

Mitnehmerverbindungen ohne Anzug
Paßfedern
 Berechnung und Gestaltung

DIN
6892

ICS 21.160

Deskriptoren: Mitnehmerverbindung, Paßfeder, Verbindung, Berechnung,
 Gestaltung

Drive type fastenings without taper action
 Parallel keys
 Calculation and design
 Liaisons par entraîneur sans blocage
 Clavettes
 Calcul et dimensionnement

Inhalt

	Seite		Seite
Vorwort	2	5.4.1.1 Beanspruchung durch statische Torsion	11
1 Anwendungsbereich und Zweck	2	5.4.1.2 Beanspruchung durch statische Biegung	12
2 Normative Verweisungen	2	5.4.2 Gestaltungshinweise bei schwingender Beanspruchung	12
3 Zeichen, Benennungen, Einheiten	3	5.4.3 Beanspruchung durch (quasi-)statische Torsion mit überlagerter Umlaufbiegung	12
4 Umfassendes Berechnungsmodell für Paßfederverbindungen (Methode A)	5	6 Überschlägige Dimensionierung von Paßfederverbindungen (Methode C)	12
5 Vereinfachte Berechnung von Paßfederverbindungen (Methode B)	5	6.1 Vereinfachende Annahmen	14
5.1 Flächenpressung an den Kontaktstellen	5	6.2 Anwendungsgrenzen	14
5.1.1 Wirksame Flächenpressungen	5	6.3 Zulässiges Drehmoment	14
5.1.1.1 Berechnungsgrundlagen	5	6.4 Maximales Spitzendrehmoment	15
5.1.1.2 Anwendungsfaktor K_A	6	6.5 Dauerfestigkeitsabschätzung	15
5.1.1.3 Traganteilkfaktor K_V	6	7 Besondere Hinweise	15
5.1.1.4 Lastverteilungsfaktor K_λ	6	8 Angaben in technischen Unterlagen	15
5.1.1.5 Reibschlußfaktor K_R	8	Anhang A (normativ) Anwendungsfaktoren nach DIN 3990	15
5.1.2 Zulässige Flächenpressungen	9	Anhang B (normativ) Stütz- und Härteeinflussfaktoren	16
5.1.2.1 Laststrichtungswechselfaktor f_W	9	Anhang C (informativ) Maximale Wellenbeanspruchung auf der Basis von örtlichen Spannungen ..	17
5.1.2.2 Lastspitzenhäufigkeitsfaktor f_L	10	Anhang D (normativ) Paßfederabmessungen nach AGMA 9002 und 9003	18
5.2 Wellenbeanspruchung	10	Anhang E (informativ) Berechnungsbeispiele	21
5.2.1 Grundsätzlicher Hinweis	10	Anhang E.1 (informativ) Elastische Bolzenkupplung ..	21
5.2.2 Torsionsbeanspruchung der Welle	10	Anhang E.2 (informativ) Antriebswelle eines Servogetriebes für Industrieroboter	24
5.2.2.1 Beanspruchung durch maximale Torsion	10	Anhang E.3 (informativ) Getriebewelle	27
5.2.2.2 Beanspruchung durch schwingende Torsion ..	10		
5.2.3 Biegebeanspruchung der Welle	10		
5.2.3.1 Beanspruchung durch maximale Biegung	10		
5.2.3.2 Beanspruchung durch Umlaufbiegung	10		
5.2.4 Beanspruchung durch (quasi-)statische Torsion mit überlagerter Umlaufbiegung	11		
5.3 Nabenbeanspruchung	11		
5.4 Gestaltung von Paßfederverbindungen	11		
5.4.1 Gestaltungshinweise bei statischer Beanspruchung	11		

Fortsetzung Seite 2 bis 35

Normenausschuß Maschinenbau (NAM) im DIN Deutsches Institut für Normung e.V.

Vorwort

Die Paßfederverbindung zählt zu den mittelbaren formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen. Das Drehmoment wird von der Welle auf die Nabe über einen Mitnehmer, die Paßfeder, mittelbar übertragen.

Der hauptsächliche Einsatzzweck für Paßfederverbindungen ist das Übertragen von (quasi-)statischen Drehmomenten. Mit Einschränkungen wird die Paßfederverbindung auch bei schwellenden und wechselnden Drehmomenten eingesetzt.

Paßfederverbindungen finden insbesondere dann Anwendung, wenn eine gute Montierbarkeit und spätere Demontage der Welle-Nabe-Verbindung (z. B. Austausch oder Instandsetzung) gefordert oder notwendig ist.

Aus bisherigen Untersuchungen an Paßfederverbindungen geht hervor, daß meist die Welle das kritische Bauteil der Verbindung darstellt. Abscheren der Paßfeder kommt sehr selten und dann nur bei Überlasten vor. Der in zahlreichen Dauerversuchen mit Paßfederverbindungen (siehe [1], [2], [3], [4]) nachgewiesene Schwingungsverschleiß infolge Umlaufbiegung und/oder schwingender Torsion ist meist der entscheidende Schädigungsmechanismus, der zum Versagen der Welle-Nabe-Verbindung führt. Von daher sind Ergebnisse aus Untersuchungen allein an genuteten Wellen nicht für eine Berechnung verwendbar (teilweise besteht noch nicht einmal tendenzielle Übereinstimmung).

Beim Festigkeitsnachweis von Paßfederverbindungen ist es erforderlich, folgende Kriterien zu überprüfen:

- a) Flächenpressung an Welle, Paßfeder und Nabe;
- b) Gestaltfestigkeit der Welle für
 - Torsionsbeanspruchung, in der Regel (quasi-)statisch
 - Biegebeanspruchung, in der Regel dynamisch;
- c) Gestaltfestigkeit der Nabe.

Festigkeitsnachweise für Paßfederverbindungen können nach verschiedenen Methoden geführt werden. Gemäß der Genauigkeit (im Sinne der Berücksichtigung verschiedener Einflußfaktoren) bzw. Zuverlässigkeit des Verfahrens unterscheidet man die Methoden A, B und C. Die umfassendere Methode ist gegenüber der weniger genauen maßgebend.

Methode A:

Es handelt sich hierbei um einen experimentellen Festigkeitsnachweis am Bauteil unter Praxisbedingungen und/oder um eine umfassende rechnerische Beanspruchungsanalyse der kompletten Paßfederverbindung, bestehend aus Welle, Paßfeder und Nabe.

Methode B:

Die Auslegung erfolgt aufgrund einer genaueren Berücksichtigung der auftretenden Flächenpressungen. Außerdem wird ein Festigkeitsnachweis für die Welle nach dem Nennspannungskonzept durchgeführt.

Methode C:

Überschlägige Berechnung der Flächenpressungen und daraus resultierender Abschätzung für die Wellenbeanspruchung.

Abweichungen von diesen Berechnungsmethoden sind in begründeten Fällen zulässig.

1 Anwendungsbereich und Zweck

Diese Norm legt Gestaltungs- und Berechnungsgrundlagen für Paßfederverbindungen fest, deren Teile aus metallischen Werkstoffen bestehen. Die Geometrie der Paßfederverbindung ist in DIN 6885-1, DIN 6885-2 und DIN 6885-3 mit Ausnahme der Paßfederlänge festgelegt. Darüber hinaus sind die Angaben über zylindrische Wellenenden in DIN 748-1 und DIN 748-3 zu beachten.

Diese Norm gilt überwiegend für im Maschinenbau angewandte Paßfederverbindungen im Temperaturbereich von -40 °C bis 150 °C .

Zweck dieser Norm ist die Darstellung verschiedener Berechnungsmöglichkeiten zur sicheren Auslegung von Paßfederverbindungen.

2 Normative Verweisungen

DIN 748-1
Zylindrische Wellenenden; Abmessungen, Nenndrehmomente

DIN 748-3
Zylindrische Wellenenden für elektrische Maschinen

DIN 1652-4

Blankstahl; Technische Lieferbedingungen; Blankstahl aus Vergütungsstählen

DIN 1681

Stahlguß für allgemeine Verwendungszwecke; Technische Lieferbedingungen

DIN 1691

Gußeisen mit Lamellengraphit (Grauguß); Allgemeine Hinweise für die Werkstoffwahl und die Konstruktion; Anhaltswerte der mechanischen und physikalischen Eigenschaften

DIN 1693-1

Gußeisen mit Kugelgraphit; Werkstoffsorten; unlegiert und niedriglegiert

DIN 1693-2

Gußeisen mit Kugelgraphit, unlegiert und niedriglegiert; Eigenschaften im angegossenen Probestück

DIN 3990-1

Tragfähigkeit von Stirnrädern; Einführung und allgemeine Einflußfaktoren

DIN 6281

Stromerzeugungsaggregate mit Kolbenkraftmaschinen; Anschlußmaße für Generatoren und Kolbenkraftmaschinen

- DIN 6885-1
Mitnehmerverbindung ohne Anzug; Paßfedern, Nuten, hohe Form
- DIN 6885-2
Mitnehmerverbindung ohne Anzug; Paßfedern, Nuten, hohe Form für Werkzeugmaschinen; Abmessungen und Anwendung
- DIN 6885-3
Mitnehmerverbindung ohne Anzug; Paßfedern, niedrige Form; Abmessungen und Anwendung
- DIN 7190
Preßverbände; Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln
- DIN ISO 8821
Mechanische Schwingungen; Vereinbarungen über die Paßfeder-Art beim Auswuchten von Wellen und Verbundteilen; identisch mit ISO 8821: 1989
- DIN EN 10025
Warmgewalzte Erzeugnisse aus unlegierten Baustählen; Technische Lieferbedingungen; Deutsche Fassung EN 10025 : 1990
- DIN EN 10083-1
Vergütungsstähle; Technische Lieferbedingungen für Edelstähle; Deutsche Fassung EN 10083-1 : 1991
- DIN EN 10083-2
Vergütungsstähle; Technische Lieferbedingungen für unlegierte Qualitätsstähle; Deutsche Fassung EN 10083-2 : 1991
- DIN 17210
Einsatzstähle; Technische Lieferbedingungen
- AGMA 9002-A86
Bores and keyways for flexible couplings (inch series)
- AGMA 9003-A91
Flexible couplings – keyless fits
- [1] Raab, W., A. Renneisen, M. Weigand und V. Günther: Beanspruchungen in Paßfederverbindungen. Teil 1: Paßfederverbindungen unter Torsionsbelastung. Teil 2: Paßfederverbindungen unter Biegebelastung. Antriebs-technik 31 (1992) Heft Nr. 6 S. 69–73 und Heft Nr. 7 S. 55–59

- [2] Zang, R.: Beanspruchungen in der Welle einer Paßfederverbindung bei statischer und dynamischer Torsionsbelastung. Diss. TH Darmstadt 1987
- [3] Weigand, M.: Untersuchung der Beanspruchung von Paßfederverbindungen bei umlaufender Biegebelastung. Diss. TH Darmstadt 1991
- [4] Renneisen, A.: Untersuchungen zur Beanspruchung von Paßfederverbindungen unter überlagerter Biege- und Torsionsbelastung. Diss. TH Darmstadt 1993
- [5] Militzer, O.: Rechenmodell für die Auslegung von Wellen-Naben-Paßfederverbindungen. Diss. TU Berlin 1975
- [6] FVA-Programm REMOP
Exakte Berechnung von Wellen-Naben-Paßfederverbindungen. FVA-Hefte Nr. 26 (1975) und 34 (1976)
- [7] Müller, H. W.: Betriebsverhalten zylindrischer und kegeliger Preßverbindungen. VDI-Berichte Nr. 299. Düsseldorf, VDI-Verlag 1977
- [8] Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau
Herausgegeben von W. Beitz und K.-H. Küttner, 18. Auflage, Berlin, Heidelberg, New York, Springer Verlag 1995
- [9] Festigkeitsnachweis
Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile – Richtlinie, FKM-Heft 183-2 Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., Frankfurt/M. 1994
- [10] DIN 743
Tragfähigkeit von Wellen und Achsen; Einführung und Berechnung; AA 2.2 „Wellen“ im Normenausschuß Maschinenbau, Frankfurt/M. Entwurf 1997
- [11] Theißen, J., W. Raab: Die Belastbarkeit von Paßfederverbindungen nach DIN 6892. VDI-Bericht Nr. 1384. Düsseldorf, VDI-Verlag 1998

3 Zeichen, Benennungen, Einheiten

a_0	Axialer Abstand zwischen Lastein- bzw. -ableitungsstelle	mm
a_1	Abstand zwischen Nabenstirnfläche und prismatischem Teil der Paßfeder	mm
b	Paßfederbreite	mm
c	Breite der Nabe mit D_2 innerhalb l_{tr}	mm
d	Wellendurchmesser	mm
d_A	Großer Wellendurchmesser bei abgesetzter Welle	mm
D	Außendurchmesser der Nabe	mm
D_1	Kleiner Außendurchmesser bei abgesetzter Nabe	mm
D_2	Großer Außendurchmesser bei abgesetzter Nabe	mm
f_H	Härteeinflussfaktor	
f_L	Lastspitzenhäufigkeitsfaktor	
f_S	Stützfaktor	
f_W	Lastrichtungswechselfaktor	
F_{eq}	äquivalente Umfangskraft	N
F_{max}	maximale Umfangskraft	N
F_u	Zahnumfangskraft	N
h	Paßfederhöhe	mm
i	Paßfederanzahl	
K_A	Anwendungsfaktor	

K_G	Geometriefaktor für Paßfedern nach AGMA-Standard	
K_R	Reibschlußfaktor	
K_v	Traganteilfaktor	
K_λ	Lastverteilungsfaktor	
$K_{\lambda e}$	Faktor zur Berücksichtigung der nabenseitigen Lastein- bzw. -ableitung	
l_{PF}	Paßfederlänge	mm
l_{1tr}	tragende Paßfederlänge der Welle	mm
l_{2tr}	tragende Paßfederlänge der Nabe	mm
M_b	Biegemoment	Nm
N	Nabe	
N_{Grenz}	Grenzlastspielzahl im Dauerversuch	
N_L	Häufigkeit der Lastspitzen	
N_W	Häufigkeit der Lastrichtungswechsel	
p_1	Flächenpressung in der Wellennut	N/mm ²
p_2	Flächenpressung in der Nabennut	N/mm ²
p_{eq}	äquivalente wirksame Flächenpressung	N/mm ²
p_{max}	maximale wirksame Flächenpressung	N/mm ²
p_{zul}	zulässige Flächenpressung	N/mm ²
q	Korrekturfaktor für Reibschluß mit Paßfeder	
r	45°-Schrägung oder Rundung an der Paßfeder	mm
r_2	Nutgrundradius	mm
R	Spannungsverhältnis	
R_{emin}	Minimum der Streckgrenzen von Wellen-, Naben- und Paßfederwerkstoff	N/mm ²
R_e	Streckgrenze	N/mm ²
R_m	Zugfestigkeit	N/mm ²
$R_{p0,2}$	Dehngrenze	N/mm ²
s_1	45°-Schrägung oder Rundung an der Wellennutkante	mm
s_2	45°-Schrägung oder Rundung an der Nabennutkante	mm
t	Nuttiefe	mm
t_1	Wellennuttiefe	mm
t_{1tr}	tragende Wellennuttiefe	mm
t_{2tr}	tragende Nabennuttiefe	mm
T	Drehmoment	Nm
T_{eq}	äquivalentes Drehmoment	Nm
T_{max}	maximales Spitzendrehmoment	Nm
$T_{maxRück}$	maximales Rückwärtsdrehmoment	Nm
T_{nenn}	Nenn-Drehmoment	Nm
T_{Rmin}	minimales Reibschlußmoment	Nm
T_{zul}	zulässiges Drehmoment	Nm
W	Welle	
$\alpha_{\sigma B}$	Spannungsformzahl für Biegung	
$\alpha_{\tau T}$	Spannungsformzahl für Torsion	
β_{cb}	Kerbwirkungszahl für Biegung	
β_{ct}	Kerbwirkungszahl für Torsion	
φ	Traganteil bei zwei Paßfedern	
σ_{ba}	Biegeausschlagsspannung	N/mm ²
σ_{bmax}	maximale Biegespannung der Welle, örtlich	N/mm ²
σ_{bn}	Biegenennspannung der Welle	N/mm ²
σ_{bnmax}	maximale Biegenennspannung der Welle	N/mm ²
τ_{max}	maximale Torsionsspannung der Welle, örtlich	N/mm ²
τ_n	Torsionsnennspannung der Welle	N/mm ²
τ_{nmax}	maximale Torsionsnennspannung der Welle	N/mm ²

4 Umfassendes Berechnungsmodell für Paßfederverbindungen (Methode A)

Der nach dieser Methode zu führende Festigkeitsnachweis orientiert sich an experimentellen Untersuchungen, die das Auftreten von Schwingungverschleiß in der Paßfederverbindung berücksichtigen. Ersatzweise ist auch eine umfassende rechnerische Beanspruchungsanalyse der kompletten Paßfederverbindung, bestehend aus Welle, Paßfeder und Nabe vorstellbar.

Eine allgemeingültige Vorgehensweise zur Berechnungsmethode kann zur Zeit noch nicht angegeben werden.

5 Vereinfachte Berechnung von Paßfederverbindungen (Methode B)

5.1 Flächenpressung an den Kontaktstellen

Ein Beurteilungskriterium für die Tragfähigkeit der Paßfederverbindung ist die wirksame Flächenpressung zwischen Paßfeder und Wellen- bzw. Nabennutwand. Sie darf zulässige Grenzwerte, die sich aus den Werkstofffestigkeiten ergeben, nicht überschreiten. Für den Festigkeitsnachweis ist die Überprüfung der Flächenpressung an allen tragenden Flächen erforderlich.

Praktische Erfahrungen zeigen, daß bei (quasi-)statischer Torsionsbelastung an den Kontaktflächen örtlich in begrenztem Umfang die Fließgrenze überschritten werden darf, ohne daß bei duktilen Werkstoffen Sicherheit und Funktion der Paßfederverbindung beeinträchtigt werden. Auch bei Ausnutzung dieses Effektes wird die Paßfeder nicht abscheren. Durch solche lokalen plastischen Verformungen ergibt sich unter Umständen sogar eine gleichmäßigere Lastverteilung.

Das Berechnungsverfahren gilt für einseitige und mit Einschränkungen auch für wechselseitige Belastung der Paßfedern.

Die Flächenpressung wird aus dem zu übertragenden Drehmoment berechnet.

Die maßgeblichen Belastungsgrößen sind das äquivalente Drehmoment T_{eq} und das im Verlauf der gesamten Betriebsdauer tatsächlich auftretende maximale Spitzendrehmoment T_{max} . Das äquivalente Drehmoment T_{eq} wird mit Hilfe des in

DIN 3990, Teil 1, Anhang A vorgeschlagenen Anwendungsfaktors K_A aus dem Nenn-Drehmoment T_{nenn} bestimmt.

5.1.1 Wirksame Flächenpressungen

5.1.1.1 Berechnungsgrundlagen

Aus dem Nenn-Drehmoment T_{nenn} wird das **äquivalente Drehmoment** T_{eq} mit dem Anwendungsfaktor K_A (siehe 5.1.1.2) in Gleichung (1) berechnet.

$$T_{eq} = K_A \cdot T_{nenn} \quad (1)$$

Das im Verlauf der gesamten Betriebsdauer nur in Form von Sonderereignissen auftretende maximale Drehmoment T_{max} muß für den jeweiligen Anwendungsfall (z. B. aus Anfahrstößen, Kurzschlußmomenten, Notbremsmomenten usw.) bestimmt werden. Auch diese Sonderereignisse sind im Anwendungsfaktor K_A zu erfassen.

Die **wirksamen Umfangskräfte** F_{eq} und F_{max} werden mit den Gleichungen (2) und (3) ermittelt. Dabei wird der Kraftangriffspunkt für die Umfangskraft im Wellendurchmesser angenommen.

$$F_{eq} = \frac{2 T_{eq}}{d} \cdot 1\,000 \quad (2)$$

$$F_{max} = \frac{2 T_{max}}{d} \cdot 1\,000 \quad (3)$$

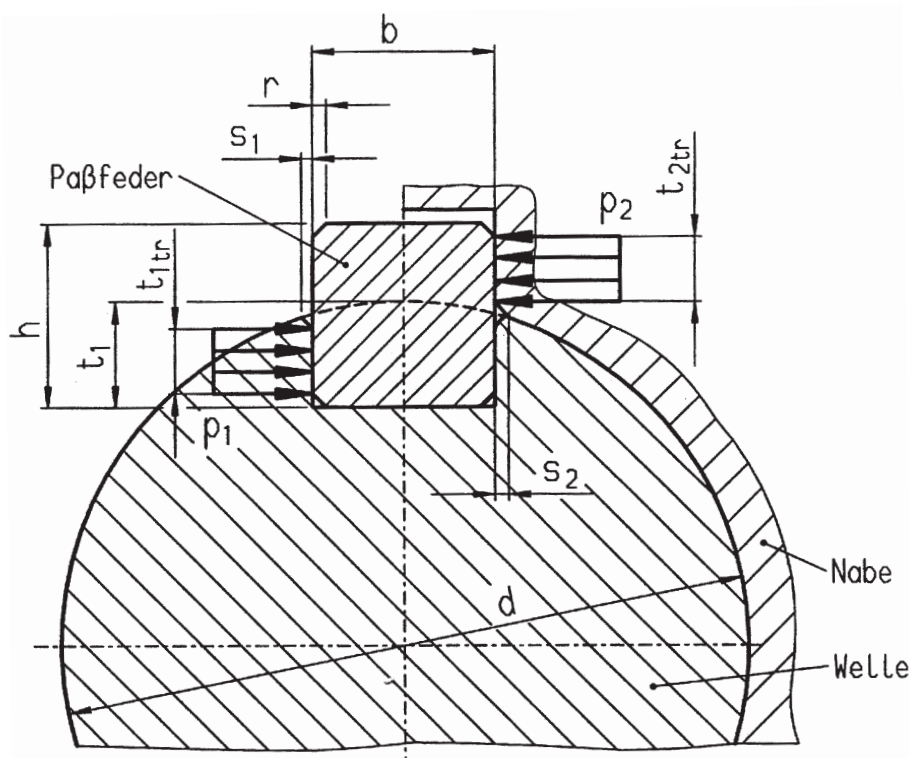


Bild 1: Geometrie und Flächenpressungen an der Paßfederverbindung

Die **tragenden Nuttiefen** t_{1tr} und t_{2tr} zwischen Paßfeder und Wellen- bzw. Nabennutwand werden mit Hilfe der Gleichungen (4) und (5) ermittelt. Berücksichtigt werden dabei die 45°-Schrägungen bzw. Rundungen an der Paßfeder sowie an Wellen- bzw. Nabennutkante nach Bild 1:

- für die Wellennutwand:

$$t_{1tr} = t_1 - (r + s_1) - \frac{1}{2} \left(d - \sqrt{d^2 - (b + 2s_1)^2} \right) \quad (4)$$

- für die Nabennutwand:

$$t_{2tr} = h - t_1 - (r + s_2) + \frac{1}{2} \left(d - \sqrt{d^2 - (b + 2s_1)^2} \right) \quad (5)$$

Grundsätzlich trägt nur der prismatische Teil der Paßfeder. Die **tragende Paßfederlänge** l_{tr} wird für die verschiedenen Paßfederformen (nach DIN 6885-1) wie folgt berechnet:

- rundstirnige Paßfederformen (A, E, C):

$$l_{tr} = l_{PF} - b \quad (6)$$

- geradstirnige Paßfederformen (B, D, F, G, H, J):

$$l_{tr} = l_{PF} \quad (7)$$

- kombinierte Paßfederform (AB):

$$l_{tr} = l_{PF} - \frac{b}{2} \quad (8)$$

Auch bei zwei Paßfedern wird die tragende Länge l_{tr} nur einfach eingesetzt.

Wenn die Länge l_{2tr} der Nabennut kleiner als die so ermittelte tragende Paßfederlänge l_{tr} ist, muß die tragende Länge der Nabennut entsprechend den vorliegenden geometrischen Verhältnissen reduziert werden. Bei der Welle darf in diesem Fall für die Länge l_{1tr} von jedem überstehenden prismatischen Teil bis maximal $1 \times b$ als mittragend gerechnet werden.

Die in der Wellen- bzw. Nabennut **wirksamen mittleren Flächenpressungen** $p_{1,2}$ werden unter Berücksichtigung der im folgenden genannten Einflüsse mit den Gleichungen (9) und (10) ermittelt.

Das ungleichmäßige Tragen bei zwei gleichmäßig am Umfang angeordneten Paßfedern wird durch einen Traganteilkfaktor K_v (siehe 5.1.1.3) berücksichtigt.

Der Lastverteilungsfaktor K_λ (siehe 5.1.1.4) berücksichtigt die inkonstante Lastverteilung über die Nutlänge und die Lastein- bzw. -ableitungsverhältnisse in der Paßfeder Verbindung.

Mit dem Reibschlußfaktor K_R (siehe 5.1.1.5) kann im Fall einer Übermaßpassung für das bei einzelnen Lastspitzen auftretende Drehmoment eine Reduzierung der maximalen Flächenpressung über das Rutschmoment berücksichtigt werden.

$$p_{1,2eq} = K_v K_\lambda \frac{F_{eq}}{l_{1,2tr} t_{1,2tr}} \quad (9)$$

$$p_{1,2max} = K_v K_\lambda K_R \frac{F_{max}}{l_{1,2tr} t_{1,2tr}} \quad (10)$$

Ergibt die Rechnung nach Gleichung (9) einen größeren Wert als nach Gleichung (10), dann ist für $p_{1,2max}$ der größere Wert nach Gleichung (9) zu setzen, d. h. $p_{1,2max} = p_{1,2eq}$.

5.1.1.2 Anwendungsfaktor K_A

Der Anwendungsfaktor K_A zur Berechnung des äquivalenten Drehmoments T_{eq} wird mit Hilfe der Tabellen in der DIN 3990, Teil 1, Anhang A für den jeweils vorliegenden Anwendungsfall bestimmt. Die entsprechenden Tabellen A.1 bis A.3 sind im Anhang A der vorliegenden Norm enthalten.

Im Vorgriff auf die noch ausstehende Methode A kann bei Vorliegen eines Lastkollektivs das äquivalente Drehmoment mit Hilfe einer Schadenshypothese (z. B. Palmgren-Miner-Regel) genauer bestimmt werden.

5.1.1.3 Traganteilkfaktor K_v

Bei Verwendung von zwei Paßfedern kommt es durch herstellungsbedingte Form- und Lageabweichungen zu einem ungleichmäßigen Tragen der einzelnen Paßfedern. Die dadurch reduzierte Tragfähigkeit der Paßfeder Verbindung wird durch den Traganteilkfaktor K_v (bzw. Traganteil φ) nach Gleichung (11) berücksichtigt. Wegen der nicht exakt erfaßbaren Lastaufteilung werden in der Praxis nicht mehr als zwei Paßfedern eingesetzt.

$$K_v = \frac{1}{i\varphi} \quad (11)$$

Eine Paßfeder ($i = 1$): $\varphi = 1$

Zwei Paßfedern ($i = 2$): $\varphi = 0,75$ zur Berechnung der äquivalenten Flächenpressung
 $\varphi = 0,9$ zur Berechnung der maximalen Flächenpressung

- Im Gegensatz zur Berechnung der äquivalenten Flächenpressung kann bei der Berechnung der maximalen Flächenpressung ein höherer Traganteil φ angesetzt werden, da ein in einzelnen Lastspitzen auftretendes Drehmoment T_{max} durch Verformungen an der Paßfeder und im Nutgrund zu einem höheren Traganteil führt.
- Bei Anwendung dieser Traganteile werden duktile Werkstoffe mit ausgeprägter Fließgrenze sowie ausreichende Fertigungsgenauigkeit vorausgesetzt [5].
- Für spröde Werkstoffe (z. B. Grauguß) liegen bisher keine gesicherten Erkenntnisse über die Tragfähigkeit bei zwei Paßfedern vor.

5.1.1.4 Lastverteilungsfaktor K_λ

Die inhomogene Lastverteilung über die Nutlänge und die Lastein- bzw. -ableitungsverhältnisse in der Paßfeder Verbindung werden durch den Lastverteilungsfaktor K_λ berücksichtigt.

Das ungleichförmige Tragen bei zwei Paßfedern wird hierbei durch folgende Annahme berücksichtigt:

a) Eine Paßfeder: $K_\lambda = K_{\lambda e}$ (12)

b) Zwei Paßfedern: $K_\lambda = 2K_{\lambda e} - 1$ (13)

Der Faktor $K_{\lambda e}$ ist von der Art der Lastein- bzw. -ableitung abhängig. In Bild 2 werden unabhängig von der Momentenflußrichtung innerhalb der Paßfeder Verbindung drei Fälle unterschieden. Der Punkt N idealisiert die Stelle der Lastein- bzw. -ableitung in der Nabe (z. B. beim Zahnrad die senkrecht zur Zeichenebene wirkende Zahnumfangskraft F_w). In der Welle ist der entsprechende Punkt W durch den Beginn der Lastein- bzw. -ableitung zwischen Welle und Paßfeder festgelegt. Bei abgesetzter Nabe nach Bild 2 bedeuten:

D_1 kleiner Außendurchmesser bei abgesetzter Nabe

D_2 großer Außendurchmesser bei abgesetzter Nabe

a_0 Abstand zwischen den axialen Schnittebenen durch N und W

c Breite des Nabenteiles mit D_2 innerhalb des tragenden Paßfederteils, d. h. $c \leq l_{tr}$

D ist der Außendurchmesser der Nabe bzw. bei abgesetzter Nabe der Außendurchmesser des Ersatzzylinders mit gleicher Verdrehsteifigkeit und wird nach Gleichung (14) berechnet.

$$D = \frac{D_2}{\sqrt[4]{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4 \left(1 - \frac{c}{l_{tr}}\right) + \frac{c}{l_{tr}}}} \quad (14)$$

Näherungsweise kann der Faktor $K_{\lambda e}$ in Abhängigkeit von a_0/l_{tr} mit den Diagrammen in den Bildern 3, 4 und 5 ermittelt werden.

Jedes Diagramm gilt nur für ein ausgezeichnetes Verhältnis a_0/l_{tr} ($a_0/l_{tr} = 0; 0,5$ und $1,0$). Für andere Verhältnisse a_0/l_{tr} kann zwischen den ermittelten Werten aus zwei Diagrammen

interpoliert werden. Dabei ist folgendes zu beachten: Wird der Abstand a_0 negativ (N liegt rechts von W), dann ist $a_0/l_{tr} = 0$ zu setzen. Wird der Abstand a_0 größer als die Länge l_{tr} , dann ist $a_0/l_{tr} = 1$ zu setzen.

Ein genaueres Verfahren zur Bestimmung des Lastverteilungsfaktors K_{λ} ist mit [6] möglich.

Bei aus der Nabennut überstehender Paßfeder darf in Gleichung (14) für l_{tr} der überstehende prismatische Teil nicht mitgerechnet werden. Der Punkt W für die Krafteinleitung der Welle liegt in diesem Fall am Ende der Nabennut.

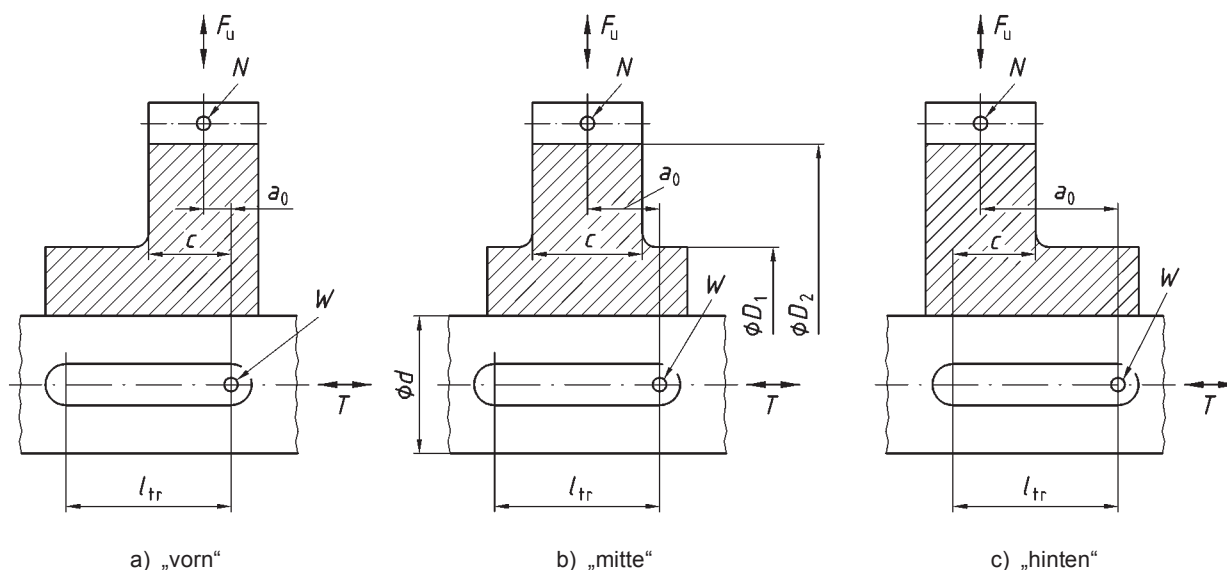


Bild 2: Beispiele für Lastein- bzw. -ableitung an Welle und Nabe einer Paßfederanordnung nach [5]

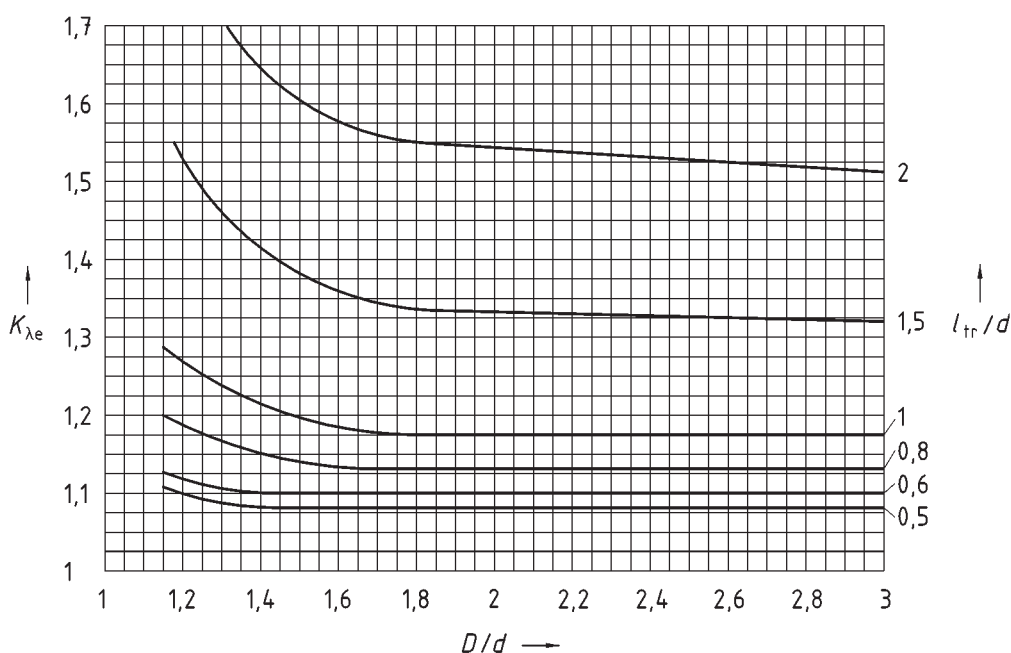


Bild 3: Bestimmung des Faktors $K_{\lambda e}$ für nabenseitige Lastein- bzw. -ableitung „vorn“ nach Bild 2a, berechnet nach [5] und [6] mit $a_0/l_{tr} = 0$

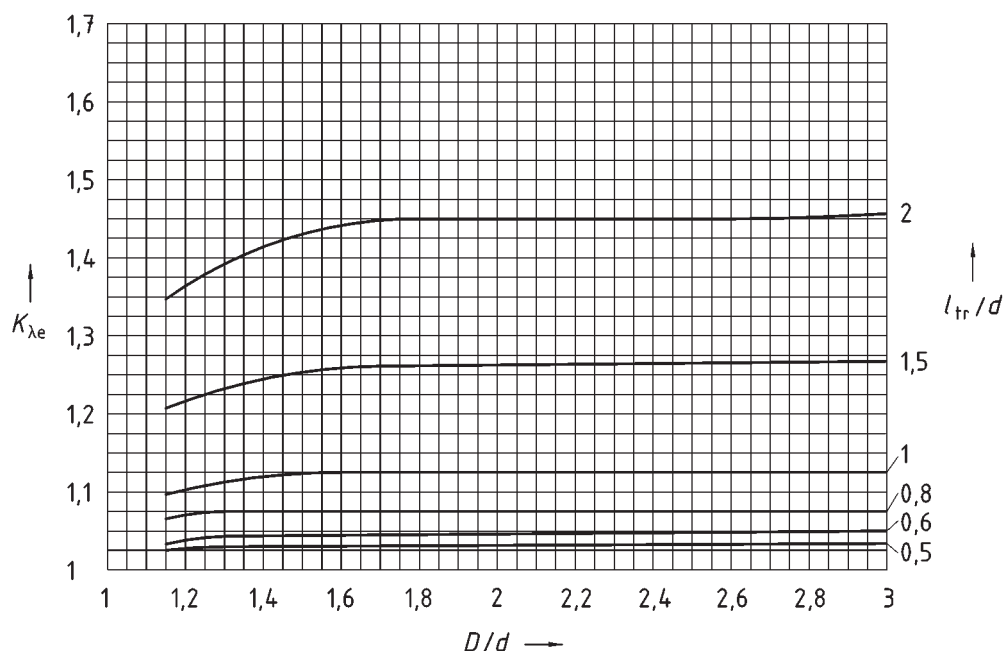


Bild 4: Bestimmung des Faktors $K_{\lambda e}$ für nabenseitige Lastein- bzw. -ableitung „mitte“ nach Bild 2b, berechnet nach [5] und [6] mit $a_0/l_{tr} = 0,5$

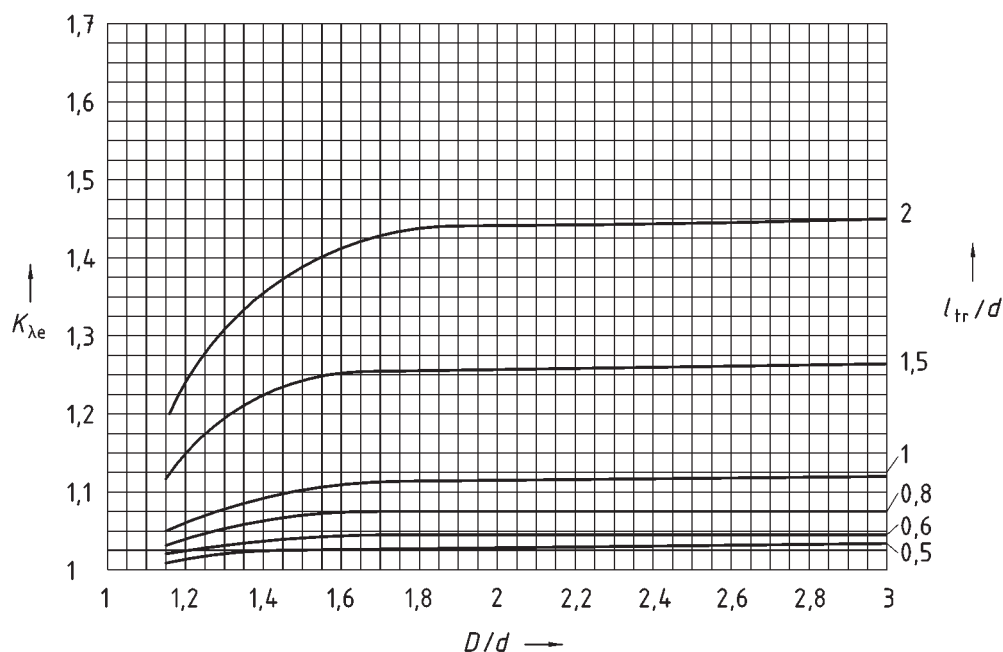


Bild 5: Bestimmung des Faktors $K_{\lambda e}$ für nabenseitige Lastein- bzw. -ableitung „hinten“ nach Bild 2c, berechnet nach [5] und [6] mit $a_0/l_{tr} = 1,0$

5.1.1.5 Reibschlußfaktor K_R

Über den Reibschlußfaktor K_R kann berücksichtigt werden, daß bei einer Übermaßpassung ein Teil des Drehmomentes durch Reibschluß übertragen wird. Dies soll aber nur bei der Berechnung der maximalen wirksamen Flächenpressung p_{max} berücksichtigt werden. Bei schwingender Last hemmt eine Übermaßpassung außerdem das Auftreten von Schwingungsverschleiß. Eine Spiel- oder Übergangspassung wirkt sich nachteilig auf die Wellenfestigkeit aus (siehe 5.2).

Zur Bestimmung des Reibschlußfaktors ist von dem minimalen Reibschlußmoment T_{Rmin} der Übermaßpassung auszugehen. Es kann z. B. nach DIN 7190 für die nutfreie Bohrung bestimmt werden. Der aufgrund der Paßfeder gegenüber der

nutfreien Bohrung reduzierte Fugendruck wird durch den Faktor q berücksichtigt. Das für die Kraftübertragung wirksame Reibschlußmoment wird damit vermindert. In erster Näherung kann bei einer Paßfeder $q = 0,8$ gesetzt werden [7]. Mit dem im Verlauf der gesamten Betriebszeit auftretenden maximalen Spitzendrehmoment T_{max} gilt:

a) für $T_{max} > q \cdot T_{Rmin}$

$$K_R = \frac{T_{max} - q \cdot T_{Rmin}}{T_{max}} \quad (15)$$

b) für $T_{max} \leq q \cdot T_{Rmin}$

wird das Spitzendrehmoment durch den gestörten Querverpresverband reibschlüssig übertragen. Die in der Paß-

federverbindung auftretende Flächenpressung ist in diesem Fall nicht maßgeblich, und die Überprüfung der maximalen Flächenpressung $p_{\max}$ kann entfallen.

Warnhinweis: Für spröde Werkstoffe (z. B. Grauguß) ist keine Übermaßpassung zulässig.

5.1.2 Zulässige Flächenpressungen

Die wirksamen Flächenpressungen p_1 und p_2 nach Gleichungen (9) und (10) dürfen zulässige Werte sowohl an der Paßfeder als auch an der Wellen- bzw. Nabennutwand nicht überschreiten. Folgende Festigkeitskriterien sind mit entsprechenden Sicherheiten einzuhalten:

$$p_{1,2eq} < f_W \cdot p_{zul} \quad (16)$$

$$p_{1,2max} < f_L \cdot p_{zul} \quad (17)$$

Die zulässigen Flächenpressungen p_{zul} werden durch die Streckgrenze R_e bzw. die Dehngrenze $R_{p0,2}$ des Werkstoffs nach Gleichungen (18) und (19) bestimmt.

Der Einfluß von Lastrichtungswechseln auf die zulässige Flächenpressung kann über den **Lastrichtungswechselfaktor** f_W (siehe 5.1.2.1) erfaßt werden.

Der Einfluß von Lastspitzen auf die maximale Flächenpressung kann, unabhängig davon, ob diese zu einseitigen oder wechselseitigen Paßfederbelastungen führen, über den **Lastspitzenhäufigkeitsfaktor** f_L (siehe 5.1.2.2) erfaßt werden.

Über den **Stützfaktor** f_S kann eine Stützwirkung berücksichtigt werden, die bei druckbeanspruchten Bauteilen auftritt. Diese Stützwirkung ist erfahrungsgemäß bei Naben aufgrund des größeren beanspruchten Werkstoffvolumens höher als bei Wellen und Paßfedern.

Durch den **Härteeinflußfaktor** f_H , der sich aus dem Verhältnis von Oberflächen- zu Kernfestigkeit bei oberflächengehärteten Bauteilen berechnet, kann eine dadurch bedingte Erhöhung der zulässigen Flächenpressung berücksichtigt werden.

Beide Faktoren sind in der Tabelle B.1 genannt.

a) für duktile Werkstoffe:

$$p_{zul} = f_S \cdot f_H \cdot R_e \text{ bzw. } f_S \cdot f_H \cdot R_{p0,2} \quad (18)$$

entsprechend den Angaben in den jeweiligen Werkstoff-Normblättern

b) für spröde Werkstoffe (z. B. Grauguß):

$$p_{zul} = f_S \cdot R_m \quad (19)$$

entsprechend den Angaben in DIN 1691

Die Festigkeitsbedingungen sind für alle tragenden Flächen zu überprüfen. Die Dauerfestigkeitsnachweise für Welle und Nabe (siehe 5.2 und 5.3) sind zusätzlich zu führen.

5.1.2.1 Lastrichtungswechselfaktor f_W

Auch bei wechselnder Drehmomentrichtung sind Paßfederverbindungen bedingt einsetzbar. Allerdings wird die Lebensdauer begrenzt, wenn es zum ständigen Rutschen zwischen Welle und Nabe und damit zum Ausschlagen der Paßfeder-Verbindung kommt.

Das nachstehende, auf praktischen Erfahrungen beruhende Auslegungsverfahren ist ein erster Ansatz zur näherungsweisen Erfassung der genannten Einflüsse.

Zwei Fälle sind zu unterscheiden:

a) **Einseitige Paßfederbelastung** bei wechselnder Belastungsrichtung.

Die maximalen Drehmomente in Rückwärtsrichtung (entgegen der Hauptlastrichtung) überschreiten den wirksamen Anteil des minimalen Reibschlußmoments nicht.

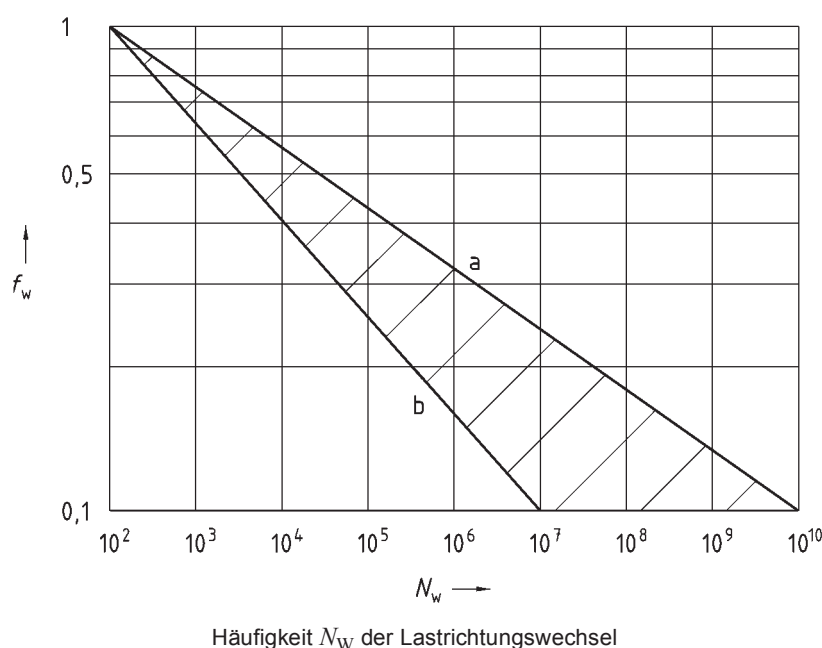
$$T_{\max\text{Rück}} \leq q \cdot T_{\text{Rmin}} \cdot f_W = 1 \quad (20)$$

b) **Wechselseitige Paßfederbelastung** bei wechselnder Belastungsrichtung.

Die maximalen Drehmomente überschreiten in beiden Richtungen den wirksamen Anteil des minimalen Reibschlußmoments.

$$T_{\max} > q \cdot T_{\text{Rmin}} \text{ und } T_{\max\text{Rück}} > q \cdot T_{\text{Rmin}} \cdot f_W \leq 1 \quad (21)$$

In diesem Fall ist der Lastrichtungswechselfaktor f_W abhängig von der Häufigkeit N_W der Lastrichtungswechsel für die Paßfeder und kann entsprechend des in Bild 6 angenommenen Zusammenhangs bestimmt werden. Die aufgrund von Sonderereignissen auftretenden Lastrichtungswechsel sind hier ebenfalls zu berücksichtigen.



- a) für Wechselseitige Momente mit zeitlich langsamem Momentenanstieg (z. B. Reversierbetrieb bei Fahrwerksantrieben)
- b) für Wechselseitige Momente mit zeitlich schnellem Momentenanstieg (z. B. hochdynamische Servoantriebe in Industrierobotern)

Bild 6: Lastrichtungswechselfaktor f_W für wechselseitige Paßfederbelastung

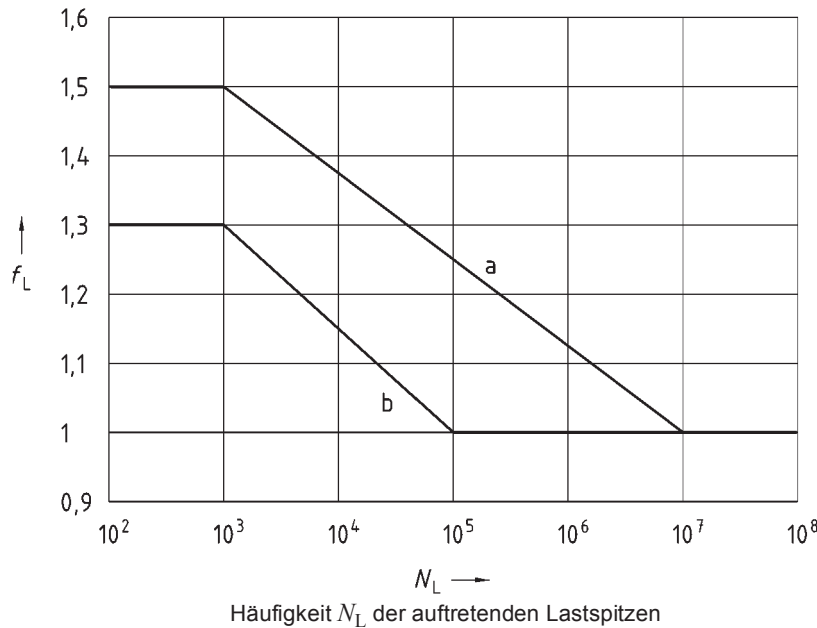


Bild 7: Lastspitzenhäufigkeitsfaktor f_L

a) für duktile Werkstoffe

b) für spröde Werkstoffe

5.1.2.2 Lastspitzenhäufigkeitsfaktor f_L

Unter Lastspitzen versteht man diejenigen Sonderereignisse, bei denen das Drehmoment betragsmäßig das äquivalente Drehmoment T_{eq} deutlich übersteigt. Diese Sonderereignisse können auftreten durch Anfahrstöße, Kurzschlußmomente, Notbremsmomente, schlagartige Blockierungen usw. Die Häufigkeit N_L dieser Lastspitzen während der gesamten Betriebsdauer ist abzuschätzen.

Für einzelne Lastspitzen ist je nach Duktilität des Werkstoffes das 1,3- bis 1,5fache der dauernd ertragbaren Flächenpressung zulässig. Angenommen wird ein Zusammenhang nach Bild 7. Der Bereich bis 10^3 muß noch durch systematische Versuche weiter belegt werden.

5.2 Wellenbeanspruchung

5.2.1 Grundsätzlicher Hinweis

Für die gestaltfeste Auslegung von Paßfederverbindungen ist es nicht zulässig, Kerbwirkungszahlen zu verwenden, die nur an genuteten Wellen oder durch Umrechnung aus an genuteten Wellen ermittelten Spannungsformzahlen bestimmt wurden, weil hier unterschiedliche Versagensmechanismen vorliegen.

Die im folgenden genannten Kerbwirkungszahlen stammen aus Untersuchungen an kompletten Verbindungen mit praxisorientierten Probengeometrien und Werkstoffen [2], [3], [4].

5.2.2 Torsionsbeanspruchung der Welle

5.2.2.1 Beanspruchung durch maximale Torsion

Die maximal auftretende Torsionsspannung τ_{nmax} kann nach Gleichung (22) bestimmt werden.

$$\tau_{nmax} = \frac{16 \cdot T_{max}}{\pi \cdot d^3} \cdot 1\,000 \quad (22)$$

Dies entspricht einer Berechnung auf der Basis von Nennspannungen. Da Spannungsüberhöhungen und deren Abbau durch lokales Fließen darin berücksichtigt sind, ist Gleichung (22) nur bei duktilen Werkstoffen anwendbar. Eine Berechnung auf der Basis örtlicher Spannungen kann grundsätzlich ebenfalls erfolgen bzw. ist bei einem spröden Werkstoff notwendig (siehe Bild 8 und Anhang C, Bild C.1).

5.2.2.2 Beanspruchung durch schwingende Torsion

Als Versagensursache von Paßfederverbindungen wurde im Rahmen von Schwingversuchen mit schwellender Torsions-

belastung Schwingungsverschleiß im Paßfedernutendbereich identifiziert. Dieser führt zu Anrissen an den kaltverschweißten Oberflächen der Nutwand [2]. Die Rissentstehung ist durch die zwischen Paßfeder und Nutwand auftretende Relativbewegung im Mikrobereich bei dynamischer Torsionsbelastung zu erklären. In Verbindung mit den vorhandenen Normalkräften ergeben sich Reibschubspannungen und in deren Folge adhäsiv-abrasiver Schichtverschleiß. Das im Nutendbereich vorliegende hohe Spannungsniveau mit relativ geringem Gradienten führt zu einer raschen Ausbreitung des Risses und schließlich zum Versagen des Bauteils.

Für den Gestaltfestigkeitsnachweis der Welle kann (nach Untersuchungen bei $d = 40$ mm und $R_m = 600$ N/mm²) mit einer **Kerbwirkungszahl** $\beta_{ct} \approx 1,4$ bis 1,5 gerechnet werden. Der Index c weist auf die Komplexbeanspruchung der kompletten Paßfederverbindung durch Kerb- und Reibungseinflüsse hin. Bei abweichender geometrischer Größe oder anderen Werkstoffen muß diese Kerbwirkungszahl korrigiert werden. Bei wechselnder Torsionsbelastung ($R = -1$) muß sichergestellt sein, daß die Paßfederverbindung nicht aus schlägt.

5.2.3 Biegebeanspruchung der Welle

5.2.3.1 Beanspruchung durch maximale Biegung

Die maximal auftretende Biegespannung σ_{bnmax} kann nach Gleichung (23) bestimmt werden.

$$\sigma_{bnmax} = \frac{32 \cdot M_{bmax}}{\pi \cdot d^3} \cdot 1\,000 \quad (23)$$

Dies entspricht einer Berechnung auf der Basis von Nennspannungen. Da Spannungsüberhöhungen und deren Abbau durch lokales Fließen darin berücksichtigt sind, ist Gleichung (23) nur bei duktilen Werkstoffen anwendbar. Eine Berechnung auf der Basis örtlicher Spannungen kann grundsätzlich ebenfalls erfolgen bzw. ist bei einem spröden Werkstoff notwendig (siehe Bild 9 und Anhang C, Bild C.2).

5.2.3.2 Beanspruchung durch Umlaufbiegung

Bei Umlaufbiegung versagt die Paßfederverbindung durch Schwingungsverschleiß an der Nutkante [3]. Spannungsüberhöhungen treten an zwei Stellen auf (siehe Anhang C, Bild C.1, C.2):

- a) maximale Bauteilspannungen im Nutgrundradius im Nutendbereich (Symmetrieebene) und

- b) hohe Beanspruchungen am Nutrand am Beginn des prismatischen Teils der Paßfeder.

Bisher wurde nur der Fall reiner Umlaufbiegung für Schaftfräsernuten (Nutform N1, DIN 6885-1) ausreichend untersucht. Für den Gestaltfestigkeitsnachweis kann (nach Untersuchungen bei $d = 40 \text{ mm}$ und $R_m = 600 \text{ N/mm}^2$) mit einer **Kerbwirkungszahl** β_{cb} von 3 bis 4 gerechnet werden.

5.2.4 Beanspruchung durch (quasi-)statische Torsion mit überlagerter Umlaufbiegung

Offensichtlich wird durch die Torsionsüberlagerung das Auftreten von Schwingungsverschleiß gegenüber reiner Umlaufbiegung vermindert bzw. verzögert. In bisherigen Versuchen konnten für Verhältnisse τ_n/σ_{ba} von 0,1 bis 0,3 höhere Lastspielzahlen als für reine Umlaufbiegung erreicht werden [4].

Für den Gestaltfestigkeitsnachweis der Welle kann (nach Untersuchungen [3], [4] bei $d = 40 \text{ mm}$ und $R_m = 600 \text{ N/mm}^2$) mit einer **Kerbwirkungszahl** β_{cb} von 2,5 bis 2,8 gerechnet werden, wenn die Gestaltungsvariante 1 nach Bild 8 vorliegt. Bei anderen Gestaltungsvarianten (Bild 10) sowie bei abweichender geometrischer Größe oder anderen Werkstoffen muß diese Kerbwirkungszahl korrigiert werden.

5.3 Nabenbeanspruchung

Für Naben aus Stahl oder Grauguß ist nach allgemeiner Erfahrung der Nachweis der Nabenbeanspruchung nicht

erforderlich, wenn das Verhältnis von Nabendurchmesser zu Bohrungsdurchmesser größer als 1,5 ist.

Für dünne Naben und Naben aus anderen Werkstoffen ist der Nachweis erforderlich. Dazu liegen bisher keine abgesicherten Erkenntnisse vor.

5.4 Gestaltung von Paßfederverbindungen

Den Erkenntnissen zufolge muß auch bei der Gestaltung von Paßfederverbindungen nach dem dominierenden Lastfall unterschieden werden.

5.4.1 Gestaltungshinweise bei statischer Beanspruchung

5.4.1.1 Beanspruchung durch statische Torsion

- Nabengeometrie und Lastableitung aus der Nabe**
Ebenen für Lasteinleitung und Lastableitung sind mit möglichst großem Abstand a_0 zu gestalten [5]. (Siehe Bild 2c: nabenseitige Lastein- bzw. -ableitung „hinten“).
- Paßfederlänge**
Wegen des ungleichmäßigen Tragens der Paßfeder über der Länge, ist die Paßfederlänge l_f so zu wählen, daß für das Verhältnis l_f/d ein Wert von 1,3 nicht wesentlich überschritten wird (siehe [2] und [5]).
- Wellenabsätze**
Das Nutende von Schaftfräsernuten (Nutform N1) ist bevorzugt in den größeren Wellendurchmesser zu legen (siehe Bild 8).

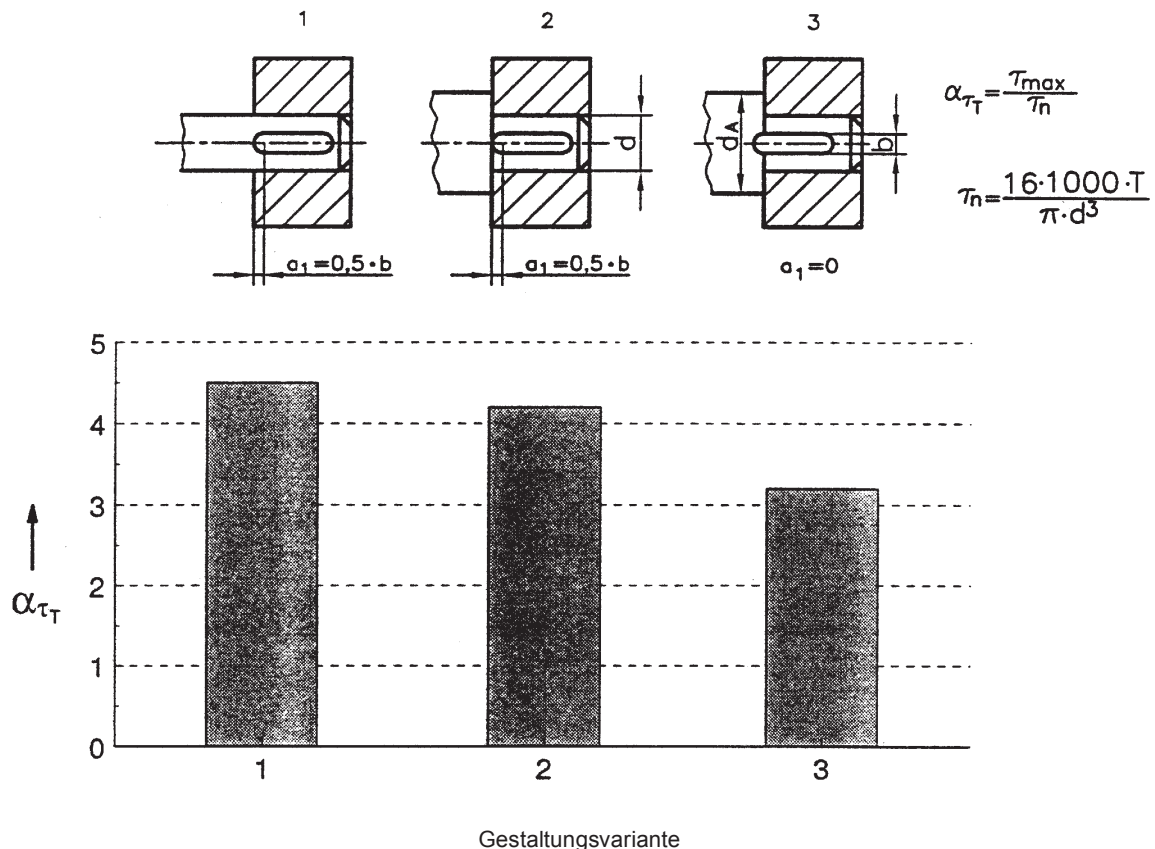


Bild 8: Einfluß der Mehrfachkerbwirkung Paßfedernut – Wellenabsatz auf die Spannungsformzahl einer Paßfederverbindung unter Torsionsbelastung im Vergleich zu den am Nutrand des Nutendbereichs ermittelten Spannungsformzahlen unter maximaler Torsionsbelastung (nach [2])