann auf zwei verschiedene Arten erfolgen:

- Berechnung der Schnittgrößen aus der Normal- und Schubspannungsverteilung in der Trennfuge und eine anschließende Bewertung der Verbindung nach VDI 2230 Blatt 1
- Bestimmung der Verschiebungen und Verdrehungen am Ort der Schrauben und Mutterauflage und eine anschließende Berechnung der Schraubenbeanspruchung über die Verformung und die Nachgiebigkeit

Die unter a genannte Möglichkeit ist bei MV im Wesentlichen an die Bedingung geknüpft, dass die gekoppelten Knoten der Trennfuge eindeutig einer Schraubenposition zugeordnet werden. Ist dies möglich, so lässt sich, wie in Bild 60 skizziert, die Trennfugenbeanspruchung ermitteln und daraus die Größen  $F_A$ ,  $a$  und  $F_Q$  bestimmen (siehe hierzu auch VDI 2230 Blatt 1, Beispiel B4).

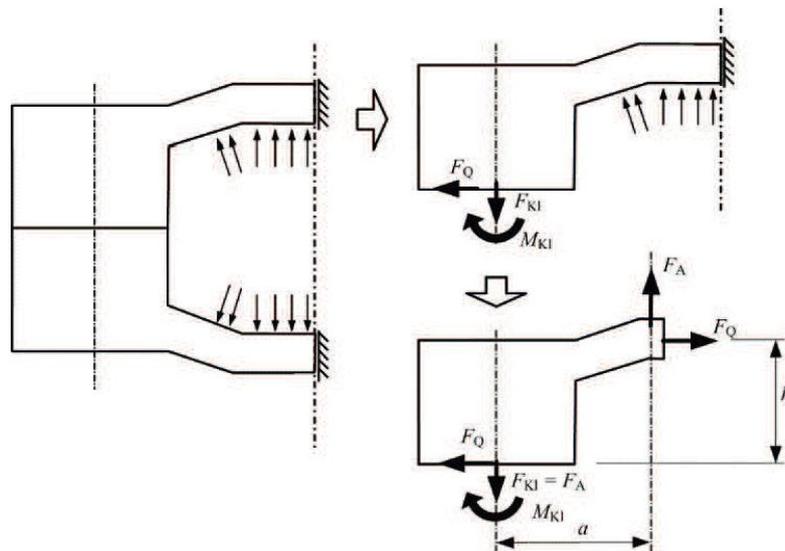


Bild 60. Auswertung der Trennfugenbeanspruchung und Rückrechnung der Größen  $a$  und  $F_A$  mithilfe der Modellklasse I

为了清楚起见，指定的公式纯粹涉及平面情况。应该注意的是，使用三维 FE 分析，主加载方向不再需要对应坐标系的方向，甚至主方向也可以根据加载情况（预加载荷、工作力等）变化。因此，应始终根据最大加载验证。

### 7.3.3.1 I 级模型

根据 I 级模型建模意味着不能直接确定螺栓加载，而只能通过辅助变量来确定。可以用两种不同的方法进行评估：

- 用分界面中的正应力和剪切应力分布计算内力，然后按照 VDI 2230 第 1 部分评估连接
- 确定在螺栓和螺母支承区域位置的替代和扭转力，然后通过变形和弹性计算螺栓加载

可能性 a 在 MBJ 的情况下，基本上与分界面连接节点被唯一分配到一个螺栓位置的条件相关。如果这是可能的，可以如图 60 图解所示和用量值  $F_A$ 、 $a$  和  $F_Q$  确定分界面加载（此方面另见 VDI 2230 第 1 部分，举例 B4）。

图 60. 分界面加载的评估和借助 I 级模型的值  $a$  和  $F_A$  的逆向计算

Der Abstand  $a$  ergibt sich aus der Auswertung der Schnittgrößen in der Trennfuge zu:

$$a = \frac{M_K}{F_K} \tag{87}$$

mit

$$F_A = F_{KI} \tag{88}$$

Die unter b genannte Möglichkeit ist wesentlich allgemeiner zu verwenden. Eine explizite Zuweisung einer Kraft  $F_A$  und eines Hebelarms  $a$  zu der jeweiligen Schraube muss nicht erfolgen. Die SV wird gemäß der Vorgehensweise der Modellklasse I modelliert und berechnet. Aus dem Modell lassen sich die Verformungen an den gedachten Auflageflächen von Schraubenkopf und Mutter ablesen (siehe Bild 61).

Wird vorausgesetzt, dass sich die Auflagepunkte in ihrer Projektion nicht relativ zueinander verschieben (ein S-Schlag der Schraube tritt nicht auf), ergibt sich die Schraubenzusatzbelastung zu:

$$F_{SA} = \frac{(f_o + f_u)}{\delta_S} \tag{89}$$

$$M_{SA} = \frac{(\gamma_o + \gamma_u)}{\beta_S}$$

Die grundlegende Modellvorstellung für diesen Ansatz ist, dass die Schraube wesentlich nachgiebiger ist als die Platte und damit die Verformung durch das Bauteil aufgezwungen bekommt. Die Schraubennachgiebigkeit ist dabei näherungsweise durch die Vernachlässigung der Bohrung in der Berechnung der Gesamtverformung berücksichtigt.

按下式用分界面内的内力评估获得距离  $a$ :

在非常多的一般方法中要使用可能性 b。没有必要将一个力  $F_A$  和一个杠杆臂  $a$  明确分配给单个螺栓。根据 I 级模型使用的重新建模和计算 BJ。在螺栓头部和螺母名义支承区域的变形可以从模型读出(见图 61)。

投影时, 如果假设接触点彼此不相对移动(不会发生螺栓定位冲击), 附加螺栓载荷由下式得出:

这种方法的基本模型概念是螺栓比板有更多的弹性, 并因此由部件对其强加变形。通过在总变形计算中忽略孔, 在此大致考虑螺栓弹性。

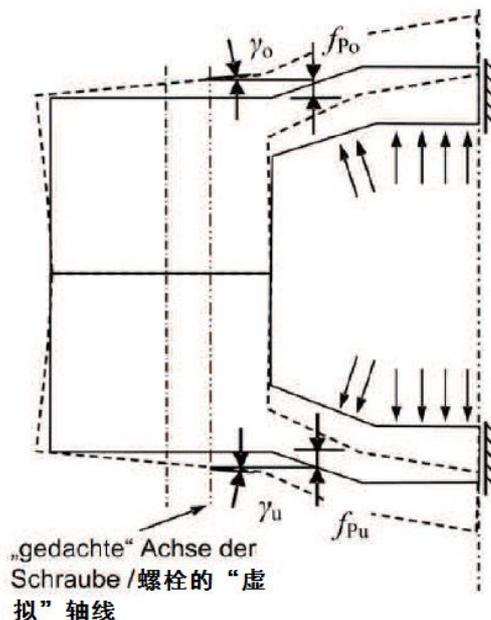


Bild 61. Ermittlung der Verformungsgrößen zur Abschätzung der Schraubenverformung mithilfe der Modellklasse I

图 61. 借助 I 级模型估计螺栓变形确定变形量

### 7.3.3.2 Modellklasse II

Die Schraubenbelastung resultiert direkt aus den Schnittkräften  $F_S$  und  $M_S$  der als Balken idealisierten Schraube. Wird die Vorspannung mit berechnet, ergibt sich die Schraubenzusatzbelastung aus der Differenz des Lastfalls Vorspannung ( $F_V$ ,  $M_V$ ) mit dem Betriebslastfall ( $F_S$ ,  $M_S$ ). Es gilt:

$$\begin{aligned} F_{SA} &= F_S - F_V \\ M_{SA} &= M_S - M_V \end{aligned} \quad (90)$$

Die Umrechnung in Nennspannungen für die Nachweisführung muss für den bemessungsrelevanten Querschnitt (z. B. Spannungsquerschnitt oder der Tailenquerschnitt) erfolgen. Bei variablen Schnittgrößen entlang der Schraubenachse ist konservativ die Maximalbeanspruchung anzusetzen, auch wenn dieses nicht am Ort des ersten tragenden Gewindegangs vorliegt.

### 7.3.3.3 Modellklasse III

Direkte Ergebnisse der Modellierung mit der Modellklasse III sind die Spannungen und Dehnungen an der Schraube. Bei der Ermittlung der Schraubennennbeanspruchung ist darauf zu achten, dass die Spannungen, die in der FEM berechnet werden, in der Regel nicht mit den für das jeweilige Bemessungskonzept notwendigen Nennspannungsdefinitionen übereinstimmen. Daher ist für die Ermittlung der Nennbeanspruchung die folgende Vorgehensweise zu wählen (siehe Bild 62):

- 1) Auswertung des Spannungsverlaufs entlang der Schraubenlängsachse in einem Abschnitt ohne Querschnittssprünge (keine Kerbstellen) der Schraube auf der Biegezug- und -druckseite
- 2) Extrapolation des Spannungsverlaufs in die Ebene des ersten tragenden Gewindegangs und in die Ebene unterhalb des Schraubenkopfs
- 3) Berechnung der vorhandenen Schnittkräfte und -momente aus der extrapolierten maximalen Spannung und den im Modell abgebildeten Bezugsquerschnitten ( $A_{Bz}$ ,  $W_{Bz}$ )

$$\begin{aligned} F_S &= \frac{\sigma_{re} + \sigma_{li}}{2} A_{Bz} \\ M_S &= \frac{\sigma_{re} + \sigma_{li}}{2} W_{Bz} \end{aligned} \quad (91)$$

Die Schraubenzusatzbelastung ergibt sich aus der Differenz der Schnittgrößen aus dem Lastfall Vorspannung mit dem Betriebslastfall. Es gilt Gleichung (90).

Aus den so gewonnenen Schnittgrößen lassen sich die Nennbeanspruchungen gemäß der jeweiligen Nennspannungsdefinition des Nachweiskonzepts

### 7.3.3.2 II 级模型

螺栓加载直接来自理想为梁的螺栓的内力  $F_S$  和  $M_S$ 。如果计算中包含预加载荷, 由预加载荷加载情况 ( $F_V$ ,  $M_V$ ) 与工作加载情况 ( $F_S$ ,  $M_S$ ) 之间的差异产生附加螺栓加载。因此适用:

与设计有关的横截面(如应力横截面或缩腰横截面)变形必须转换为公称应力进行验证。在沿螺栓轴线可变内力的情况下, 应按保守方法使用最大载荷, 即使其在第一圈承载螺纹的位置不存在时。

### 7.3.3.3 III 级模型

螺栓上的应力和应变是 III 级模型建模的直接结果。请注意, 在确定公称螺栓加载时, 通过 FEM 计算的应力通常不符合讨论的设计概念所需的公称应力定义。因此, 应使用以下程序确定公称载荷(见图 62):

- 1) 评估在拉伸弯曲和压缩侧没有横截面突变(无沟槽或缺口)的截面中沿螺栓纵向轴线的应力曲线
- 2) 在第一圈承载螺纹平面和螺栓头下的平面上外推应力曲线
- 3) 用外推的最大应力和模型中表现的参考横截面 ( $A_{Bz}$ ,  $W_{Bz}$ ) 计算此时的内力和力矩:

通过来自预加载荷加载情况和工作加载情况的内力之间的差异产生附加螺栓载荷。因此适用公式 (90)。

用这样获得的内力, 可以根据验证概念中公称应力的相应定义确定公称应力。对于这样所需的横截面

bestimmen. Die hierfür notwendigen Querschnittswerte unterscheiden sind im Allgemeinen von denen aus Gleichung (90).

值通常与公式 (90) 不同。

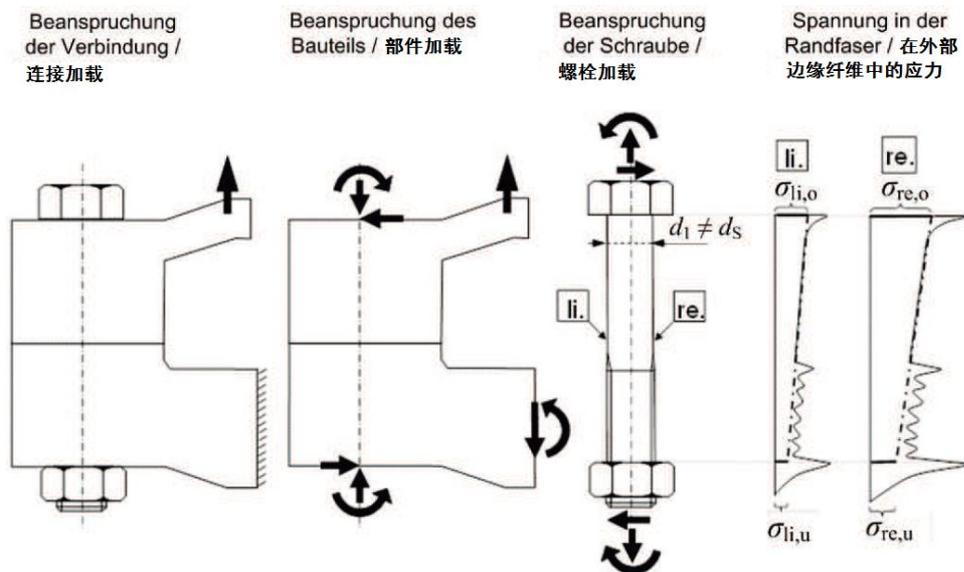


Bild 62. Auswertung der Spannungsverteilung zur Rückrechnung der Nennbeanspruchung, Modellklassen III und IV

图 62. 用于 III 级和 IV 级模型逆向计算公称应力的应力分布评估

Auch hier kann es, wie in Bild 62 angedeutet, zu einem Gradienten der Beanspruchung über der Schraubenlänge kommen. Für einen Nachweis sollte hier auf der sicheren Seite liegend die Maximalbeanspruchung angesetzt werden, auch wenn diese nicht am Ort des ersten tragenden Gewingegangs vorliegt.

在此可能出现在螺栓长度上太大的加载梯度, 如图 62 图解所示。为了安全起见, 在此验证应使用最大载荷, 即使其在第一圈承载螺纹的位置不存在时。

### 7.3.3.4 Modellklasse IV

### 7.3.3.4 IV 级模型

Nach der Modellklasse IV lassen sich die örtlichen Beanspruchungen in jeder Kerbstelle ermitteln und über ein entsprechendes örtliches Nachweiskonzept bewerten [20; 22; 23; 24].

根据 IV 级模型, 可以通过相应的局部验证概念确定和评估每个沟槽位置的局部荷载[20; 22; 23; 24]。

Eine Auswertung der Nennbeanspruchung erfolgt wie für die Modellklasse III beschrieben.

按 III 级模的说明评估公称应力。

### 7.3.4 Flächenpressung

### 7.3.4 表面压力

Mit den Modellklassen III und IV kann die Flächenpressung in der Schraubenkopf- und Mutternauflage detailliert analysiert werden. Auf eine ausreichend feine Diskretisierung ist zu achten. Die Geometrie der Kanten sollte abgerundet modelliert werden. Untersuchungen hierzu sind in [25] enthalten.

III 级和 IV 级模型允许详细分析螺栓头部和螺母支承区域中的表面压力。应注意离散化是否足够好。建模边缘的几何形状应圆滑。在[25]中包含了这些研究。

Der Nachweis der Grenzflächenpressung erfolgt allerdings mit der Nennpressung in den Auflageflächen. Spannungsspitzen werden nicht bewertet. Eine feine Modellierung der Grenzflächen ist damit im Allgemeinen nicht notwendig. Die Auswertung erfolgt wie in VDI 2230 Blatt 1 beschrieben:

然而, 验证边界表面压力是根据支承区域的公称压力。不评估应力峰值。这意味着通常不需要边界表面的精细建模。按 VDI 2230 第 1 部分所述进行评估:

$$p_{B_{max}} = \frac{1}{A_{p_{min}}} \int_{A_{p_{min}}} p_{max}(x, y) dA = \frac{F_{S_{max}}}{A_{p_{min}}} \quad (92)$$

### 7.3.5 Abheben, Klaffen, Rutschen

#### 7.3.5.1 Modellklasse I

Mit der Modellklasse I lässt sich das Tragverhalten nur bis zum Beginn des Abhebens beschreiben. Die Änderung des Tragverhaltens durch Rutschen oder Klaffen kann nicht betrachtet werden. Der Beginn des Klaffens kann durch eine Überlagerung der Spannungen am Ort der Trennfuge und der Spannungsverteilung aus der Montagevorspannkraft erfolgen. Klaffen tritt dann auf, wenn sich die Spannungen aus der Montage und dem Betrieb gerade aufheben. Für die Abschätzung der Spannungsverteilung aus der Montage kann der in VDI 2230 Blatt 1 definierte Druckkegel herangezogen werden. Im Übrigen ist das Klaffen nach VDI 2230 Blatt 1 zu bewerten, wobei  $\delta_p$  mithilfe des FE-Modells ermittelt werden kann.

#### 7.3.5.2 Modellklasse II

Im Gegensatz zu VDI 2230 Blatt 1 kann bei der Berechnung mithilfe der FEM partielles Klaffen zugelassen werden, wenn die daraus resultierende Zusatzbeanspruchung auf die Schraube bei den Festigkeitsnachweisen berücksichtigt wird und aus dem Klaffen, insbesondere bei einer zyklisch wirkenden Beanspruchung, keine Beeinträchtigung in der Nutzung folgt. Der nicht lineare Zusammenhang zwischen der Betriebskraft und der Schraubenzusatzbelastung ist dabei zu beachten.

Aus den Berechnungen lassen sich Grenzkraft für ein beginnendes Klaffen (Abhebegrenze der Verbindung) und für ein Rutschen infolge Querbelastung ableiten. Indikatoren hierfür ergeben sich neben der direkten Auswertung von Knotenverschiebungen in der Trennfuge aus Größen, die programmabhängig in der FE-Analyse berechnet werden. Oft wird beispielsweise von den FE-Programmen die momentan in Kontakt befindliche Fläche berechnet, aus deren Änderung Rückschlüsse auf den Beginn des Abhebens oder Rutschens gezogen werden können.

#### 7.3.5.3 Modellklasse III und IV

Bei den Modellklassen III und IV kann die Auswertung analog zu Modellklasse II erfolgen.

Zusätzlich ergibt sich bei diesen Modellklassen die Möglichkeit, durch eine Bewertung der Relativverschiebungen in der Schraubenkopf- und Mutterauflage Rückschlüsse auf die Neigung zum selbsttätigen Lösen zu ziehen [21].

### 7.3.5 起吊、松开、滑动

#### 7.3.5.1 I级模型

使用 I 级模型,直到起吊开始时才能说明承载特性。可以不考虑由于滑动或松开导致的承载特性变化。由于在分界面位置的应力和来自装配预加载荷的应力分布的叠加,导致可以开始松开。当来自装配和工作的应力正好抵消时,就会发生松开。VDI 2230 第 1 部分定义的压缩锥可用于评估装配时的应力分布。否则应按照 VDI 2230 第 1 部分评估连接松开,其中,借助 FE 模型确定  $\delta_p$ 。

#### 7.3.5.2 II级模型

与 VDI 2230 第 1 部分相反,当在强度分析中考虑在螺栓上产生的附加载荷,特别是在循环作用载荷的情况下,不会产生功能损害时,在借助 FEM 计算中可以允许部分松开。在此应考虑工作力与附加螺栓载荷之间的非线性关系。

从计算可以得出开始松开(连接的松开界限)和来自横向加载导致滑动的临界力。除直接评估分界面中节点位移外,此指标还来自取决于 FE 分析程序的计算量。例如,FE 程序经常计算瞬时接触面积,并且用其变化可以推断起吊或滑动的开始。

#### 7.3.5.3 III级和IV级模型

使用 III 级和 IV 级模型,可以类似于 II 级模型进行评估。

此外,使用这些级别的模型,通过评估螺栓头部和螺母支承区域中的相对位移,有可能得出关于自行松开倾向的结论[21]。

#### 7.4 Tragfähigkeitsnachweis von Ein- und Mehrschraubenverbindungen in Anlehnung an die Richtlinie VDI 2230 Blatt 1

Mithilfe der FE-Analyse des Mehrschraubenmodells werden die SV identifiziert, für die der Tragfähigkeitsnachweis erfolgen soll. Dies werden im Allgemeinen die höchstbelasteten Schrauben in der MV sein. Es können aber auch Schrauben sein, an die besondere Anforderungen hinsichtlich einer bestimmten Funktion gestellt werden (z. B. Abdichtung).

Der Nachweis der kritischen SV erfolgt gemäß den Rechenschritten R0 bis R13 aus VDI 2230 Blatt 1. Die Vorgehensweise im Zusammenhang mit den Berechnungsergebnissen (Abschnitt 7.3) wird im Folgenden beschrieben.

##### R0 Nenndurchmesser, Grenzabmessungen

Eine Vordimensionierung des Nenndurchmessers ergibt sich aus der VDI 2230 Blatt 1. Die Ermittlung der erforderlichen Eingangsgrößen  $F_A$ ,  $F_Q$  können mithilfe der Modellklasse I erfolgen (Abschnitt 7.3.3).

##### R1 Anziehungsfaktor

Der Anziehungsfaktor  $\alpha_A$  beruht auf Messungen und Erfahrungen und ist eine unverzichtbare Größe bei der Auslegung der SV. Werte für den Anziehungsfaktor sind der VDI 2230 Blatt 1 zu entnehmen.

##### R2 Mindestklemmkraft

Die Ermittlung der Mindestklemmkraft  $F_{KQ}$  erfolgt nach VDI 2230 Blatt 1. Die erforderlichen Eingangsgrößen sind die Reaktionskräfte in der Verbindung (vgl. R0).

Ferner ist für die Gewährleistung des Reibschlusses die Reibungszahl  $\mu_{Tmin}$  in der Trennfuge vorzugeben (vgl. Abschnitt 7.2). Reibungszahlen basieren auf Messungen und/oder Erfahrungen, Anhaltswerte können VDI 2230 Blatt 1 entnommen werden.

Die notwendige Restklemmkraft  $F_{KP}$  um Dichtigkeit zu gewährleisten, kann prinzipiell mit einer FE-Berechnung ermittelt werden. Dies ist dann sinnvoll, wenn sehr komplexe Druckzustände (z. B. in Form von Gradienten) und sehr große Trennfugenflächen (mit  $D_A > G$  bzw.  $G'$ ) vorliegen. In diesem Fall muss das FE-Modell mindestens der Modellklasse II entsprechen. Die Vorspannkraft ist im ersten Rechenschritt aufzubringen, um die Druckverteilung über der Trennfuge zu ermitteln.

Zur Berechnung des Aufklaffens müssen nach VDI 2230 Blatt 1 die Abstände  $a$  und  $s_{sym}$  sowie

#### 7.4 由标准 VDI 2230 第 1 部分改编的单螺栓连接和多螺栓连接承载能力分析

借助多螺栓连接模型的 FE 分析, 确认 BJ 应进行承载能力分析。其通常是 MBJ 中最高加载的螺栓。然而也可能是某些适用于有关具体功能(如密封)特殊要求的螺栓。

根据 VDI 2230 第 1 部分计算步骤 R0 至 R13 验证临界 BJ。与计算结果相关的程序(7.3 节)如下所述。

##### R0 公称直径, 尺寸限制

按 VDI 2230 第 1 部分所述预定公称直径尺寸。可以借助 I 级模型(7.3.3 节)确定所需输入量  $F_A$  和  $F_Q$ 。

##### R1 拧紧系数

拧紧系数  $\alpha_A$  根据测量值和实践经验, 并在 BJ 设计中为必不可少的量值。VDI 2230 第 1 部分中给出了拧紧系数值。

##### R2 最小夹紧载荷

按 VDI 2230 第 1 部分所述确定最小夹紧载荷  $F_{KQ}$ 。所需输入量是连接中的反作用力(见 R0)。

此外, 确保摩擦夹紧需要分界面中摩擦系数  $\mu_{Tmin}$  的规范(参考 7.2 节)。摩擦系数根据测量和/或实际经验, VDI 2230 第 1 部分中给出了参考值。

原则上, 通过 FE 计算可以确定确保拧紧所需的残余夹紧载荷  $F_{KP}$ 。当有非常复杂的压力状态(例如, 以梯度形式)和非常大的分界面区域(其中  $D_A > G$  或  $G'$ )时, 这是可取的。在这种情况下, FE 模型至少必须符合 II 级模型。为了确定在分界面上的压力分布, 预加载荷应输入到第一个计算步骤中。

按照 VDI 2230 第 1 部分, 计算连接松开, 必须

das Flächenträgheitsmoment der Trennfugenfläche  $I_{BT}$  bekannt sein. Wird die Abhebekraft  $F_{Kab}$  mit FEM berechnet (Abschnitt 7.3.5), sind diese Parameter implizit im Rechenergebnis beinhaltet.  $F_{Kab}$  kann direkt ermittelt werden, wenn die Vorspannung simuliert und ein Abheben der Trennfugenflächen über Kontaktbedingungen zugelassen wird. Das FE-Modell muss mindestens der Modellklasse II entsprechen. Die Möglichkeit des Abhebens ist für den Fall der minimalen Montagevorspannung (siehe R1) und der maximalen Vorspannkraftminderung (siehe R4) zu berechnen. Der Berechnung liegt damit die minimal im Betrieb auftretende Vorspannkraft  $F_{Vmin}$  zugrunde. Ferner sind die minimalen Reibungszahlen zu verwenden und ein möglicher Innendruck unter Umständen als gesonderter Lastfall zu berücksichtigen.

Bei einfacheren Modellen (z. B. Modellklasse I), in denen die Kontaktflächen vollständig verbunden sind, kann die notwendige Vorspannkraft aus der Spannungsverteilung in der Trennfuge abgeleitet werden (Abschnitt 7.3.3).

### R3 Aufteilung der Betriebskraft/ Kraftverhältnis

Die Aufteilung der Betriebskraft auf die Schrauben wird durch das FE-Modell ermittelt. Das Ergebnis der FE-Berechnung ab Modellklasse II ist direkt die Schraubenbelastung.

Bei Modellklasse I muss, ab Modellklasse II kann die Schraubenbelastung über die Ermittlung des Kraftverhältnisses wie in VDI 2230 Blatt 1 beschrieben erfolgen. Die Nachgiebigkeiten, die Axialkraft  $F_A$  und der Hebelarm  $a$  können nach Abschnitt 7.3.3 ermittelt werden.

### R4 Vorspannkraftänderung

Die Ermittlung der Vorspannkraftänderung infolge von Setzbeträgen kann nach der VDI 2230 Blatt 1 erfolgen, wobei die Nachgiebigkeit der verspannten Teile der FE-Berechnung entnommen werden sollte. Vorspannkraftänderungen, hervorgerufen durch unterschiedliche Wärmeausdehnungen oder Plastifizierungen in der Schraube aufgrund einer Überbeanspruchung, können durch entsprechende Werkstoffgesetze in der FE-Berechnung berücksichtigt werden.

Bei komplexeren Temperaturfeldern und Materialeigenschaften (z. B. Temperaturgradienten, transienten Vorgängen,  $\alpha$  ausgeprägt von  $T$  abhängig) ist durch die Anwendung der FEM eine deutlich genauere Berechnung von  $\Delta F_{Vth}$  als mit VDI 2230 Blatt 1 zu erwarten.

已知距离  $a$  和  $s_{sym}$ , 和分界面区域的面转动惯量  $I_{BT}$ 。如果用 FEM 计算起吊力  $F_{Kab}$  (7.3.5 节), 这些参数将隐含在计算结果中。在模拟预加载荷时, 可以直接确定  $F_{Kab}$ , 并通过接触条件允许分界面区域的起吊。FE 模型至少必须符合 II 级模型。对于最小装配预加载荷 (见 R1) 和预加载力降低最大 (见 R4) 的情况, 应计算起吊的可能性。因此, 根据工作中发生的最小预加载荷  $F_{Vmin}$  计算。此外, 应使用最小摩擦系数, 并在某些特殊加载情况下考虑可能的内部压力。

使用更简单的模型 (例如, I 级模型), 其中接触表面完全连接在一起, 可以从分界面中的应力分布推导出必要的预加载荷 (7.3.3 节)。

### R3 工作力/载荷系数的分配

通过 FE 模型确定螺栓上工作力的分配。从 II 级模型开始的 FE 计算结果直接给出了螺栓加载。

使用 I 级模型必须, 和从 II 级模型开始可以通过按 VDI 2230 第 1 部分所述载荷系数的确定, 得到螺栓加载。按照 7.3.3 节中的详细说明可以确定弹性、轴向载荷  $F_A$  和杠杆臂  $a$ 。

### R4 预加载荷变化

可以根据 VDI 2230 第 1 部分确定嵌入导致的预加载荷变化。并且在此应用 FE 计算得到夹紧部件的弹性。由热膨胀差异, 或产生于过载的螺栓塑性变形导致的预加载荷变化, 可以通过适当的本构方程在 FE 计算中考虑。

具有更复杂的温度场和材料特性 (例如温度梯度、瞬时事件、明显取决于  $T$  的  $\alpha$ ),  $\Delta F_{Vth}$  的计算, 预计使用 FEM 比用 VDI 2230 第 1 部分更精确。

**R5/R6 Mindest-/Maximalmontagevorspannkraft**

Bei der Modellklasse I wird die Mindest- und Maximalmontagevorspannkraft mithilfe der VDI 2230 Blatt 1 ermittelt.

Bei den Modellklassen II bis IV kann die Mindestvorspannkraft iterativ bestimmt werden. Die Mindest- und Maximalmontagevorspannkraft ergibt sich gemäß VDI 2230 Blatt 1, R5 und R6.

**R7 Montagebeanspruchung**

Die Beanspruchung im Montagefall ist stark von der Reibung im Gewinde und unter Kopf sowie von dem Montageverfahren abhängig. Hierfür existiert eine Reihe von Berechnungsverfahren, die in der Praxis Anwendung finden. Eine Berechnung der Montagebeanspruchung mit der FEM ist zwar möglich, empfiehlt sich jedoch aufgrund des extrem hohen numerischen Aufwands nicht (Abschnitt 7.3.2). Daher sollte die Berechnung der Montagebeanspruchung nach VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.5.1 erfolgen.

**R8 Betriebsbeanspruchung**

Die Ermittlung der Betriebsbeanspruchung erfolgt nach VDI 2230 Blatt 1. Die in diesem Rechenschritt benötigten Größen sind mit Modellklasse I nicht ermittelbar, das heißt, die Rechenergebnisse (Reaktionskräfte) sind mithilfe der Gleichungen (R8/1) bis (R8/6-2) in VDI 2230 Blatt 1 vollständig aufzubereiten. Die Ergebnisse bezüglich der Gesamtkraft in der Schraube oder der Schraubenzusatzkraft ergeben sich entsprechend der jeweiligen Auswertung der Modellklasse (siehe Abschnitt 7.3.3).

Die Beanspruchungsgrößen sind ab der Modellklasse II ein direktes Ergebnis der FE-Analyse. Da bei der Simulation der Vorspannung die Verdrehung der Schraube im Allgemeinen nicht erfasst wird, ist auch hier die dadurch erzeugte Torsionsspannung wie in VDI 2230 Blatt 1 zu berücksichtigen.

Wenn  $\Delta F_{Vth}$  ein direktes Ergebnis der FE-Berechnung ist und nicht nach VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.4.2.3 ermittelt wird, sind die thermischen Zusatzkräfte mitunter in  $F_{SA}$  enthalten. Dies ist bei der Übertragung der Ergebnisse zu beachten.

**R9 Schwingbeanspruchung**

Der Nachweis der Schwingfestigkeit erfolgt nach VDI 2230 Blatt 1, Gleichung (R9/2). Die Schraubennennbeanspruchung ergibt sich aus den mit der jeweiligen Modellklasse (siehe Abschnitt 7.3.3) bestimmten Schraubenzusatzkraft und der zusätzlichen Momentenbeanspruchung auf die Schraube zu:

**R5/R6 最小/最大装配预加载荷**

在 I 级模型中, 借助 VDI 2230 第 1 部分确定最小和最大装配预加载荷。

在 II 到 IV 级模型中, 可以迭代确定最小预加载荷。根据 VDI 2230 第 1 部分 R5 和 R6 得到最小和最大装配预加载荷。

**R7 装配加载**

在装配情况下的加载明显取决于螺纹和螺栓头部下面的摩擦, 以及装配程序。这方面, 存在一系列在实践中使用的计算方法。虽然可以通过 FEM 计算装配加载, 但还是建议避免这种需要极端计算工作量的情况 (7.3.2 节)。因此应按照 VDI 2230 第 1 部分 5.5.1 节计算装配加载。

**R8 工作载荷**

按照 VDI 2230 第 1 部分所述确定工作载荷。使用 I 级模型可以确定此计算步骤中所需的量值, 即必须借助 VDI 2230 第 1 部分的公式 (R8 / 1) 至 (R8 / 6-2) 充分准备计算结果 (反作用力)。对应于模型类中使用的特定评估, 获得关于螺栓中的总力或附加螺栓力的结果 (见第 7.3.3 节)。对应模型级别中使用的特定评估, 获得关于螺栓中总力或附加螺栓力的结果 (见 7.3.3 节)。

从 II 级模型开始, 载荷分量是 FE 分析的直接结果。由于在预加载的模拟中通常不包括螺栓的扭曲, 在此也应按 VDI 2230 第 1 部分考虑因此产生的扭转应力。

如果  $\Delta F_{Vth}$  是 FE 计算的直接结果, 且没有按照 VDI 2230 第 1 部分 5.4.2.3 节确定, 热附加力也应纳入  $F_{SA}$ 。在传递结果时应牢记这一点。

**R9 循环应力**

按 VDI 2230 第 1 部分公式 (R9 / 2) 所述, 验证疲劳强度。用通过使用的特定级别模型确定的附加螺栓力 (见 7.3.3 节) 和螺栓上的附加力矩产生公称螺栓载荷, 因此:

$$\sigma_{SABo} = \frac{F_{SAo}}{A_s} + \frac{M_{SAo}}{W_s} \quad (93)$$

$$\sigma_{SABo} = \frac{F_{SAo}}{A_s} + \frac{M_{SAo}}{W_s}$$

### R10 Flächenpressung

Eine detaillierte Berechnung der lokalen Flächenpressung mit FEM ist nicht notwendig (siehe Abschnitt 7.3.4). Nur für den Sonderfall, wenn z. B. keine Kennwerte für die zulässige Flächenpressung  $p_G$  vorliegen und ausgeprägte Biegeeffekte zu erwarten sind, kann eine direkte Berechnung über FEM sinnvoll sein.

### R11 Mindesteinschraubtiefe

Im allgemeinen Fall (Modellklassen I bis III) wird der eingeschraubte Gewindebereich nicht realistisch abgebildet. Daher ist die zulässige Abstreifkraft mithilfe der Beziehungen in VDI 2230 Blatt 1 Abschnitt 5.5.5 zu ermitteln.

Die Darstellung von  $m_{\text{eff min}}$  in VDI 2230 Blatt 1 beruht auf Versuchen und daraus abgeleiteten analytisch berechneten Kennwerten. Sie ist daher nur schwer durch FEM zugänglich und erfordert eine aufwendige Modellierung (Modellklasse IV) und die Berücksichtigung von elastisch-plastischem Materialverhalten.

### R12 Gleiten, Abscheren

Um das Gleiten in der Trennfuge in der FE-Analyse direkt zu erfassen, müssen die Vorspannung simuliert und minimale Reibungszahlen in der Trennfuge angenommen werden (Modellklasse II und höher, mit Modellierung des Trennfugenkontakts, Abschnitt 7.3.5). Die Sicherheit gegen Gleiten lässt sich dann in verschiedener Weise darstellen:

- Variation der Vorspannung, um das Einsetzen der Relativverschiebung zwischen den Trennfugenflächen bei Betriebsbelastung zu ermitteln
- Vorgabe der Vorspannung, indem die Betriebslast so lange erhöht wird, bis die Kontaktflächen in der Trennfuge sich gegeneinander verschieben
- Verwendung einer um einen Sicherheitsfaktor vergrößerten Betriebslast zum Nachweis einer Mindestsicherheit gegen Gleiten

Alternativ kann auch hier der Nachweis nach VDI 2230 Blatt 1 erfolgen, wobei die notwendigen Berechnungsgrößen mithilfe der FEM bestimmt werden können.

### R10 表面压力

没有必要用 FEM 详细计算局部表面压力（见 7.3.4 节）。使用 FEM 的直接计算仅在特殊情况时有意义，例如，没有许用表面压力  $p_G$  的特性值，并且要预计明显弯曲效应。

### R11 最小螺纹配合长度

一般情况下（I 至 III 级模型），不实际建模螺纹配合部分。因此应借助 VDI 2230 第 1 部分 5.5.5 节中给出的方程确定许用螺纹脱扣力。

VDI 2230 第 1 部分列出的  $m_{\text{eff min}}$  从那些根据试验和分析计算的特性值导出。因此只能通过困难和需要复杂建模（IV 级模型）的 FEM，并考虑弹塑性材料特性得到。

### R12 滑动、剪切

直接包含分界面滑动的 FE 分析中需要模拟预加载荷和在分界面中假设最小的摩擦系数（7.3.5 节，分界面接触建模的 II 级和更高级模型）。因此可以用不同的方式表示抗滑安全余量：

- 为了确定工作加载时分界面区域之间开始相对位移的预加载荷变化
- 通过增加工作载荷直到分界面接触表面彼此相对移动的预加载荷规范
- 为了获得最小抗滑安全系数的验证，使用通过安全系数增加的工作载荷

另外，在此也可能根据 VDI 2230 第 1 部分验证。借助 FEM 可以确定必要的计算分量。

Bei Schraubenfeldern ist der Nachweis einer globalen Sicherheit gegen Gleiten analog Gleichung (11) unter Beachtung der Koordinaten zu führen.

$$S_{G,gl} = \frac{\sum_{i=1}^{n_s} F_{Vi} \cdot \mu_{TH}}{\sqrt{F_{QBx}^2 + F_{QBz}^2}} \quad (94)$$

Mit

$$F_{QBx} = \sum_{i=1}^{n_s} F_{qix} \quad (95)$$

und

$$F_{QBz} = \sum_{i=1}^{n_s} F_{qiz} \quad (96)$$

Bei gleichzeitig wirkenden Axialkräften ist in Gleichung (94)  $F_V$  durch die Restklemmkraft  $F_{KR}$  zu ersetzen, siehe auch Gleichung (74).

Das Abscheren wird wie in VDI 2230 Blatt 1 beschrieben bewertet, wobei die Querkräfte aus der FE-Berechnung entnommen werden können. Die Querbelastung der Schraube ergibt sich dabei aus den nominalen Schubspannungen im Scherquerschnitt.

### R13 Anziehdrehmoment

Das Anziehdrehmoment ist – soweit anwendbar – unter Berücksichtigung der in der FE-Analyse gemachten Annahmen sowie des Montageverfahrens festzulegen. Das gewählte Drehmoment muss mit der in der FE-Analyse verwendeten Vorspannkraft und der in R7 ermittelten zulässigen Montagevorspannkraft kompatibel sein.

在螺栓排列的情况下，可以类似于公式（11），同时适当观察坐标进行全面抗滑安全余量验证。

其中

和

当轴向载荷同时作用时，公式（94）中的  $F_V$  应由残余夹紧载荷  $F_{KR}$  代替，另见公式（74）。

按 VDI 2230 第 1 部分所述评估剪切，并可以从 FE 计算中获得在此的横向力。在此从剪切横截面中的公称剪切应力获得螺栓上的横向载荷。

### R13 拧紧扭矩

适用时，要考虑 FE 分析中进行的假设，以及装配程序定义拧紧扭矩。选择的扭矩必须适合于在 FE 分析中使用的预加载荷和 R7 中确定的许用装配预加载荷。

## Anhang Korrigierte analytische Berechnungen unter Beachtung des elastischen Verhaltens der Struktur

### Einleitung

Mit den Berechnungsverfahren der Starrkörpermechanik (Abschnitt 6.3) werden infolge der zugrunde liegenden Annahmen die anteiligen und, besonders von Bedeutung, die maximalen Belastungen der Verschraubungsstellen häufig nur sehr ungenau ermittelt. Der Einfluss der Strukturverformung auf die Lastverteilung bleibt unbeachtet. Sie kann im Vergleich zum starrkörpermechanischen Ansatz aber zu erheblichen Abweichungen führen.

Nachfolgend wird auf Näherungsgleichungen bzw. -verfahren eingegangen, die den Einfluss der Struktursteifigkeit und/oder des Abstands der Verschraubungsstellen von der Lasteinleitung beachten, ohne dass der Anwender komplizierte und aufwendige elastomechanische Berechnungen (siehe Abschnitt 6.4) durchführen muss.

### A1 Schraubenfelder unter Torsionsbelastung

Behandelt werden Schraubenfelder mit mindestens zwei unterschiedlichen Schraubenabständen vom Schwerpunkt.

Praktische Erfahrungen und Untersuchungen [26] zeigen, dass immer an jenen Verschraubungsstellen die größten Querkräfte wirken, die den geringsten Abstand von der Momenteneinleitung aufweisen. Somit ist die Art der Momenteneinleitung und -ausleitung von Bedeutung.

Zu beachten ist, dass die höchstbelastete Verschraubungsstelle nicht zwingend den größten Beitrag zur Momentenübertragung liefert.

### Rechteckige Schraubenfelder

Wird das Moment über eine Struktur (Welle, Profil etc.) *innerhalb des Schraubenfelds* eingeleitet (Bild A1b) und auch ausgeleitet, so sind entsprechend des Kraftflusses die inneren Schrauben (Abstand  $r_{\min}$  mit den Koordinaten  $x_{\min}$  und  $z_{\min}$ ) höher belastet. Mit der Annahme einer gleichmäßigen Momentenverteilung gilt:

## 考虑结构弹性特性修正的分析计算

### 前言

按照刚体力学计算方法的基本假设(6.3节),通常只非常不准确地确定了,成比例且特别重要的,螺栓连接点上的最大载荷。忽略了结构变形对载荷分布的影响。然而,与刚体方法相比,可能导致相当大的差异。

在下文中,将看到考虑结构刚度和/或螺栓连接点与载荷加载点之间距离影响的近似公式或方法,并且不强迫用户进行复杂而耗时的弹性力学计算(见6.4节)。

### A1 在扭转加载下的螺栓排列

在此,包含了至少两个不同螺栓到重心距离的螺栓排列。

实践经验和调查[26]表明,最大横向力总是作用于那些最接近力矩引入点的螺栓连接点。这意味着力矩引入和排除类型很重要。

应当注意,最高加载螺栓连接点不一定对力矩传递作出最大的贡献。

### 矩形螺栓排列

如果在螺栓排列内引入力矩并通过结构(轴,外形等)排除(图A1b),里面的螺栓(与坐标  $x_{\min}$  和  $z_{\min}$  距离  $r_{\min}$ ) 将对应力传递加载更高。在力矩平均分布的假设下,得到:

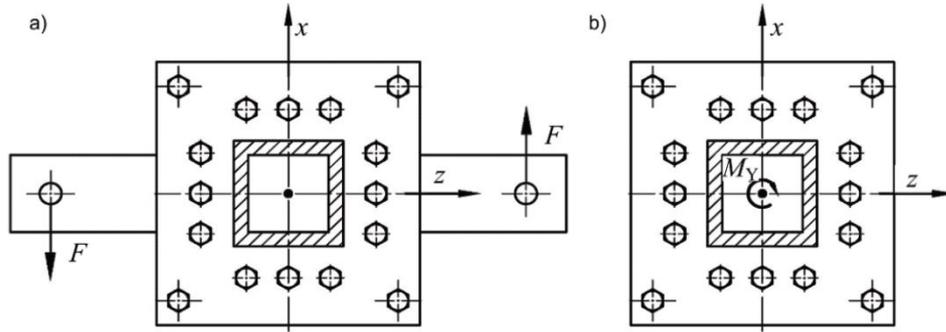


Bild A1. Momenteneinleitung außerhalb (a) und innerhalb (b) eines Schraubenfelds /

图 A1. 螺栓排列外面 (a) 和里面 (b) 的力矩引入

$$F_{qM_{max}} = \frac{M_Y}{n_s \cdot r_{min}} = \frac{M_Y}{n_s \cdot \left( \sqrt{x_i^2 + z_i^2} \right)_{min}} \quad (A1)$$

Bei gleichzeitig wirkenden Querkraften  $F_{QB}$  folgt analog Gleichung (13):

在同时作用的横向力  $F_{QB}$  的情况下, 类似公式 (13) 得到:

$$F_{q_{max}} = \frac{F_{QBx}}{n_s} + \frac{M_Y \cdot z_{min}}{n_s \cdot r_{min}^2} \quad (A2)$$

oder unter Verwendung der Koordinaten der durch die Momentenwirkung höchstbelasteten Schraube:

或使用通过力矩最高加载螺栓的坐标时:

$$F_{q_{max}} = \frac{F_{QBz}}{n_s} + \frac{M_Y \cdot x_{min}}{n_s \cdot r_{min}^2} = \frac{F_{QBz}}{n_s} + \frac{M_Y \cdot x_{min}}{n_s \cdot (x_{min}^2 + z_{min}^2)} \quad (A3)$$

Die resultierende Querkraft ergibt sich dann nach Gleichung (15).

然后根据公式 (15) 获得产生的横向力。

Wird das Moment über eine Struktur (Balken, Flansch usw.) *außerhalb des Schraubenfelds* sowohl eingeleitet als auch ausgeleitet (Bild A1a), sind die äußersten Verschraubungsstellen mit dem größten Abstand vom Schwerpunkt des Schraubenfelds jene mit den größten Querkraften.

如果在螺栓排列外通过结构 (梁, 法兰等) 引入和排除力矩 (图 A1a), 距离螺栓排列重心最远的最外面的那些螺栓连接点将是承受最大横向力。

Die Berechnung ist dann mit Gleichung (12) bis Gleichung (14) in Abschnitt 6.3.1.2 durchzuführen.

然后使用 6.3.1.2 节中的公式(12)至公式(14) 进行计算。

Bei unterschiedlicher Momenteneinleitung und -ausleitung gelten Gleichung (A1) bis Gleichung (A3).

在不同力矩引入和排除的情况下, 适用公式 (A1) 至公式 (A3)。

### Kreisflansch

### 圆形法兰

Bei der klassischen Ein- und Ausleitung des Momentes *innerhalb des Schraubenfelds* folgt gemäß Gleichung (A1) für Bild A2:

在螺栓排列内, 典型引入和排除力矩的情况下, 根据公式 (A1), 对图 A2 得到:

$$F_{q_{max}} = \frac{M_Y}{n_s \cdot r_{smin}} = \frac{M_Y}{n_s \cdot r_{s1}} \quad (A4)$$

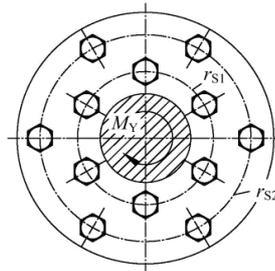


Bild A2. Kreisflansch mit klassischer Einleitung des Drehmoments

图 A2. 典型引入扭矩的圆形法兰

Wird das Moment *außerhalb des Schraubenfelds* sowohl eingeleitet als auch ausgeleitet (analog Bild A1a), so ist die Berechnung mit Gleichung (37) oder Gleichung (38) in Abschnitt 6.3.2.2 durchzuführen.

如果在**螺栓排列外面**引入和排除力矩(类似于图 A1a), 应使用 6.3.2.2 节中的公式 (37) 或公式 (38) 进行计算。

Bei unterschiedlicher Momenteneinleitung und -ausleitung gilt Gleichung (A4).

在不同力矩引入和排除的情况下, 适用公式 (A4)。

### A2 Schraubenfeld unter Zugbelastung

### A2 在拉伸载荷下的螺栓排列

Je nach Abstand der Schraube vom Einleitungsort der Zugkraft werden die Verschraubungsstellen unterschiedlich groß axial belastet, Bild A3. Die Verteilung der Belastung hängt dabei wesentlich von der Steifigkeit der Anschlussstruktur ab. Im Allgemeinen sinkt bei Zuglast die Belastung mit zunehmendem Abstand. An rechteckigen Schraubenfeldern zeigt sich zudem, dass die Schraubenzusatzkräfte der Eckschrauben vernachlässigbar klein sind, das heißt, auf sie könnte verzichtet werden - solange keine weiteren Belastungen (Querkraft) vorliegen [27].

根据螺栓与拉力引入点之间的距离, 螺栓连接点会经受不同水平的轴向加载(图 A3)。负载分布在此基本上取决于连接结构的刚性。使用拉伸加载, 载荷通常随距离的增加而下降。在矩形螺栓排列的情况下, 角上螺栓出现的附加螺栓力也可以忽略不计, 即如果不存在进一步的载荷(横向力), 可以忽略它们 [27]。

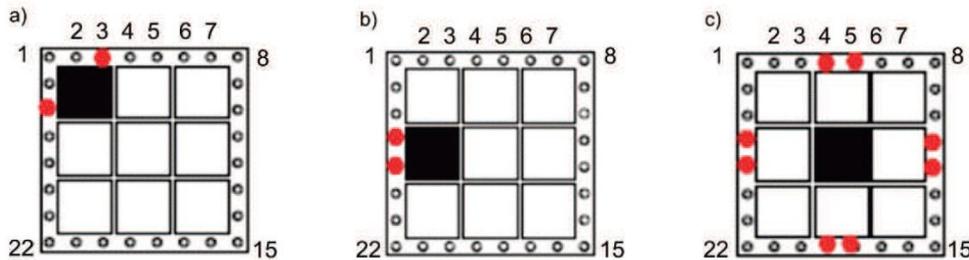


Bild A3. Zugbelastete rechteckige Schraubenfelder (Flanschverschraubung mit 28 Schrauben) mit Kennzeichnung der höchstbelasteten Schrauben [27]

图 A3. 在拉伸加载下标记最高加载螺栓的矩形螺栓排列 (带 28 个螺栓的法兰连接) [27]

- a) Lasteinleitung oben links
- b) Lasteinleitung Mitte links
- c) Lasteinleitung mittig

- a) 左边顶部引入的载荷
- b) 左边中间引入的载荷
- c) 在中心引入的载荷

Zur näherungsweisen Berechnung der Lastverteilung und vor allem zum Auffinden der höchstbelasteten Verschraubungsstelle wurde für derartige Schraubenfelder ein analytisches Näherungsverfahren auf Basis des elastischen Verhaltens der Struktur entwickelt. Das Programm kann aus [28] entnommen werden.

对于载荷分布的近似计算, 和上面所有识别最高加载螺栓连接点, 已对这种螺栓排列开发了根据结构弹性特性的近似分析方法。可以在 [28] 中找到此程序。

**Schrifttum / 参考书目****Technische Regeln / 技术规则**

AD 2000-Merkblatt B 7:2010-09 Schrauben (螺栓连接). Berlin: Beuth Verlag

AD 2000-Merkblatt B 8:2007-05 Flansche (法兰). Berlin: Beuth Verlag

DIN EN 1591-1:2014-04 Flansche und ihre Verbindungen; Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung; Teil 1: Berechnung; Deutsche Fassung EN 1591-1:2013 (EN 1591-1: 2013 法兰及其连接 用于加衬垫圆形法兰连接的设计规则 第 1 部分: 计算; 德语版). Berlin: Beuth Verlag

DIN EN 1991-1 Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke; Deutsche Fassung EN 1991-1 (EN 1991-1 欧洲规范 1 对结构的行动; 德语版). Berlin: Beuth Verlag

DIN EN 1993-1 Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten; Deutsche Fassung EN 1993-1 (EN 1993-1 欧洲规范 3 钢结构设计; 德语版). Berlin: Beuth Verlag

DIN EN 1999-1 Eurocode 9: Bemessung und Konstruktion von Aluminiumtragwerken; Deutsche Fassung EN 1999-1 (EN 1999-1 欧洲规范 9 铝结构设计; 德语版). Berlin: Beuth Verlag

DIN EN 13001-3-1:2013-12 Krane; Konstruktion allgemein; Teil 3-1: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Stahltragwerken; Deutsche Fassung EN 13001-3-1:2012+A1:2013 (EN 13001-3-1:2012 + A1:2013 起重机 总体设计 第 3-1 部分: 钢结构的极限状态和规定能力; 德语版). Berlin: Beuth Verlag

DIN EN 13445-3:2013-12 Unbefeuerte Druckbehälter; Teil 3: Konstruktion; Deutsche Fassung EN 13445-3:2009 (EN 13445-3: 2009 非燃烧压力容器 第 3 部分: 设计; 德语版). Berlin: Beuth Verlag

VDI 1000:2010-06 VDI-Richtlinienarbeit; Grundsätze und Anleitungen (VDI 标准工作 原则和程序). Berlin: Beuth Verlag

VDI 2230 Blatt 1:2014-12 Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen; Zylindrische Einschraubenverbindungen (高应力螺栓连接系统计算 一个圆柱螺栓连接). Berlin: Beuth Verlag

**Literatur / 文献**

- [1] Grote, K.-H.; Feldhusen, J. (Hg.): DUBBEL – Taschenbuch für den Maschinenbau. 23. Aufl., Berlin: Springer Verlag, 2011. ISBN 978-3-642-17305-9
- [2] Gross, D.; Hauger, W.; Schröder, J.; Wall, W.A.: Technische Mechanik, Bd. 2 „Elastostatik“, 9. Aufl., Berlin, New York: Springer-Verlag, 2007
- [3] Young, W.; Budynas, R.: Roark's Formulas for stress and strain. McGraw Hill, 2002
- [4] Matthias, K.: Schraubenkräfte in einer Flanschverbindung; In: Maschinenbautechnik 34 (1985) 11, S. 517–520
- [5] Wächter, K. u.a.: Konstruktionslehre für Maschineningenieure. Berlin: Verlag Technik, 1986
- [6] Kindmann, R.; Stracke, M.: Verbindungen im Stahl- und Verbundbau. Berlin: Ernst & Sohn, 2003
- [7] Schlottmann, D.: Konstruktionslehre, Grundlagen. Wien, New York: Springer 1979/1983
- [8] Bubenhagen, H.: Berechnung von Schraubverbindungen im Automobilbau. VDI-Berichte 1903, Düsseldorf: VDI Verlag, 2005, S. 27–49

- [9] Tschiersch, R.: Eine antimetrische Lösung für die Flanschverbindung unter axialer Biegung; In: Dichtungstechnik (2000) 2, S. 104–108
- [10] Schulz, E.: Ein Beitrag zur praktischen Berechnung von Schrauben- und Nietverbindungen; In: Fördern und heben (1964) 6, S. 481–486
- [11] Valtinat, G.: Schraubenverbindungen; In: Stahlbau-Handbuch – Für Studium und Praxis, Bd. 1. Köln: Stahlbau-Verlagsgesellschaft mbH 1993, S. 552–576
- [12] Schneider, N.; Lori, W.: Querbelastete Schraubenverbindungen. Unveröffentlichte Arbeitsmaterialien des Fachausschusses Schraubenverbindungen, 2010/2011/2014
- [13] Girkmann, K.: Flächentragwerke. 6. Aufl., Berlin: Springer-Verlag, 1986 (unveränderter Nachdruck)
- [14] Hahn, J.: Durchlaufträger, Rahmen, Platten und Balken auf elastischer Bettung. 14. Aufl., Düsseldorf: Werner-Verlag, 1985
- [15] Mathiak, F.: Ebene Flächentragwerke II. 1. Aufl., Hochschule Neubrandenburg, 2008
- [16] Raecke, I.: Flächentragwerke I/II, Elastische Platten. Vorlesungsmanuskript, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
- [17] Wittenburg, J.; Pestel, E.: Festigkeitslehre: Ein Lehr- und Arbeitsbuch. 3. Aufl., Berlin: Springer-Verlag, 2001
- [18] Groß, D.; Hauger, W.; Schnell, W.: Techn. Mechanik I bis IV. Berlin: Springer Verlag
- [19] Alt, A.: Dauerfestigkeitsprüfung und Dauerfestigkeit von Schraube-Mutter-Verbindungen unter kombinierter Zug- und Biegebelastung. Dissertation, TU Berlin, 1997
- [20] Wutke, U.: Praxisgerechte Bewertung zyklisch beanspruchter Schraubenverbindungen mithilfe der Finite-Elemente-Methode, Dissertation, Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde, TU Darmstadt, 2007
- [21] Koch, D.: Beitrag zur numerischen Simulation des selbsttätigen Losdrehverhaltens von Schraubenverbindungen. Dissertation 2012, Universität Siegen
- [22] Seybold, R.: Finite-Elemente-Simulation örtlicher Beanspruchungen in Schraubengewinden. Dissertation, Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde, TU Darmstadt, 2005
- [23] Buhr, K.: FEM-basierte Konzepte für die schwingfeste Vorauslegung von Schraubenverbindungen. Dissertation, Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde, TU Darmstadt, 2007
- [24] Schneider, R.: Örtliche Bewertung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen. Dissertation, TU Darmstadt, 2010
- [25] Berger, C.; Stolle, C.; Kremer, U.: Entwicklung und Verifizierung einer Versuchsmethodik zur objektiven Bewertung leistungsfähiger Oberflächenbeschichtungen von Verbindungselementen unter besonderer Berücksichtigung des Temperatureinflusses. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben AiF 13922 N, 2008
- [26] Fischer, A.; Lori, W.: Numerische und analytische Untersuchungen zur Lastverteilung an torsionsbelasteten Kreisflanschen mit zwei Teilkreisen. unveröff. Material des Fachausschusses Schraubenverbindungen, 2012/2013
- [27] Petersen, U.; Leidich, E.; Lori, W.: Experimentelle Untersuchungen zum Übertragungsverhalten von rechteckförmigen Mehrschraubenverbindungen. VDI-Berichte 2153 „Schraubenverbindungen 2011“, S. 49–71, VDI-Verlag Düsseldorf, 2011
- [28] Petersen, U.: Beitrag zum Übertragungsverhalten von rechteckförmigen Mehrschraubenverbindungen (MV). Dissertation, TU Chemnitz, 2012
- [29] Pasternak, P.: Die baustatische Theorie biege-fester Balken und Platten auf elastischer Bettung; In: Beton und Eisen (1926) Heft 9/Heft 10