



**DEUTSCHER SCHRAUBENVERBAND E.V.**  
HERSTELLER MECHANISCHER VERBINDUNGSELEMENTE

## DSV - Information

Ermittlung des wirksamen Durchmessers  $D_b$  für das  
Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternaufgabe

Stand: Juli 2019

## Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur.....	3
1. Einleitung.....	5
2. Motivation.....	5
3. Theoretische Bestimmung.....	7
3.1. Einfluss auf die Reibungszahlen.....	7
3.2. Abhängigkeit von der Auflagegeometrie.....	9
3.3. k-Faktor.....	13
3.4. Festlegung aus dem Bereich Metallbau.....	13
4. Praktische Bestimmung.....	14
5. Normenlage.....	20
6. Ablaufdiagramm zur Fehlersuche bei Unregelmäßigkeiten in der Montage.....	22
7. Hilfestellung zur Kommunikation zwischen Kunde und Lieferant.....	23
8. Zusammenfassung.....	27
Literaturverzeichnis.....	28

## Nomenklatur

### Symbole und Formelzeichen

$A_p$	Auflagefläche von Schraubenkopf oder Mutter	mm <sup>2</sup>
$A_S$	Spannungsquerschnitt der Schraube	mm <sup>2</sup>
$D_2$	Flankendurchmesser der Mutter oder des Innengewindes	mm
$D_b$	wirksamer Durchmesser für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternauflage	mm
$D_{b,0,25^\circ}$	wirksamer Durchmesser für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternauflage für Schrauben mit einem Schirmungswinkel von 0,25°	mm
$D_{b,1^\circ}$	wirksamer Durchmesser für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternauflage für Schrauben mit einem Schirmungswinkel von 1°	mm
$D_{b,mean}$	mittlerer wirksamer Durchmesser für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternauflage	mm
$F$	Vorspannkraft	N
$F_{p,C}$	erforderliche Schraubenkraft von $0,7 \cdot f_{ub} \cdot A_S$	N
$L_t$	Länge des vollständigen Gewindes zwischen den Auflageflächen	mm
$M_{pi}$	individueller Wert des Anziehdrehmoments, bei dem die Schraubenkraft erstmalig den Wert $F_{p,C}$ erreicht	Nm
$P$	Gewindesteigung	mm
$T$	Anziehdrehmoment	Nm
$T_b$	Kopfreibmoment, Reibungsmoment in der Kopf- oder Mutternauflage	Nm
$T_{Kopfauflage\ min}$	minimales Anziehdrehmoment zum Erreichen der Kopfauf- lage	Nm
$T_{max}$	maximales Anziehdrehmoment	Nm
$T_{mean}$	durchschnittliches Anziehdrehmoment	Nm
$T_{mean\ (Kopfauflage\ min)}$	durchschnittliches minimales Anziehdrehmoment zum Erreichen der Kopfauf- lage	Nm
$T_{min}$	minimales Anziehdrehmoment	Nm
$T_{th}$	Gewindemoment	Nm
$V_k$	Variationskoeffizient des k-Faktors für die Schraubenkraft $F_{p,C}$	-
$b$	Länge bei einer kugelförmigen Auflagefläche zwischen dem Bohrungsradius oder Innenradius und dem Außenradius des Tragbilds	mm
$c_{min}$	minimale Höhe des gefasteten Bereichs einer flachen Scheibe mit Fase	mm
$d_2$	Flankendurchmesser der Schraube	mm
$d_i$	Innendurchmesser	mm
$d_h$	Bohrungsdurchmesser oder Innendurchmesser	mm
$d_w$	Außendurchmesser der Kopfauf- lagefläche der Schraube	mm
$dr$	infinitesimale Abschnitte des Radius	mm
$f_{ub}$	Nennzugfestigkeit ( $R_{m,nom}$ ) im Metallbau	MPa
$k$	k-Faktor	-
$k_i$	individueller Wert des k-Faktors	-
$k_m$	Mittelwert des k-Faktors	-
$l_K$	Klemmlänge	mm
$\vec{n}$	Normale auf eine Fläche oder Drehzahl	mm, U/min

$r$	Radius	mm
$r_h$	Bohrungsradius oder Innenradius	mm
$r_w$	Außenradius der Kopfauflagefläche der Schraube	mm
$s$	Federweg	mm
$s_k$	berechnete Standardabweichung der $k_i$ -Werte für die erforderliche Schraubenkraft $F_{p,C}$	-
$t_a$	axialer Abstand vom Kugelmittelpunkt zum äußeren Auflagebereich bei einer kugelförmigen Auflagefläche	mm
$t_i$	axialer Abstand vom Kugelmittelpunkt zum inneren Auflagebereich bei einer kugelförmigen Auflagefläche	mm
$\gamma$	Winkel zwischen der Schraubenachse und der Normalen zur Kopfauflagefläche	°
$\mu_b$	Reibungszahl in der Kopf- oder Mutternaufgabe	-
$\mu_{th}$	Reibungszahl im Gewinde	-
$\mu_{tot}$	Gesamtreibungszahl	-
$\rho$	Kugelradius	mm
$\varphi$	Drehwinkel	°
$\psi$	Winkel einer nicht rotationssymmetrischen Kopfaufgabe	°

## 1. Einleitung

Die vorliegende Information befasst sich mit der rechnerischen und messtechnischen Ermittlung des wirksamen Durchmessers  $D_b$  für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternauf-  
lage. Die richtige Ermittlung des wirksamen Durchmessers  $D_b$  vor allem in Abhängigkeit der  
Auflagegeometrie des Schraubenkopfes oder der Mutter ist sowohl für die Auslegung und die  
Montage von Schraubenverbindungen als auch für die Absprache zwischen Kunde und Lieferant  
hinsichtlich der Reibungszahlspannen wichtig.

In diesem Dokument wird nach der Motivation zu dieser DSV-Information (siehe **Kapitel 2**) auf  
die theoretischen Grundlagen eingegangen (siehe **Kapitel 3**). Hierbei wird der Einfluss des wirk-  
samen Durchmessers  $D_b$  auf die Reibungszahlen und dessen Bestimmung in Abhängigkeit der  
Auflagegeometrie herausgestellt. Anschließend werden die praktische Bestimmung des sich ge-  
gebenenfalls während der Montage verändernden wirksamen Reibungsdurchmessers  $D_b$  (siehe  
**Kapitel 4**) und die aktuelle Normenlage (siehe **Kapitel 5**) beschrieben. Danach werden mögliche  
Fehler herausgestellt, zu denen es bei der Prüfung kommen kann und die zu Unregelmäßigkeiten  
in den Vorspannkraft-Momentenverläufen und bei der Ermittlung der Reibungszahlen führen kön-  
nen (siehe **Kapitel 6**). Schließlich werden Hilfestellungen in Form eines Fragebogens zur Kom-  
munikation zwischen Kunden und Lieferanten gegeben (siehe **Kapitel 7**) und die wichtigsten As-  
pekte dieser DSV-Information zusammengefasst (siehe **Kapitel 8**).

Zur besseren Nachvollziehbarkeit werden die Formelzeichen aus den verschiedenen Literatur-  
quellen angeglichen.

## 2. Motivation

In regelmäßigen Abständen finden vom Deutschen Schraubenverband e.V. initiierte Ringversu-  
che für Anziehprüfstände mit deren Mitgliedern und Kunden statt. In diesen Ringversuchen sollen  
sowohl die Fähigkeit der Prüfstände untersucht als auch die einzelnen Prüfstände an Hand der  
Grundgesamtheit aller Prüfstände, die am jeweiligen Ringversuch teilgenommen haben, verglei-  
chend bewertet werden. Ein Hauptgrund hierfür ist, dass es aktuell keine kombinierte Kalibrierung  
der Mehrkomponentensensoren in den Prüfständen für Drehmoment und Vorspannkraft gibt.

Bei den letzten drei DSV-Ringversuchen aus den Jahren 2005, 2008 und 2014 sollten neben den  
Anziehversuchen zusätzlich die wirksamen Durchmesser  $D_b$  durch die Teilnehmer gemessen wer-  
den (siehe **Bild 1**). Die Zusammenstellung verdeutlicht, dass es große Streuungen zwischen den  
ermittelten wirksamen Durchmessern  $D_b$  von  $\pm 0,88$  mm bei den Ringversuchen aus 2005 und  
2008 sowie von  $\pm 1,3$  mm bzw.  $\pm 1,2$  mm aus 2014 gibt (siehe **Tabelle 1**).

Vor allem bei den ermittelten Ergebnissen aus 2014 ergeben sich fragwürdige wirksame Durch-  
messer  $D_b$ . In diesem Ringversuch wurden Schrauben der Abmessung M10 mit unterschiedlichen  
Schirmungswinkeln ( $0,25^\circ$  und  $1^\circ$ ) verwendet (siehe **Tabelle 2**). Es wird ersichtlich, dass die  
Kontaktfläche der Schrauben mit dem Schirmungswinkel von  $0,25^\circ$  größer ist als bei den Schrau-  
ben mit dem Schirmungswinkel von  $1^\circ$ . Wird nun das arithmetische Mittel aus dem Außendurch-  
messer  $d_w$  und dem Innendurchmesser  $d_i$  der Kontaktfläche gebildet, zeigt sich bei den Schrau-  
ben mit dem Schirmungswinkel von  $0,25^\circ$  ein kleinerer wirksamer Durchmesser  $D_b$  als bei den  
Schrauben mit einem Schirmungswinkel von  $1^\circ$ . Dieses grundsätzliche Verhalten spiegelt sich  
auch im Mittelwert über alle Durchmesser aus 2014 wider (siehe **Bild 1**, unten). Jedoch gibt es  
einige übermittelte Ergebnisse mit

- gleichen wirksamen Durchmessern für beide Schrauben ( $D_{b\ 0,25^\circ} = D_{b\ 1^\circ}$ ),
- wirksamen Durchmessern nahe des Außendurchmessers  $d_w$  und
- wirksamen Durchmessern nahe des arithmetischen Mittels aus Außendurchmesser  $d_w$  und  
Bohrungsdurchmesser  $d_h$ .

Dies und auch die Ergebnisse aus den vorherigen DSV-Ringversuchen verdeutlichen, dass es  
hinsichtlich der Ermittlung des wirksamen Durchmessers  $D_b$  Unsicherheiten gibt, die mit dieser  
DSV-Information verringert werden sollen.

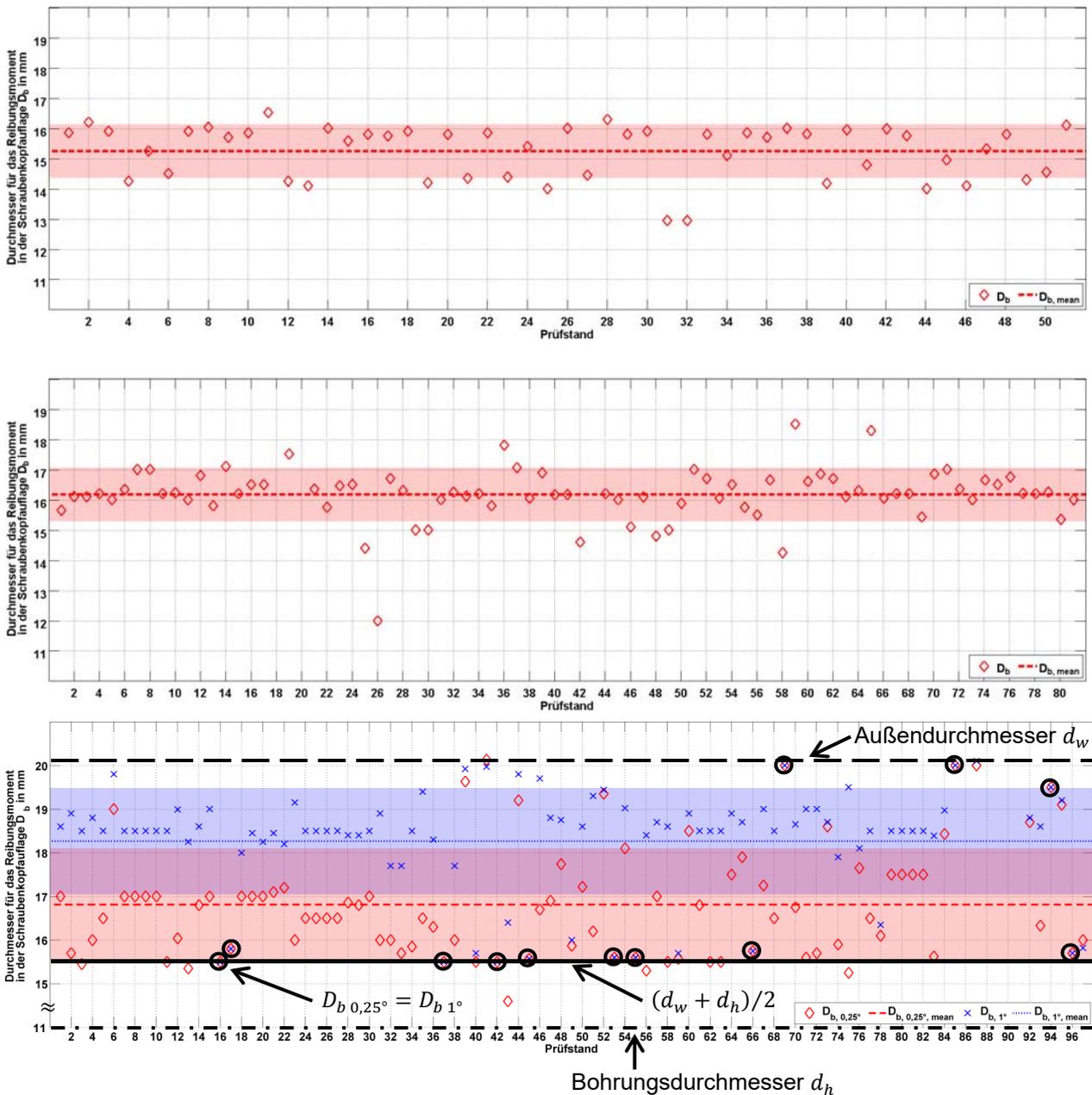


Bild 1: Gemessene wirksame Durchmesser  $D_b$  für das Reibungsmoment in der Kopfauflage von verschiedenen Flanschkopfschrauben der Abmessung M10x1,5 - 10.9 für die DSV-Ringversuche 2005 (oben), 2008 (Mitte) und 2014 (unten) mit Angabe des Mittelwerts und der Standardabweichung nach [1, 2 und 3]

Tabelle 1: Mittelwerte und Standardabweichungen der gemessenen wirksamen Durchmesser  $D_b$  für das Reibungsmoment in der Kopfauflage in den DSV-Ringversuchen 2005, 2008 und 2014 [1, 2 und 3]

DSV-Ringversuch	Gemessener wirksamer Reibdurchmesser $D_b$ in mm			
	Mittelwert	Standardabweichung	Minimum	Maximum
2005	15,3	0,88	13,0	16,5
2008	16,2	0,88	12,0	18,5
2014				
Schirmungswinkel 0,25°	16,8	1,29	14,6	20,1
Schirmungswinkel 1°	18,3	1,22	15,5	20,1



$$\mu_{tot} = \frac{\frac{T}{F} - \frac{P}{2 \cdot \pi}}{0,577 \cdot d_2 + 0,5 \cdot D_b} \quad [5] \quad 3-2$$

$$\mu_{th} = \frac{\frac{T_{th}}{F} - \frac{P}{2 \cdot \pi}}{0,577 \cdot d_2} \quad [5] \quad 3-3$$

$$\mu_b = \frac{2 \cdot T_b}{D_b \cdot F} \quad [5] \quad 3-4$$

Hinweis:

- Die Gesamtreibungszahl  $\mu_{tot}$  gilt bei der Annahme, dass die Teilreibungszahlen gleich groß sind ( $\mu_{th} = \mu_b$ ) [5].
- **Gleichung 3-2** und **3-3** gelten für metrische Gewinde mit einem Flankenwinkel von 60 ° [6].

Tabelle 3: Parameter zur rechnerischen Bestimmung der Reibungszahlen

		Vorspannkraft	Anziehdrehmoment	Reibungsmoment in der Kopf- oder Mutternaufgabe	Gewindemoment	wirksamer Durchmesser für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternaufgabe	Flankendurchmesser	Steigung
		$F$	$T$	$T_b$	$T_{th}$	$D_b$	$d_2$	$P$
Gesamtreibungszahl	$\mu_{tot}$	X	X			X	X	X
Reibungszahl in der Kopf- oder Mutternaufgabe	$\mu_b$	X		X		X		
Reibungszahl im Gewinde	$\mu_{th}$	X			X		X	X

Entsprechend **Gleichung 3-3** hat der wirksame Reibdurchmesser keinen Einfluss auf die Gewindereibungszahl  $\mu_{th}$ , sondern nur auf die Gesamtreibungszahl  $\mu_{tot}$  (siehe **Gleichung 3-2**) und die Reibungszahl in der Kopf- oder Mutternaufgabe  $\mu_b$  (siehe **Gleichung 3-4**). Die einzige praktische Wechselwirkung zwischen allen Reibungszahlen ergibt sich dadurch, dass in der Regel Anziehprüfstände verwendet werden, die nur zwei Momente messen (Anziehdrehmoment  $T$  und Reibungsmoment in der Kopf- oder Mutternaufgabe  $T_b$  oder Anziehdrehmoment  $T$  und Gewindemoment  $T_{th}$ ) und jeweils das fehlende Teilmoment berechnen.

Ein Fehler in der Bestimmung des wirksamen Durchmessers  $D_b$  für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternaufgabe wirkt sich umgekehrt proportional auf die Gesamtreibungszahl  $\mu_{tot}$  und die Reibungszahl in der Kopf- oder Mutternaufgabe  $\mu_b$  aus:

$$\mu_{tot} \sim \frac{1}{0,577 \cdot d_2 + 0,5 \cdot D_b} \quad 3-5$$

$$\mu_b \sim \frac{1}{D_b} \quad 3-6$$

Wird beispielhaft der wirksame Durchmesser  $D_b$  für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternaufgabe um 5 % zu gering bestimmt, ergibt sich direkt eine um 5 % zu große Reibungszahl in der Kopf- oder Mutternaufgabe  $\mu_b$ . Hingegen hat ein fehlerhaft bestimmter wirksamer Durchmesser  $D_b$  bei der Gesamtreibungszahl  $\mu_{tot}$  einen geringeren Einfluss (~ 2 % bis 3 %).

### 3.2. Abhängigkeit von der Auflagegeometrie

Allgemein lässt sich der wirksame Durchmesser  $D_b$  für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternaufgabe über folgende Beziehung berechnen:

$$\frac{D_b}{2} = \frac{2\pi}{A_p} \cdot \int_{r_h}^{r_w} \frac{r^2}{\cos \gamma} dr \quad [7] \quad 3-7$$

Hierbei sind  $A_p$  die Auflagefläche von Schraubenkopf oder Mutter,  $r$  der Radius,  $r_w$  der Außenradius,  $r_h$  der Bohrungsradius oder der Innenradius und  $\gamma$  der Winkel zwischen der Schraubenachse und der Normalen zur Kopfaufgabefläche  $\vec{n}$ . Je nach Ausprägung der Auflagefläche von Schraube und Mutter werden grundsätzlich vier verschiedene Geometrien unterschieden (siehe **Bild 2**), die sich unter Berücksichtigung des Winkels  $\gamma$  zwischen der Schraubenachse und der Normalen der Kopfaufgabefläche aus **Gleichung 3-7** ergeben:

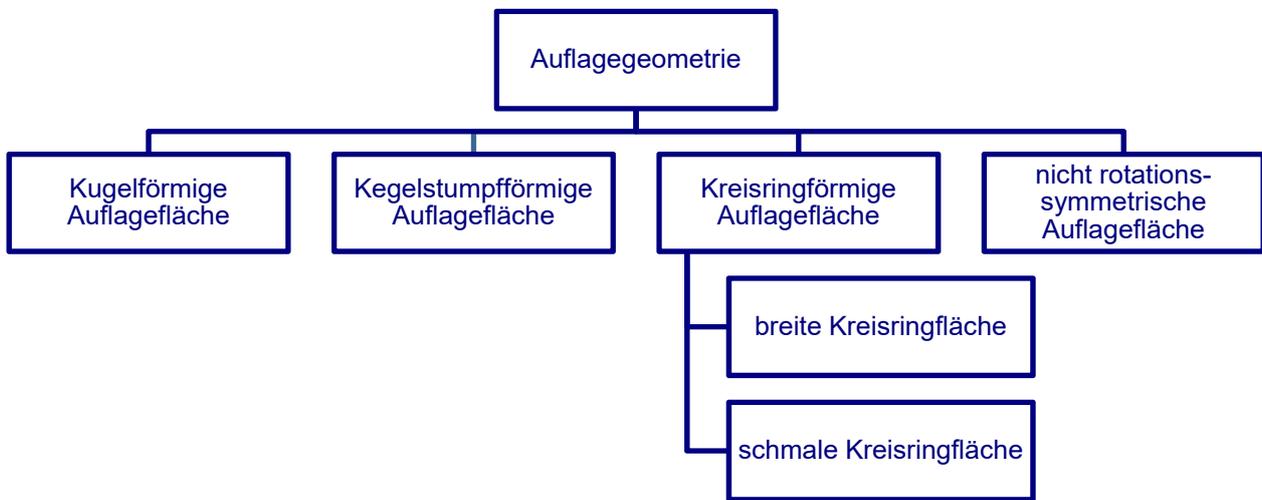


Bild 2: Unterschiedliche Auflagegeometrien zur Bestimmung des wirksamen Durchmessers  $D_b$  für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternaufgabe von Schraubenverbindungen

- Kugelförmige Auflagefläche

mit den geometrischen Größen gemäß **Bild 3**, links und  $\cos \gamma = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{\rho}\right)^2}$

$$\begin{aligned} \frac{D_b}{2} &= \frac{4\rho}{d_w^2 - d_h^2} \cdot (b\rho + r_h t_i - r_w t_a) \quad [7] \quad 3-8 \\ &= \frac{4\rho}{d_w^2 - d_h^2} \cdot \left( b\rho + \frac{1}{2}(d_h t_i - d_w t_a) \right) \end{aligned}$$

mit 
$$t_i = \sqrt{\rho^2 - \frac{d_h^2}{4}}$$

$$t_a = \sqrt{\rho^2 - \frac{d_w^2}{4}}$$

$$b = 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot \frac{\sin^{-1}\left(\frac{d_w}{2 \cdot \rho}\right) - \sin^{-1}\left(\frac{d_h}{2 \cdot \rho}\right)}{360^\circ}$$

- kegelstumpfförmige Auflagefläche  
mit den geometrischen Größen gemäß **Bild 3**, rechts und  $\cos \gamma = \text{const}$

$$\frac{D_b}{2} = \frac{1}{3 \cos \gamma} \cdot \frac{d_w^3 - d_h^3}{d_w^2 - d_h^2} \quad [7] \quad 3-9$$

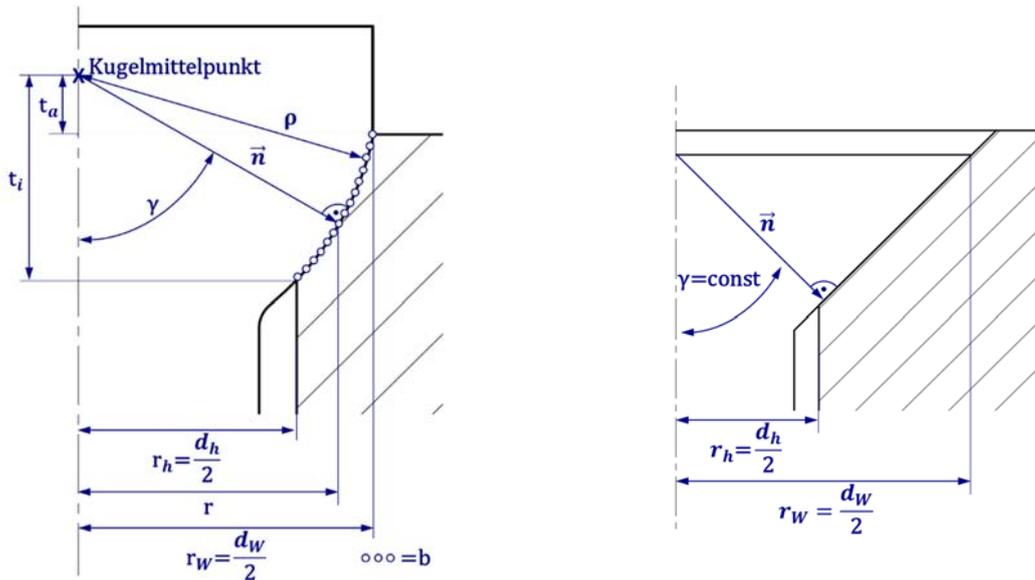


Bild 3: Schematische Darstellung einer kreisförmigen Kugelauflage nach [4] (links) und einer kegelstumpfförmigen Auflagefläche (rechts) zwischen Schraubenkopf und verspannten Platten

- kreisringförmige Auflagefläche  
mit den geometrischen Größen gemäß **Bild 4**, links und  $\cos \gamma = 1$ , da  $\gamma = 0^\circ$

$$\frac{D_b}{2} = \frac{1}{3} \cdot \frac{d_w^3 - d_h^3}{d_w^2 - d_h^2} \quad [8] \quad 3-10$$

oder

$$\frac{D_b}{2} = \frac{d_w + d_h}{3} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\frac{d_w}{d_h} + 2 + \frac{d_h}{d_w}} \right) \quad [7] \quad 3-11$$

für schmale Kreisringflächen mit  $\frac{d_w}{d_h} \approx 1$  gilt (**Bild 4**, rechts):

$$D_b = \frac{d_w + d_h}{2} \quad [7] \quad 3-12$$

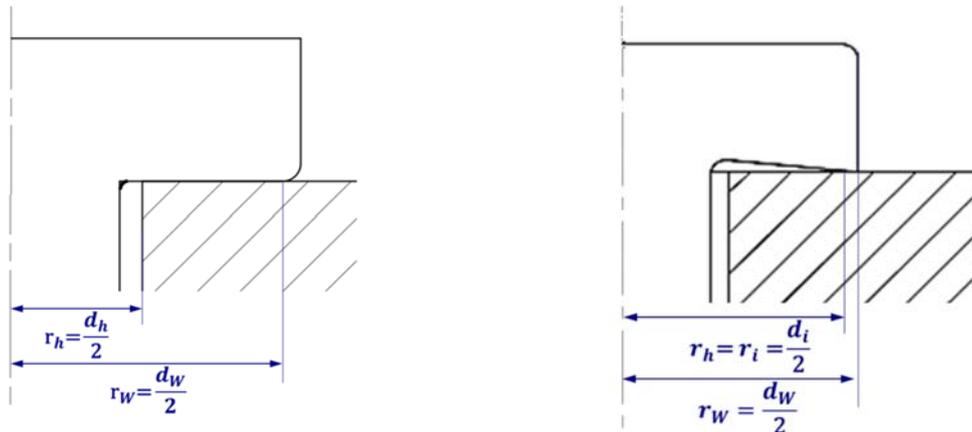


Bild 4: Schematische Darstellung einer kreisförmigen flachen Auflage mit breiter Kreisringfläche (links) und einer konkaven Auflage mit schmaler Kreisringfläche (rechts)

- nicht rotationssymmetrische Auflagefläche mit den geometrischen Größen gemäß **Bild 5**

$$\frac{D_b}{2} = \frac{\pi}{A_p} \cdot \int_{r_h}^{r_w} \frac{\psi}{180^\circ} r^2 dr \quad [7] \quad 3-13$$

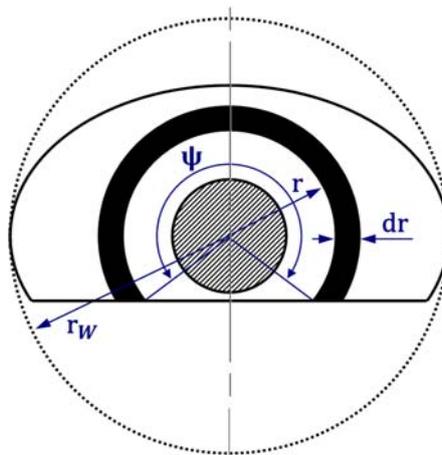


Bild 5: Schematische Darstellung einer nicht rotationssymmetrischen Auflagefläche nach [4]

Je nachdem, ob **Gleichung 3-10** oder **3-12** zur Berechnung einer kreisringförmigen Auflage herangezogen wird, kommt es zu Abweichungen der wirksamen Durchmesser  $D_b$ , die je nach Schraube zusätzlich unterschiedlich sind (siehe **Bild 6**). Hiernach können sich für das Verhältnis von  $D_{b1}/D_{b2}$  für Sechskantschrauben mit Flansch und mit Schaft über verschiedene Schraubenabmessungen durchschnittliche Abweichungen von + 2,5 % (Sechskantschrauben mit Flansch) bzw. + 0,5 % (Sechskantschrauben mit Schaft) ergeben.

Hintergrund ist, dass sich Abweichungen des berechneten wirksamen Durchmessers  $D_b$  in Abhängigkeit des Unterschieds vom Außendurchmesser  $d_w$  zum Bohrungsdurchmesser oder Innendurchmesser  $d_h$  ergeben. Liegen diese nahe zusammen, ist die Abweichung des wirksamen Durchmessers  $D_b$  nach **Gleichung 3-10** zu **Gleichung 3-12** gering (siehe **Bild 7**, links). Bei großen Unterschieden der beiden Durchmesser ist die Abweichung zwischen den errechneten wirksamen Durchmessern größer (siehe **Bild 7**, rechts).

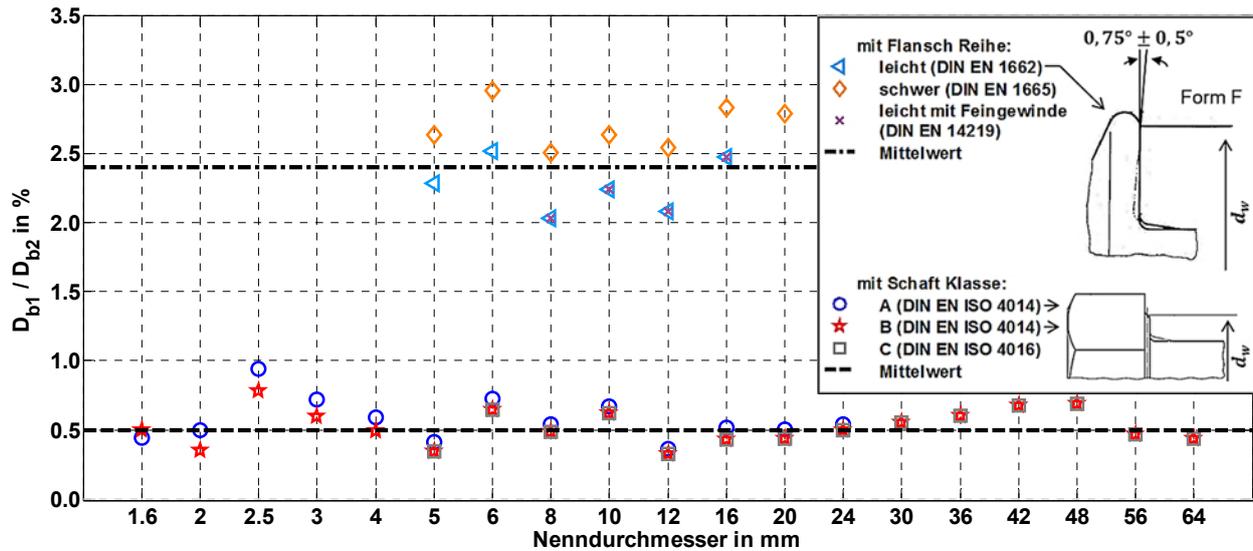


Bild 6: Vergleich von verschiedenen Sechskantschrauben mit Flansch und Schaft bezüglich des Verhältnisses des wirksamen Durchmessers für das Reibmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternauflage  $D_{b1}$  nach Gleichung 3-10 zu  $D_{b2}$  nach Gleichung 3-12

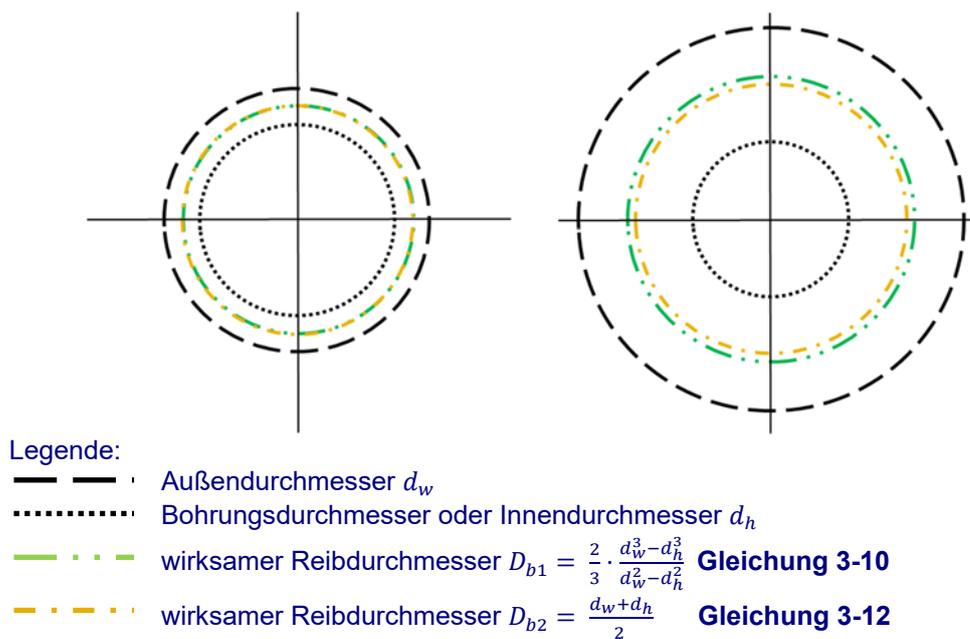


Bild 7: Unterschiede des berechneten wirksamen Durchmessers  $D_b$  in Abhängigkeit von Außendurchmesser  $d_w$ , Bohrungs- oder Innendurchmesser  $d_h$  und der verwendeten Gleichung

Falls keine Norm (siehe auch **Kapitel 5**) zur Bestimmung des wirksamen Durchmessers festgelegt wurde, empfiehlt es sich für die Bestimmung des wirksamen Durchmessers  $D_b$  stets **Gleichung 3-10** zu verwenden, auch wenn nach [4] die Näherung in fast allen praktischen Fällen zulässig ist. Bei Schrauben mit ebener kreisringförmiger Auflagefläche und Auflage-Durchmesser-Verhältnissen von  $d_w/d_h = 2$  ergibt sich ein Fehler von weniger als 4 %. Hingegen zeigen sich erheblich größere Fehler bei Nichtberücksichtigung eines Innen- (50 %) oder Außentragens (25 %) für das Verhältnis von  $d_w/d_h = 2$  [7].

### 3.3. k-Faktor

Außerhalb von Deutschland als auch im Bereich des Metallbaus werden häufig keine Gesamt- oder Teilreibungszahlen berechnet, sondern es wird der k-Faktor der Verbindung im Anziehversuch bestimmt. Neben dem k-Faktor der Verbindung sind im Metallbau auch die Standardabweichung  $s_k$  und der Variationskoeffizient  $V_k$  zur Bestimmung der k-Klasse von Interesse:

$$k_i = \frac{M_{pi}}{d \cdot F_{p,c}} \quad [9] \text{ oder } [5] \quad 3-14$$

$$s_k = \sqrt{\frac{\sum(k_i - k_m)^2}{n - 1}} \quad [9] \quad 3-15$$

mit

$$k_m = \frac{\sum_{i=1}^n k_i}{n} \quad [9] \quad 3-16$$

$$V_k = \frac{s_k}{k_m} \quad [9] \quad 3-17$$

Hierbei sind  $k_i$  der individuelle Wert des k-Faktors,  $M_{pi}$  der individuelle Wert des Anziehdrehmoments, bei dem die Schraubkraft erstmalig den Wert  $F_{p,c}$  erreicht,  $F_{p,c}$  die erforderliche Schraubkraft von  $0,7 \cdot f_{ub} \cdot A_S$ , wobei  $f_{ub}$  die Nennzugfestigkeit ( $R_{m,nom}$ ) und  $A_S$  der Spannungsquerschnitt der Schraube sind. **Gleichung 3-14** verdeutlicht, dass im k-Faktor alle Reibungs- und Geometrieinflüsse der Schraubenverbindung enthalten sind, ohne dass diese explizit angegeben oder untersucht werden. Des Weiteren ist nur ein geringer Messaufwand nötig, da nur das Anziehdrehmoment sowie die Vorspannkraft und nicht noch zusätzlich das Reibungsmoment in der Kopf- oder Mutternaufgabe  $T_b$  und / oder das Gewindemoment  $T_{th}$  gemessen werden müssen. Jedoch gilt der k-Faktor immer nur für einen Schraubentyp (Nenn Durchmesser, Steigung und Kopfaufgabe) und die gleichen Reibungsbedingungen [5]. Somit ist er nicht übertragbar. Reibungszahlen haben den Vorteil, dass sie universell einsetzbar sind, da bei der Berechnung die Geometrie berücksichtigt wird.

### 3.4. Festlegung aus dem Bereich Metallbau

Im Bereich des Metallbaus wurde festgelegt, neben dem k-Faktor einen mittleren wirksamen Durchmesser:

$$D_b = \frac{d_{w \min} + 2 \cdot (d_h + 2 \cdot c_{\min})}{3} \quad 3-18$$

für die Berechnung der Gesamtreibungszahl  $\mu_{tot}$  und der Reibungszahl in der Mutternaufgabe  $\mu_b$  zu verwenden.  $c_{\min}$  steht für die minimale Höhe des gefasteten Bereichs einer flachen Scheibe mit Fase nach DIN EN 14399-6 [10]. Dieser mittlere wirksame Durchmesser gilt für HV-Garnituren beim Drehen der HV-Mutter unter Abschätzung des Innendurchmessers der HV-Scheibe. Es wird nicht die tatsächliche Auflagefläche auf der HV-Mutter oder HV-Scheibe vermessen.

## 4. Praktische Bestimmung

In der Praxis kann es auf Grund der Schraubenkopf- oder Muttergeometrie, der Gegenlage unter dem Schraubenkopf oder der Mutter sowie auf Grund der Durchgangsbohrung zu sich über den Montageverlauf ändernden wirksamen Durchmessern  $D_b$  kommen (siehe auch **Kapitel 6**). Dies führt zu einem nicht linearen Auflagedrehmoment-Vorspannkraft-Verhalten und muss entsprechend bei der Ermittlung der Reibungszahlen in der Auflagefläche in Abhängigkeit der Vorspannkraft  $F$  berücksichtigt werden.

So ergibt sich, dass bei einem Außenträger mit geringem Schirmungswinkel, beispielsweise bei Schrauben nach DIN EN 1665 [11] oder nach DIN 34801 [12], mit steigender Vorspannkraft  $F$  die in Kontakt stehende Kopfauflagefläche zunimmt (siehe **Bild 8**). Hierbei liegt der Schraubenkopf zunächst nur außen auf der Gegenlage auf (kleine Kontaktfläche mit großem wirksamem Durchmesser  $D_b$ ). Mit steigender Vorspannkraft  $F$  gibt der Schraubenkopf elastisch nach und die Kontaktfläche nimmt nach innen zu, so dass der wirksame Durchmesser  $D_b$  geringer wird. Bei einem stark ausgeprägten Schirmungswinkel eines Außenträgers ändert sich hingegen die in Kontakt stehende Schraubenkopfauflagefläche mit steigender Vorspannkraft  $F$  nur geringfügig.

Eine weitere Abhängigkeit zeigt sich, wenn statt einer Stahlgegenlage eine Gegenlage aus Aluminium verwendet wird (siehe **Bild 9**). Auch hier nimmt die Kontaktfläche von außen nach innen mit steigender Vorspannkraft  $F$  zu und der wirksame Durchmesser  $D_b$  wird geringer, jedoch kommt es zusätzlich zu einer Überschreitung der Grenzflächenpressung des Aluminiums, da sich der Schraubenkopf in die Gegenlage eingräbt.

In DIN EN ISO 16047 [5] werden für die Drehmoment / Vorspannkraft-Versuche als Gegenlagen Referenzauflageplatten oder Referenzunterlegscheiben Typ HL sowie Typ HH vorgeschlagen (siehe **Bild 10** und **Bild 11**). Bei den Scheiben handelt es sich in der Regel um Stanzteile, die auf Grund ihrer Fertigung und auch Vergütung (Typ HH) gewölbt sein können. Auf Grund der Wölbung federn die Scheiben in Abhängigkeit der Kraft ein (siehe **Bild 12**). Der maximal mögliche Federweg  $s$  der Scheiben des Typs HH ist in der Regel größer als der von Scheiben des Typs HL. Bei den Scheiben des Typs HL ergibt sich nur ein geringes orientierungsabhängiges Verhalten je nach Positionierung der Scheibe unter dem Schraubenkopf oder der Mutter. Hingegen kann es auf Grund der größeren Wölbung bei den Scheiben des Typs HH je nach Positionierung zu einem starken orientierungsabhängigen Verhalten kommen.



Bild 8: Veränderung der Kontaktfläche auf dem Schraubenkopf (Stahl, oben) und der Gegenlage (Stahl, unten) in Abhängigkeit der Vorspannkraft  $F$  (von links nach rechts ansteigend) bei Außenträgern mit geringem Schirmungswinkel



Bild 9: Veränderung der Kontaktfläche auf dem Schraubenkopf (Stahl, oben) und der Gegenlage (Aluminium, unten) in Abhängigkeit der Vorspannkraft  $F$  (von links nach rechts ansteigend) bei Außenträgern mit geringem Schirmungswinkel



Bild 10: Referenzunterlegscheibe Typ HL aus kaltgewalztem Breitbandstahl und unvergütet (*Hardness Low*: 200 HV bis 300 HV)



Bild 11: Referenzunterlegscheibe Typ HH aus kaltgewalztem Breitbandstahl und vergütet (*Hardness High*: 50 HRC bis 60 HRC)

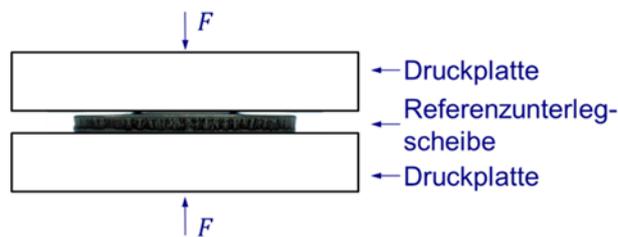
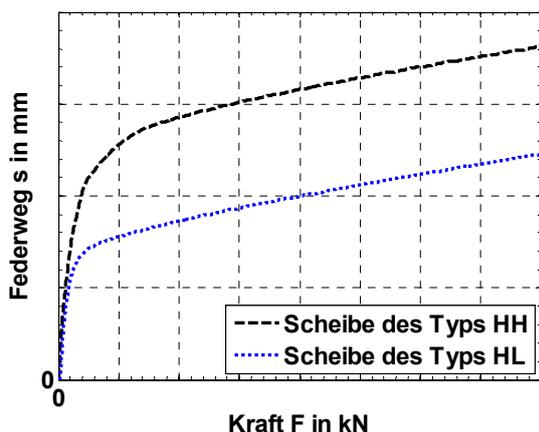


Bild 12: Beispielhafter Federweg  $s$  einer Referenzunterlegscheibe des Typs HH und HL in Abhängigkeit der Kraft  $F$  (links) mit schematischem Versuchsaufbau (rechts)

Beim Anziehvorgang sollten stets definierte Reibungsbedingungen herrschen, so dass sich möglichst über dem gesamten Anziehvorgang der Schraubenkopf auf der Scheibe oder Gegenlage dreht und nicht die Scheibe oder Gegenlage ihre Position verändert. Dies kann über ein kraft- oder formschlüssiges Fixieren der Hülse oder Gegenlage gegen Verdrehen (siehe DIN EN ISO 16047 [5]) oder über die konstruktive Gestaltung der Kontaktflächen erfolgen (z. B. bei Kombischrauben oder Radschrauben mit Hülse, siehe **Bild 13**). Nach DIN EN ISO 16047 [5] sollen die Vertragspartner bei Kombischrauben oder –muttern vor den Versuchen festlegen, ob die Scheibe gegen Verdrehen zu sichern ist. Bei anderen Verbindungen sind Messungen von mitdrehenden Scheiben ungültig.

Ziel ist ein linearer Verlauf des Anziehdrehmoments  $T$ , des Reibungsmoments in der Kopf- oder Mutternaufgabe  $T_b$  und des Gewindemoments  $T_{th}$  über der Vorspannkraft  $F$ . Nur wenn das Produkt aus dem rechnerisch wirksamen Durchmesser  $D_b$  und der Reibungszahl zwischen Scheibe und Gegenlage größer ist als zwischen Scheibe und Schraubenkopf, wird sich die Schraube auf der Scheibe drehen und die Scheibe verändert ihre Position nicht (siehe **Bild 14**, links). Ansonsten kann es zu wechselnden Relativbewegungen kommen, so dass zunächst die Scheibe auf dem zu verspannenden Bauteil reibt und der Kopf sich zusammen mit der Scheibe bewegt. Bei höheren Vorspannkraften kann es anschließend zu einem indifferenten Verhalten zwischen Schraubenkopf, Scheibe und dem zu verspannenden Bauteil kommen (siehe **Bild 14**, rechts). Dieses Verhalten kann sich im Verlauf des Anziehdrehmoments  $T$  und des Reibungsmoments in der Kopfaufgabe  $T_b$  durch einen Einbruch der Momente bemerkbar machen und wirkt sich auch auf die berechneten Reibungszahlen  $\mu_{tot}$  und  $\mu_b$  aus. Der Verlauf des Gewindemoments  $T_{th}$  ist hiervon nicht betroffen und somit auch nicht die Reibungszahl im Gewinde  $\mu_{th}$  (siehe auch **Gleichung 3-3**).

In den meisten Fällen ist beim Erstanzug ein Verhalten entsprechend **Bild 14**, links gegeben. Bei Mehrfachmontage können sich in Abhängigkeit der Beschichtung die Reibungszahlen des zu prüfenden Bauteils erhöhen, so dass es zu unterschiedlichen Relativbewegungen im Anziehvorgang kommen kann.

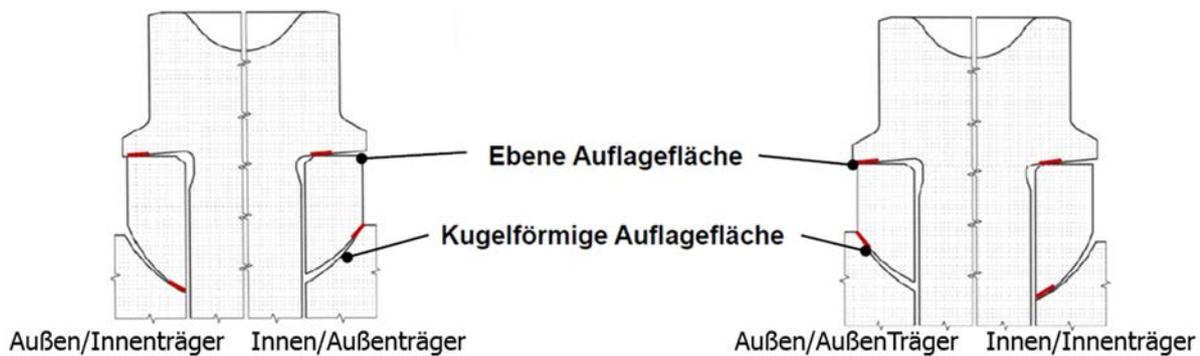


Bild 13: Verschiedene Kombinationen von Radschrauben (Innen- und Außenträger) mit Scheibe und unterschiedlichen Auflageflächen (eben und kugelförmig) [13]

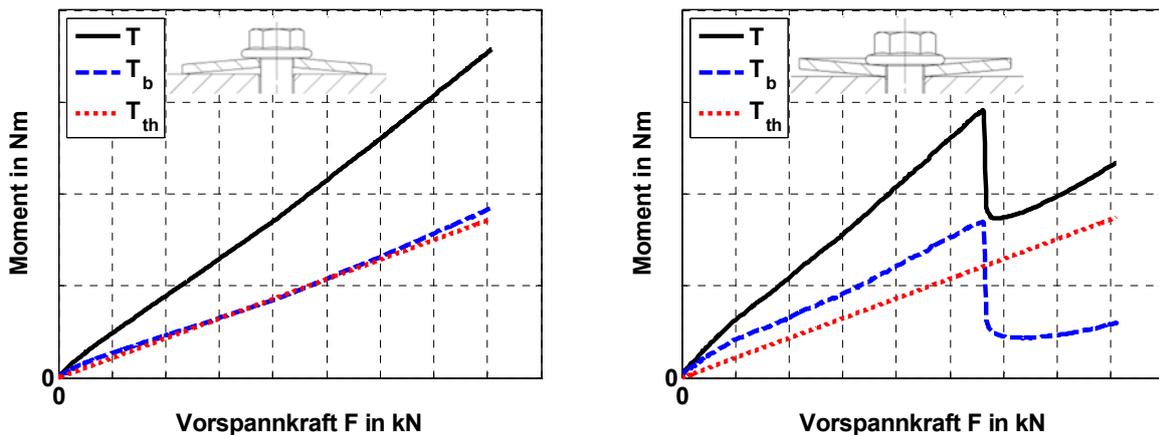


Bild 14: Vergleich der Verläufe von Anziehdrehmoment  $T$ , Reibungsmoment in der Kopfauflage  $T_b$  und Gewindemoment  $T_{th}$  bei konstanten (links) und un stetigen (rechts) Relativbewegungen der Reibpartner mit einer ungesicherten Scheibe des Typs HH (links: konvexe Anordnung der Scheibe unter dem Schraubenkopf; rechts: konkave Anordnung der Scheibe unter dem Schraubenkopf)

Bei der praktischen Bestimmung des wirksamen Durchmessers  $D_b$  für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternauflage sollten die Reibspuren auf der Schraube / der Mutter sowie auf der Gegenlage nach dem Versuch analysiert werden. Es empfiehlt sich, den wirksamen Durchmesser  $D_b$  für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternauflage am Tragbild der Schraube oder der Mutter zu bestimmen, da es beim Lösen der Verbindung eventuell zum außermittigen Verschieben des Kopfes oder der Mutter auf der Gegenlage kommen kann. Hierdurch würden sich beim späteren Ausmessen des Tragbildes auf der Gegenlage größere Durchmesser ergeben, die den wirksamen Durchmesser  $D_b$  verfälschen würden. Bei nicht genau definierten Reibpartnern ergeben sich zusätzliche Schwierigkeiten bei der Bestimmung des Reibdurchmessers  $D_b$  (z. B. Kombischrauben, siehe **Bild 13**, mitdrehende Scheiben oder Hülsen). Bei Verschraubungen mit nicht eindeutigem Tragbild der Auflage sollte die Gegenlage zur Bestimmung des wirksamen Durchmessers  $D_b$  mit herangezogen werden (z. B. bei Verschraubungen auf KTL (kathodische Tauchlackierung), siehe **Bild 15**).



Bild 15: Radmutter (links und Mitte) und Schüssel des Stahlrades mit KTL beschichtet (rechts)

Falls ein nicht linearer Vorspannkraft-Momentenverlauf vorliegt, sollten zunächst die möglichen Fehlerquellen überprüft werden (siehe **Kapitel 6**). Wenn keine Unregelmäßigkeiten festgestellt werden können und die aktuelle Reibungszahl  $\mu_{tot}$  bei einer expliziten Vorspannkraft  $F$  zu ermitteln ist, sollte in diesem Bereich eine Tangente angelegt werden (siehe **Bild 16**, oben). Die Tangente kann anschließend für diese Vorspannkraft  $F$  in den entsprechenden Reibstrahl verschoben werden.

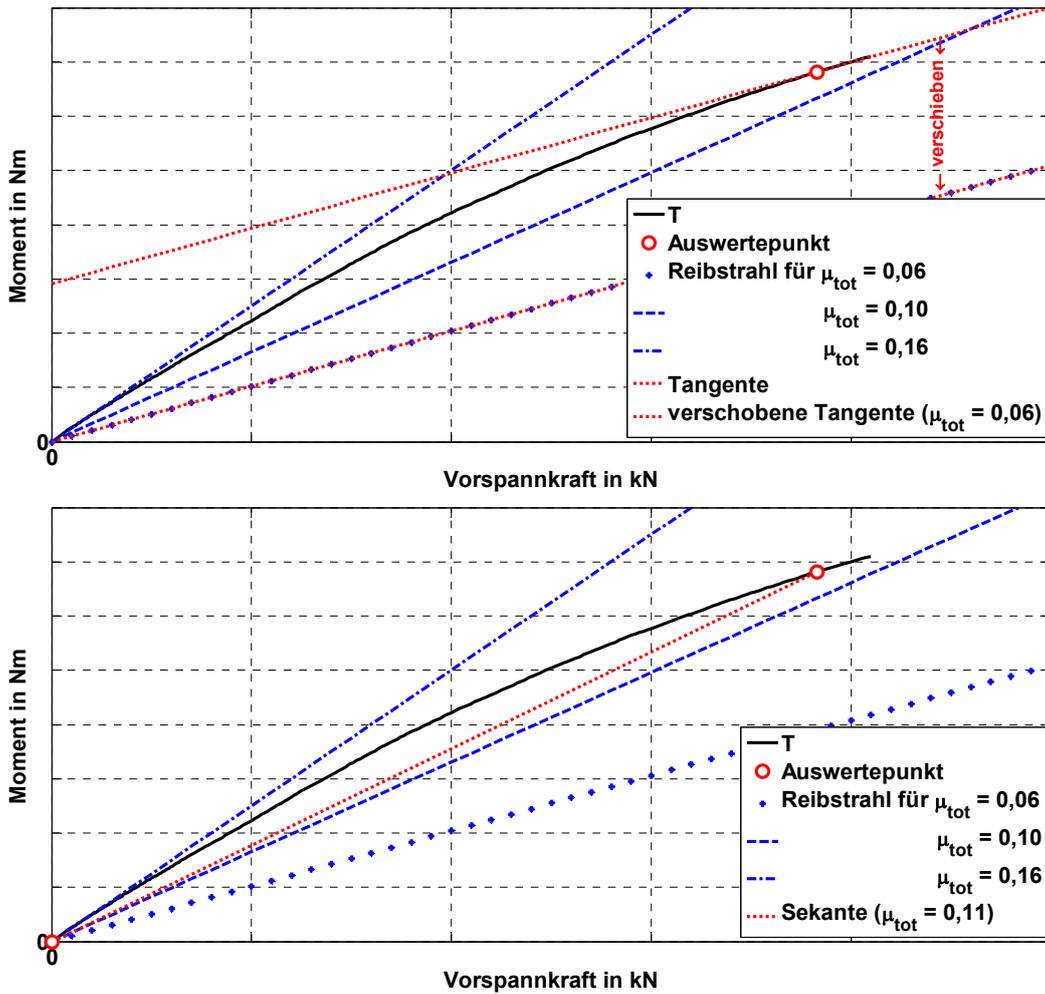


Bild 16: Nicht linearer Vorspannkraft-Momentenverlauf mit Reibstrahlen und einer Tangenten im Auswertepunkt (oben, in Anlehnung an den zurückgezogenen Normenentwurf DIN 65946 [14]) sowie mit einer Sekante im Auswertepunkt (unten)

Beim Anlegen einer Sekante durch den Nullpunkt und die aktuelle Vorspannkraft  $F$  wird hingegen eine durchschnittliche Reibungszahl  $\mu_{tot}$  für die Verschraubung und nicht die aktuelle Reibungszahl ermittelt (siehe **Bild 16**, unten). Das Anlegen einer Sekante entspricht der Vorgehensweise nach DIN EN ISO 16047 [5] oder RNE-A-00006 v1.0 [18].

Wird eine Mutter mit Klemmteil montiert, muss zunächst ein Sicherungsmoment im Gewinde überwunden werden bis es zur Auflage der Mutter an die zu verspannenden Bauteile kommt (siehe **Bild 17**, oben). Erst nach Anlage der Mutter kann es im weiteren Anziehvorgang zu einem Aufbau der Vorspannkraft  $F$  kommen (siehe **Bild 17**, Mitte). Je nach Wahl des Sicherungsmoments (maximales oder minimales Moment, Mittelwert oder minimales Moment bei der Kopfauflage) ergibt sich ein anderes Startmoment für die Reibstrahlen im Vorspannkraft-Anziehdrehmomentenverlauf (siehe **Bild 17**, unten). Bei konstanten Reibungszahlen  $\mu_{tot}$  folgen diese den entsprechenden Reibstrahlen mit Versatz um das Sicherungsmoment. Es wird empfohlen, ein minimales Moment als Sicherungsmoment zu verwenden, das sich ca.  $90^\circ$  bis  $180^\circ$  vor einer explizit definierten Kopfauflage wie beispielsweise 1 kN einstellt.

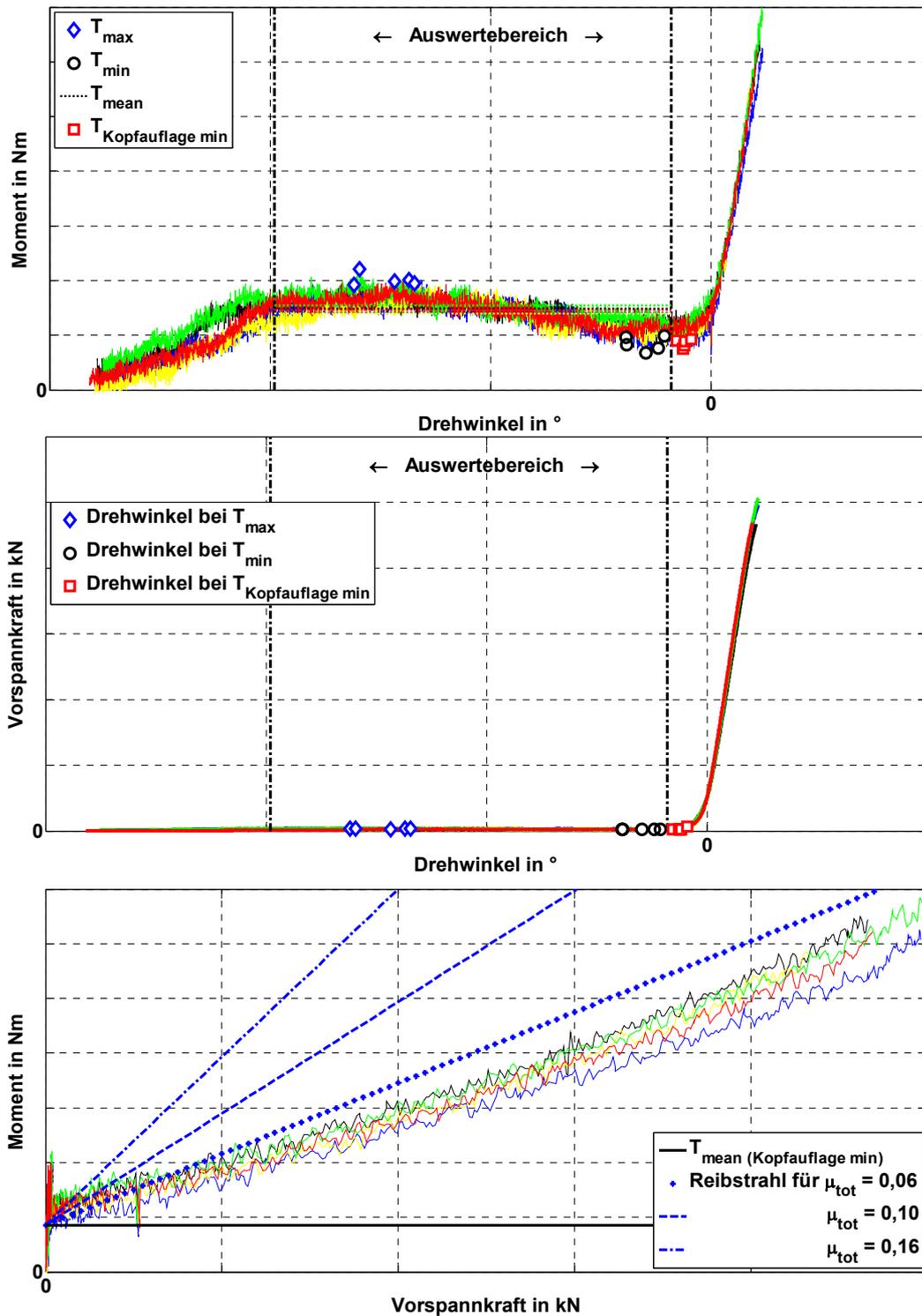


Bild 17: Anziehvorgang einer Mutter mit Klemmteil mit Sicherungsmomentenbestimmung in Abhängigkeit des Auswertekriteriums (oben und Mitte) und Vorspannkraft-Momentenverlauf mit Versatz der Reibstrahlen um das gewählte Sicherungsmoment (unten)

5. Normenlage

Norm	Angegebene Gleichung	Bezeichnung		Anmerkungen
DIN EN ISO 16047 [5]		$D_o$	Außendurchmesser der Auflagefläche $d_{w\ min}$ oder $d_{k\ min}$	Der Fehler, der durch diese Näherung auftritt, ist ungefähr 1 % bis 2 %, was im Zusammenhang mit dieser Rechnung vernachlässigbar ist. Wenn der wirkliche (gemessene) Wert von $D_b$ verwendet werden soll, muss dies zwischen den Vertragsparteien vereinbart werden.
		$d_h$	Durchmesser des Durchgangslochs der Scheibe oder Auflageplatte (Nennwert)	
VDA 235 - 101 [15]	$D_b = \frac{D_o + d_h}{2}$	$D_o = d_w$	Außendurchmesser der ebenen Kopfauflage (am Einlauf des Radiusüberganges vom Kopf); hier: $d_w = d_{w\ min}$ der jeweiligen Produktnorm)	Das [...] VDA-Prüfblatt gilt für mechanische Verbindungselemente mit ebener sowie mit konkaver oder konvexer Auflagefläche bei Schrauben oder Muttern. Hierbei erfolgt die Ermittlung des zur Berechnung der Auflagereibungszahl benötigten Auflagereibdurchmessers $D_{Km}$ rechnerisch nach DIN EN ISO 16047. Wenn bei Schrauben und / oder Muttern mit konkaver oder konvexer Auflagegeometrie bei der Ermittlung der Auflagereibungszahlen der errechnete / theoretische Wert von $D_{Km}$ zu Abweichungen von den Anforderungen [...] führt, kann in Absprache zwischen Lieferant und Anwender der aus dem Tragbild des geprüften Verbindungselements ermittelte tatsächliche Wert von $D_{Km}$ verwendet werden. In diesem Falle ist der Wert von $D_{Km}$ im Prüfbericht anzugeben.
		$D_b = D_{Km}$	wirksamer Durchmesser für das Reibmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternauflage; hier: $D_b = \frac{d_w + d_h}{2}$	
		$d_h$	Bohrungsdurchmesser der verspannten Teile; innerer Durchmesser der Schraubenkopf- / Mutternauflage; hier: $d_h = d_{hm} + H12$	
DIN EN 14831 [16]	$D_b = \frac{d_{w\ min} + d_{h\ min}}{2}$	$D_b$	wirksamer Durchmesser für das Reibmoment in der Mutter- oder Schraubenkopfauflage (siehe EN ISO 16047)	
		$d_h$	Durchmesser des Durchgangslochs (Anziehvorrichtung oder Unterlegteil / Unterlegscheibe)	
		$d_w$	Außendurchmesser der Auflagefläche der Schraube oder Mutter	
VDI 2230 Blatt 1 [6]	mit $D_{Ki} = \max(D_a, d_{ha}, d_h, d_a)$	$D_a$	Fasendurchmesser der Mutter	Gilt näherungsweise bei ebenen Kreisringauflagen für den Reibdurchmesser unter dem Kopf Dabei sind die realen Auflageverhältnisse zu beachten, was zu einer Veränderung des Reibdurchmessers führen kann.
		$d_{ha}$	Fasendurchmesser an den verspannten Teilen	
		$d_h$	Bohrungsdurchmesser	
		$d_a$	Innendurchmesser der ebenen Kopfauflage	
DIN 65946 [17]	$D_{Km} = \frac{d_w + d_h}{2}$	$D_{Km}$	Mittlerer Durchmesser für das Reibmoment in der Schraubenkopf- oder Mutternauflage	Gilt bei ebener und senkrecht zur Schraubenachse liegender Auflagefläche unter Berücksichtigung der Form- und Lagetoleranzen nach DIN ISO 7913. In anderen Fällen, z. B. bei außentragenden Flanschschrauben, ist $D_{Km}$ zwischen Hersteller und Anwender zu vereinbaren. Andere Auflageflächen, z. B. Senkköpfe oder kugelige Auflagen, sind entsprechend zu berücksichtigen. Zur korrekten Bestimmung des wirksamen Radius $\frac{1}{2} D_{Kmeff}$ ist der nach der Messung sichtbare Kopfabdruck heranzuziehen.
		$d_h$	Durchmesser des Durchgangsloches der Scheibe oder der Auflageplatte (Nennwert)	
		$d_w$	Außendurchmesser der Kopf- oder Mutternauflage	
Renault Nissan Engineering Standard RNES-A-00006 v1.0 [18]	$r_m = \frac{1}{3} \cdot \frac{d_w^3 - d_i^3}{d_w^2 - d_i^2}$	$r_m$	Durchschnittlicher Radius der Unterkopfauflage	
		$d_w$	Durchschnittliche Unterkopfauflage des Außendurchmessers	
		$d_i$	Durchschnittliche Unterkopfauflage des Innendurchmessers	
PSA Peugeot – Citroën C10 0054 [19]	$(D_b =) \frac{d_i + d_w}{2}$	$d_i$	Innendurchmesser des Kreisrings von Schraubenkopf oder Mutter	
		$d_w$	Außendurchmesser des Kreisrings von Schraubenkopf oder Mutter	

Norm	Angegebene Gleichung	Bezeichnung		Anmerkungen
VW 01131 [20]	$D_{km} = \frac{d_{w,min} + d_h}{2}$	$d_{w,min}$	kleinster Außendurchmesser der ebenen Auflagefläche	Für den tatsächlich wirksamen Durchmesser $D_{km}$ der jeweiligen Prüfung muss je nach Abdruckfläche statt des Durchmessers des Durchgangslochs $d_h$ der innere Abdruckdurchmesser genutzt werden
		$d_h$	Durchmesser des Durchgangslochs der Scheibe oder Auflageplatte	
MBN 10544 [21]	$D_b = \frac{2}{3} \cdot \frac{D_o^3 - d_i^3}{D_o^2 - d_i^2}$	$D_o$	Außendurchmesser des Abdrucks auf der Referenzoberfläche oder auf der Auflagefläche des Verbindungselements	Daher sollte die Messung des Reibungsdurchmessers bevorzugt an der Auflagefläche des Verbindungselements ermittelt werden Ist das Tragbild auf der Auflagefläche des Verbindungselements nicht zu erkennen, so ist die Messung des Tragbildes auf der Auflagefläche der Referenzleiste zulässig Grundsätzlich sollte die Messung des Tragbildes nach jeder Verschraubung und für jede Bohrung separat erfolgen. Im Rahmen der Mehrfachverschraubung kann der Reibungsdurchmesser $D_b$ auch nach der letzten Verschraubung ermittelt werden, sofern die Änderung des Reibungsdurchmessers über die einzelnen Verschraubungen herausgerechnet werden kann
		$d_i$	Innendurchmesser des Abdrucks auf der Referenzoberfläche oder Auflagefläche des Verbindungselements	

## 6. Ablaufdiagramm zur Fehlersuche bei Unregelmäßigkeiten in der Montage

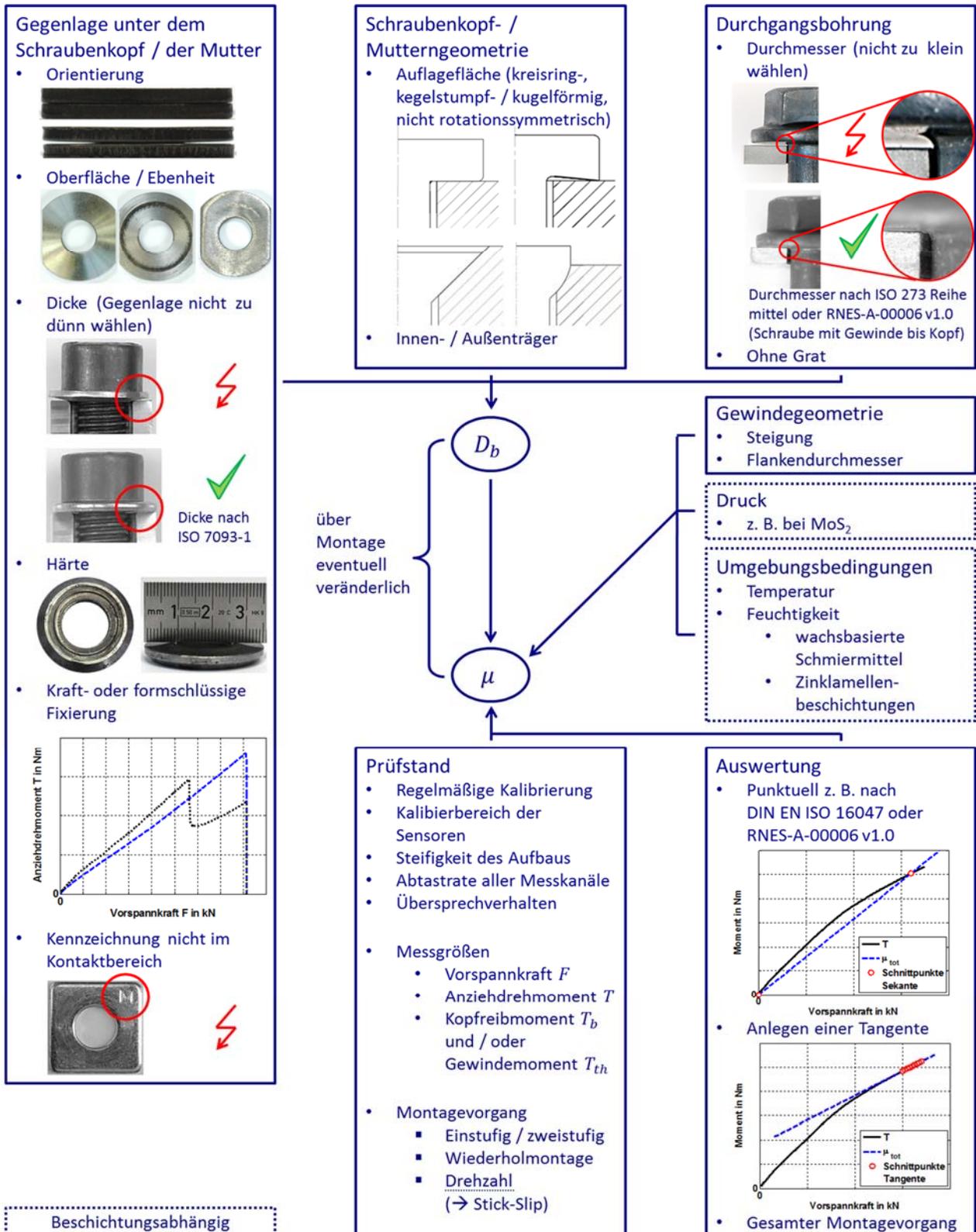


Bild 18: Einflüsse auf den wirksamen Durchmesser  $D_b$  und die Reibungszahl  $\mu$  mit Bildern aus [22] und Diagramme teilweise aus [23]

## 7. Hilfestellung zur Kommunikation zwischen Kunde und Lieferant

Bei Reklamationen des Kunden gegenüber dem Schraubenhersteller oder Oberflächenbeschichter sollte der Kunde seinem Lieferanten nachfolgende Informationen (siehe auch DIN EN ISO 16047 [5]) beispielsweise über ein Prüfprotokoll zugänglich machen. Hierdurch wird die Kommunikation erleichtert und der Reklamationsprozess kann schneller abgeschlossen werden.

### Zu verspannende Bauteile

- Schraube

- Norm: \_\_\_\_\_
- Schraubenart: \_\_\_\_\_
- Abmessung: \_\_\_\_\_ mm
- Steigung: \_\_\_\_\_ mm
- Länge: \_\_\_\_\_ mm
- Festigkeitsklasse: \_\_\_\_\_
- Oberflächenüberzug: \_\_\_\_\_
- Schmierung: \_\_\_\_\_
- Herstellverfahren des Gewindes \_\_\_\_\_
- Falls gefordert
  - Ist-Zugfestigkeit: \_\_\_\_\_ MPa
  - Ist-Härte: \_\_\_\_\_
  - Oberflächenrauheit: \_\_\_\_\_
  - Herstellverfahren des Verbindungselements: \_\_\_\_\_
  - \_\_\_\_\_
  - Sonstiges: \_\_\_\_\_
- Referenzschraube
  - Entspricht ISO 4014, ISO 4017, ISO 4762, ISO 8765, ISO 15071 oder ISO 15072
  - Festigkeitsklasse ist mindestens 8.8 und entspricht der Festigkeitsklasse der Mutter
  - Gerolltes Gewinde
  - Oberflächenzustand
    - blank, ohne Überzug entfettet und zunderfrei
    - galvanisch verzinkt A1J nach ISO 4042:1999 und entfettet

- Mutter

- Norm: \_\_\_\_\_
- Mutterart: \_\_\_\_\_
- Abmessung: \_\_\_\_\_ mm
- Steigung: \_\_\_\_\_ mm
- Höhe: \_\_\_\_\_ mm
- Festigkeitsklasse: \_\_\_\_\_
- Oberflächenüberzug: \_\_\_\_\_
- Schmierung: \_\_\_\_\_
- Herstellverfahren des Gewindes \_\_\_\_\_
- Falls gefordert
  - Ist-Härte: \_\_\_\_\_
  - Oberflächenrauheit: \_\_\_\_\_
  - Herstellverfahren des Verbindungselements: \_\_\_\_\_
  - \_\_\_\_\_
  - Sonstiges: \_\_\_\_\_

- Referenzmutter
  - Entspricht ISO 4032 oder ISO 8673 mit der Festigkeitsklasse 10 bei Schraubenfestigkeitsklassen bis einschließlich 10.9
  - Entspricht ISO 4033 oder ISO 8674 mit der Festigkeitsklasse 12 bei Schraubenfestigkeitsklassen von 12.9
  - Oberflächenzustand
    - blank, ohne Überzug entfettet
    - galvanisch verzinkt A1J nach ISO 4042:1999 und entfettet
- Gegenlage
  - Unterlegscheibe aus Stahl
    - Norm: \_\_\_\_\_
    - Maße: \_\_\_\_\_
    - Toleranzen: \_\_\_\_\_ mm
    - Oberflächenzustand: \_\_\_\_\_
    - Ist-Härte: \_\_\_\_\_
    - Falls gefordert
      - Oberflächenrauheit: \_\_\_\_\_
      - Herstellverfahren: \_\_\_\_\_
      - Sonstiges: \_\_\_\_\_
    - Referenzauflegeplatte oder Referenzunterlegscheibe
      - Scheibe Typ HH
      - Scheibe Typ HL
      - Härte: \_\_\_\_\_
      - Rauheit: \_\_\_\_\_
      - Durchgangsloch: \_\_\_\_\_
      - Dicke: \_\_\_\_\_
      - Dickenunterschied: \_\_\_\_\_
      - Ebenheit: \_\_\_\_\_
      - Oberflächenzustand
        - blank, ohne Überzug entfettet
        - galvanisch verzinkt A1J nach ISO 4042 und entfettet
  - Auflageplatte aus Stahl mit KLT Beschichtung
    - Norm: \_\_\_\_\_
    - Sonstiges: \_\_\_\_\_
  - Auflageplatte aus Aluminium
    - Norm: \_\_\_\_\_
    - Sonstiges: \_\_\_\_\_

#### Prüfstand

- Leistung: \_\_\_\_\_
- Prüfstandstyp:
  - Messen von Anziehdrehmoment  $T$  und Vorspannkraft  $F$
  - Messen von Anziehdrehmoment  $T$ , Reibungsmoment in der Kopf- oder Mutternaufgabe  $T_b$  und Vorspannkraft  $F$
  - Messen von Anziehdrehmoment  $T$ , Gewindemoment  $T_{th}$  und Vorspannkraft  $F$
  - Messen von Anziehdrehmoment  $T$ , Reibungsmoment in der Kopf- oder Mutternaufgabe  $T_b$ , Gewindemoment  $T_{th}$  und Vorspannkraft  $F$
  - Hersteller: \_\_\_\_\_

- Kalibrierbereich der Sensoren
  - Anziehdrehmoment  $T$ : min \_\_\_\_\_ Nm und max \_\_\_\_\_ Nm
  - Reibungsmoment in der Kopf- oder Mutternauflage  $T_b$ :  
min \_\_\_\_\_ Nm und max \_\_\_\_\_ Nm
  - Gewindemoment  $T_{th}$ : min \_\_\_\_\_ Nm und max \_\_\_\_\_ Nm
  - Vorspannkraft  $F$ : min \_\_\_\_\_ N und max \_\_\_\_\_ N
- Antrieb
  - Manuell
  - Kraftbetrieben

### Versuch

- Aufbau
  - Klemmlänge  $l_k$ : \_\_\_\_\_ mm
  - Länge des vollständigen Gewindes zwischen den Auflageflächen  $L_t$ : \_\_\_\_\_ mm
  - Montage über
    - Schraubenkopf
    - Mutter
- Umgebungsbedingungen beim Versuch
  - Temperatur: \_\_\_\_\_ °
  - Luftfeuchtigkeit: \_\_\_\_\_ %
  - Sonstiges: \_\_\_\_\_

### Auswertung

- Art der Montage
  - Einstufige Montage
    - Drehzahl  $n$  des Versuchs: \_\_\_\_\_ U/min
  - Zweistufige Montage
    - Drehzahl  $n$  bei der ersten Stufe: \_\_\_\_\_ U/min
    - Soll-Umschaltunkt  
entweder
      - Anziehdrehmoment: \_\_\_\_\_ Nmoder
      - Vorspannkraft: \_\_\_\_\_ N
    - Ist-Umschaltpunkt  
entweder
      - Anziehdrehmoment: \_\_\_\_\_ Nmoder
      - Vorspannkraft: \_\_\_\_\_ N
    - Drehzahl  $n$  bei der zweiten Stufe: \_\_\_\_\_ U/min
- Auswertung bei der wievielten Montage: \_\_\_\_\_
- Anzahl der Proben: \_\_\_\_\_
- Wirksamer Reibdurchmesser  $D_b$ : \_\_\_\_\_ mm
  - Innendurchmesser  $d_h$ : \_\_\_\_\_ mm
  - Außendurchmesser  $d_w$ : \_\_\_\_\_ mm
  - Nach Norm oder Zeichnung: \_\_\_\_\_
  - Wenn nicht nach Norm oder Zeichnung:
    - Wo wurde das Tragbild ausgemessen?
      - Schraubenkopfauflage
      - Mutternauflage
      - Gegenlage
      - Scheibe (z. B. bei Kombischrauben)

- Foto des ausgemessenen Tragbildes mit Skalierung

- Nach welcher Norm wurde  $D_b$  bestimmt? \_\_\_\_\_
- Wenn nicht nach Norm, welche Gleichung? \_\_\_\_\_

- Wie wurde der Auswertepunkt definiert? \_\_\_\_\_
- Gemessene oder bestimmte Größen am Auswertepunkt (je nach Absprache)
  - die Vorspannkraft  $F$ : \_\_\_\_\_ N
  - das Anziehdrehmoment  $T$ : \_\_\_\_\_ Nm
  - Drehwinkel  $\varphi$ : \_\_\_\_\_ °
  - k-Faktor: \_\_\_\_\_
  - Drehmoment / Klemmkraft-Verhältnis
    - $\frac{T}{F}$ : \_\_\_\_\_ Nm / N
    - $\frac{F}{T}$ : \_\_\_\_\_ N / Nm
  - das Reibungsmoment in der Kopf- oder Mutternauflage  $T_b$ : \_\_\_\_\_ Nm
  - das Gewindemoment  $T_{th}$ : \_\_\_\_\_ Nm
  - Gesamtreibungszahl  $\mu_{tot}$ : \_\_\_\_\_
  - Reibungszahl in der Kopf- oder Mutternauflage  $\mu_b$ : \_\_\_\_\_
  - Reibungszahl im Gewinde  $\mu_{th}$ : \_\_\_\_\_

Sonstiges:

## 8. Zusammenfassung

Die Bestimmung des wirksamen Reibdurchmessers  $D_b$  ist sehr komplex und hängt von vielen Einflüssen ab wie der Gegenlage unter dem Schraubenkopf / der Mutter, der Geometrie von Schraubenkopf und Mutter (verwendete Gleichung) und der Durchgangsbohrung. Es macht einen Unterschied, ob zur Bestimmung Zeichnungsdaten verwendet werden oder die reale Kontaktfläche ausgemessen wird. Beim händischen Ausmessen ist die Erfahrung des Prüfers von Relevanz. In Abhängigkeit z. B. der Beschichtung oder der in Kontakt stehenden Flächen muss der wirksame Durchmesser  $D_b$  nicht zwangsläufig konstant sein. Die Größe dieses Durchmessers hat einen direkten Einfluss auf die Bestimmung der Gesamtreibungszahl  $\mu_{tot}$  und der Reibungszahl in der Kopf- oder Mutternaufgabe  $\mu_b$ .

## Literaturverzeichnis

- [1] Kremer, Naumann: DSV-Ringversuch 2005, Deutscher Schraubenverband e.V., Hagen, 2005.
- [2] Stolle, Naumann: DSV-Ringversuch 2008, Deutscher Schraubenverband e.V., Hagen, 2008.
- [3] Eberhard, St. Beyer: DSV-Ringversuch 2014, Deutscher Schraubenverband e. V., Hagen, 2015.
- [4] Kellermann, Klein: Untersuchungen über den Einfluss der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen, Sonderdruck aus Konstruktion, Heft 2, Springer-Verlag, Berlin Göttingen Heidelberg, 1955.
- [5] DIN Deutsches Institut für Normung e. V: DIN EN ISO 16047 Verbindungselemente – Drehmoment / Vorspannkraft-Versuch, Beuth Verlag, Berlin, Januar 2013.
- [6] Verein Deutscher Ingenieure: VDI-Richtlinie 2230 Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Zylindrische Einschraubverbindungen, Blatt 1, Düsseldorf Beuth Verlag GmbH, Berlin, November 2015.
- [7] Kloos, Thomala: Schraubenverbindungen - Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung, 5. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2007.
- [8] Normalisation Renault Automobiles: 01 – 50 – 005 / - - E Elements de fixation controle de la relation couple / tension, Mai 2011.
- [9] DIN Deutsches Institut für Normung e. V: DIN EN 14399-2 Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubverbindungen im Metallbau – Teil 2: Eignung zum Vorspannen, Beuth Verlag, Berlin, April 2015.
- [10] DIN Deutsches Institut für Normung e. V: DIN EN 14399-6 Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubverbindungen im Metallbau – Teil 6: Flache Scheiben mit Fase, Beuth Verlag, Berlin, April 2015.
- [11] DIN Deutsches Institut für Normung e. V: DIN EN 1665 Sechskantschrauben mit Flansch, schwere Reihe, Beuth Verlag, Berlin, November 1998.
- [12] DIN Deutsches Institut für Normung e. V: DIN 34801 Schrauben mit Außensechsrund mit großem Flansch, Beuth Verlag, Berlin, Dezember 1999.
- [13] St. Beyer: Schraubfachausbildung (DSV)<sup>®</sup> Modul III, Dresden, 2015.
- [14] DIN Deutsches Institut für Normung e. V: zurück gezogener Entwurf DIN 65946 Luft- und Raumfahrt – Bestimmung der Reibungszahlen von Schrauben und Muttern unter festgelegten Bedingungen, Beuth Verlag, Berlin, Dezember 2016.
- [15] Verband der Automobilindustrie e. V: VDA 235-101 Reibungszahleinstellung von mechanischen Verbindungselementen mit metrischem Gewinde, Frankfurt, November 2009.
- [16] DIN Deutsches Institut für Normung e. V: DIN EN 14831 Verbindungselemente – Anziehverhalten – Vereinfachtes Drehmoment / Drehwinkel-Verfahren, Beuth Verlag, Berlin, Juli 2005.
- [17] DIN Deutsches Institut für Normung e. V: zurückgezogen DIN 65946 Luft- und Raumfahrt – Bestimmung der Reibungszahlen von Schrauben und Muttern unter festgelegten Bedingungen, Beuth Verlag, Berlin, September 2011.
- [18] Renault Nissan Engineering Standard: RNES-A-00006 v1.0 Fasteners – Torque-tension relation test for Bolts and Nuts, September 2016.
- [19] PSA Peugeot Citroën: C10 0054 Vis Goujons Ecrous Controle de l'Aptitude au Frottement Methode, August 2012.
- [20] Volkswagen Aktiengesellschaft: VW 01131 Ermittlung von Reibungszahlen, Wolfsburg, März 2018.
- [21] Daimler AG: Mercedes-Benz Werknorm MBN 10544 Prüfung des Drehmoment / Vorspannkraft-Verhaltens, Januar 2019.
- [22] Eberhard, St. Beyer: Bestimmung des Reibdurchmessers  $D_b$  bei der Anziehdrehmoment-Vorspannkraft-Prüfung von Schraubenverbindungen, Workshop Oberflächenschutzsysteme für Verbindungselemente – dekorativ, leistungsfähig, funktional, Deutscher Schraubenverband e. V., Hagen, S. 55 – 71, 2016.
- [23] Eberhard, Dinger, Oechsner, Friedrich, J. Beyer: Bewertung des selbsttätigen Losdrehens hochbeanspruchter Schraubenverbindungen unter zyklisch wirkender Beanspruchung, Vorhaben AiF IGF 16807 N, IfW / MPA TU Darmstadt und Universität Siegen, 2014.



**DEUTSCHER SCHRAUBENVERBAND E.V.**  
HERSTELLER MECHANISCHER VERBINDUNGSELEMENTE

Inhaltliche Fragen zu diesem Dokument richten Sie bitte an die  
Geschäftsstelle des Deutschen Schraubenverbandes e.V.

Erstellt von Fr. A. Eberhard im AK Oberflächenschutzsysteme