

Geometrische Auslegung von zylindrischen Innenradpaaren mit Evolventenverzahnung Grundregeln

DIN
3993
Teil 1

Geometrical design of cylindrical internal involute gear pairs; general bases

Die in dieser Norm verwendeten Begriffe, Benennungen und Zeichen stimmen überein mit DIN 3960, DIN 3998 Teil 1 und Teil 2 und DIN 3999.

Die im Text erwähnten Bilder 5.1 bis 5.24, 11.1 bis 11.25 sowie 16.1 bis 16.10 sind in DIN 3993 Teil 2 bis Teil 4 festgelegt (siehe auch Erläuterungen).

Tragfähigkeit und Laufeigenschaften von zylindrischen Innenradpaaren können durch Verändern der Verzahnungsgeometrie, d. h. durch Verändern von Zähnezahl, Modul und Profilverschiebung verbessert werden. Außerdem sind bei Betrieb und Erzeugung Eingriffsstörungen möglich, denen durch Profilverschiebung und erforderlichenfalls durch Zahnkopfkürzung begegnet werden kann.

Inhalt

	Seite		Seite
1 Allgemeines	2	4.2 Eingriffsstörungen beim Verzahnen des Hohlrades mit dem Schneidrad	8
1.1 Zeichen und Benennungen	2	4.2.1 Ungenügende Evolventenlängen durch die Erzeugung	8
1.2 Vorzeichen	2	4.2.2 Aktive und passive Eingriffsstörungen beim Verzahnen des Hohlrades mit dem Schneidrad	8
1.3 Geltungsbereich	3	4.2.3 Wegschneiden der Hohlrad-Zahnkopfkanten	9
2 Mitgeltende Normen	3	4.3 Eingriffsstörungen beim Verzahnen des Hohlrades durch Wälzschälen	9
3 Bestimmung der Profilverschiebung	3	4.4 Eingriffsstörungen beim Verzahnen des Hohlrades durch Räumen	9
3.1 Allgemeines	3	5 Bestimmung der Werkzeugdaten für das Hohlrad	10
3.1.1 Bedingungen beim Betrieb	4	5.1 Grenzen der Schneidrad-Zähnezahl für das Hohlrad	10
3.1.2 Bedingungen bei der Erzeugung	4	5.2 Besonderheiten der Maschineneinstellung beim Hohlrad-Verzählen	10
3.2 Summe der Profilverschiebungsfaktoren	4	6 Beispiele	11
3.2.1 V-Null-Radpaare	4	6.1 05-V-Null-Verzahnung nach Abschnitt 3.3.1.1	11
3.2.2 V-Radpaare	4	6.2 G-V-Null-Verzahnung nach Abschnitt 3.3.1.2	12
3.2.3 Planetengetriebe und gleichartig aufgebaute Standgetriebe	5	6.3 G-V-Verzahnung nach Abschnitt 3.3.2	13
3.3 Aufteilung der Summe der Profilverschiebungsfaktoren bei Innenradpaaren	5	6.4 Planetengetriebe nach Abschnitt 3.2.3.1	14
3.3.1 V-Null-Radpaare	5	6.5 Planetengetriebe nach Abschnitt 3.2.3.2	15
3.3.2 V-Radpaare	6	6.6 Innenradpaar nach Abschnitt 3.2.3.3	16
4 Eingriffsstörungen bei Betrieb, Zusammenbau, Zweiflanken-Wälzprüfung und Erzeugung	6	6.7 Vergrößern des Fußnutzkreis-Durchmessers am Hohlrad	17
4.1 Eingriffsstörungen des Radpaares	6	6.8 Bestimmen des zu verwendenden Schneidrades	17
4.1.1 Eingriffsstörungen durch ungenügende Evolventenlängen	7		
4.1.2 Anstoßen der Zahnkopfkanten von Hohlrad und Ritzel außerhalb des Eingriffsgebietes	7		
4.1.3 Anstoßen der Zahnkopfkanten bei radialem Einbau	8		
4.1.4 Eingriffsstörungen bei der Zweiflanken-Wälzprüfung	8		

Fortsetzung Seite 2 bis 35
Erläuterungen Seite 36

Normenausschuß Antriebstechnik (NAN) im DIN Deutsches Institut für Normung e. V.

Nachdruck, auch auszugsweise, nur mit Genehmigung des DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Berlin, gestattet.

1 Allgemeines

1.1 Zeichen und Benennungen

Folgende Zeichen und Benennungen werden benutzt:

a	Achsabstand
a_d	Null-Achsabstand
a_0	Erzeugungs-Achsabstand für das Hohlrad
b	Zahnbreite
c	Kopfspeil
d	Durchmesser
d_a	Kopfkreisdurchmesser
$d_{Na1(0)}$	Vom Werkzeug erzeugter Kopfnutkreis-Durchmesser am Ritzel
$d_{Na1(2)}$	Dem Gegenrad zugeordneter, d. h. größtmöglicher Kopfnutkreis-Durchmesser am Ritzel
$d_{Na2(0)}$	Vom Werkzeug erzeugter Kopfnutkreis-Durchmesser am Hohlrad
$d_{Na2(1)}$	Dem Ritzelzahnfuß zugeordneter, d. h. kleinstzulässiger Kopfnutkreis-Durchmesser am Hohlrad
$d_{Nf1(0)}$	Vom Werkzeug erzeugter Fußnutkreis-Durchmesser am Ritzel
$d_{Nf1(2)}$	Dem Gegenrad zugeordneter, d. h. größtmöglicher Fußnutkreis-Durchmesser am Ritzel
$d_{Nf2(0)}$	Vom Werkzeug erzeugter Fußnutkreis-Durchmesser am Hohlrad
$d_{Nf2(1)}$	Dem Ritzelzahnkopf zugeordneter, d. h. kleinstzulässiger Fußnutkreis-Durchmesser am Hohlrad
e	Lückenweite
g_α	Länge der Eingriffsstrecke
h_a	Kopfhöhe
h_{aP0}	Kopfhöhe des Werkzeug-Bezugsprofils
h_{aP1}	Kopfhöhe des Ritzel-Bezugsprofils
h_{a0}^*	Faktor der Werkzeug-Zahnkopfhöhe
i	Übersetzung
inv	Evolventenfunktion
m	Modul
p_{et}	Stirneingriffsteilung
r	Radius
s	Zahndicke
u	Zähnezahlnverhältnis
$u_0 = \frac{z_2}{z_0}$	Erzeugungs-Zähnezahlnverhältnis für das Hohlrad
x	Profilverschiebungsfaktor
x_0	Schneidrad-Profilverschiebungsfaktor
z	Zähnezahl für Profilverschiebungs-Berechnungen
z_{nx}	Ersatzzähnezahl
z_{nw}	Ersatzzähnezahl für Zahnweiten-Berechnungen
z_0	Schneidrad-Zähnezahl
B	Betrag der vorgesehenen Zähnezahlnverringerung von Planetenrädern zugunsten einer geeigneten Gesamt-Profilverschiebungsauslegung im Planetengetriebe
K	Störfaktor
W_0	Schneidrad-Zahnweite
W_0'	Schneidrad-Zahnweite für $x \cdot m_n = 0$
α_n	Normaleingriffswinkel
α_t	Stirneingriffswinkel
α_{wn}	Betriebseingriffswinkel der Ersatzverzahnung (bzw. der Normalebene)

α_{wn0}	Erzeugungseingriffswinkel der Ersatzverzahnung (bzw. der Normalebene)
α_{wt}	Betriebseingriffswinkel
α_{wt0}	Erzeugungseingriffswinkel
β	Schrägungswinkel
β_b	Grundschrägungswinkel
ε_α	Profilüberdeckung
$\varepsilon_{\alpha n}$	Profilüberdeckung der Ersatz-Verzahnung
ζ	Spezifisches Gleiten
ϱ_{a0}	Kopfkanten-Rundungshalbmesser am Werkzeug
τ	Teilungswinkel
ω	Winkelgeschwindigkeit

Weitere Kurzzeichen für Verzahnungen siehe DIN 3999.

Zu den genannten Zeichen können noch folgende Indizes treten:

a	bezogen auf den Zahnkopf
b	bezogen auf den Grundzylinder
f	bezogen auf den Zahnfuß
n	für Größen in einem Normalschnitt
t	für Größen in einem Stirnschnitt
w	bezogen auf den Wälzzylinder
H	bezogen auf das Hohlrad beim Planetengetriebe
L	bezogen auf das Lehrzahnrad für das Hohlrad
N	bezeichnet den Nutzbereich
P	für Größen am Bezugsprofil und am Planetenrad
Z	bezogen auf das Zentralritzel beim Planetengetriebe
0	für Größen am erzeugenden Werkzeug
1	für Größen am Ritzel
2	für Größen am Hohlrad
*	zur Bezeichnung eines Faktors, mit dem eine Größe in Teilen oder Vielfachen des Normalmoduls ausgedrückt wird.

1.2 Vorzeichen

Entsprechend der Vorstellung, daß ein Hohlrad aus einem Außenrad entsteht, wenn der Raddurchmesser auf $+\infty$ (Zahnstange) vergrößert wird und durch weiteres Vergrößern zunächst auf $-\infty$ umspringt, um danach im weiteren Verlauf negative endliche Größe anzunehmen, werden **alle Rechenwerte der Durchmesser am Hohlrad negativ**, z. B. d_2 , d_{a2} , d_{b2} , d_{f2} , d_{Na2} , d_{Nf2} , d_{w2} .

Da die Durchmessererteilung (Modul) stets positiv ist, wird auch die **Zähnezahl des Hohlrades z_2 negativ**.

Durch Berücksichtigung des negativen Vorzeichens für die Hohlrad-Zähnezahl z_2 nehmen bei den Berechnungen alle Hohlradraddurchmesser und -halbmesser zwangsläufig negative Werte an, wenn die für Außenräder geltenden Gleichungen benutzt werden. Damit werden auch **Achsabstand a , Zähnezahlnverhältnis u und Hohlrad-Teilungswinkel τ negativ**.

Das Vorzeichen des Profilverschiebungsfaktors x_2 der Innenverzahnung wird folgendermaßen definiert:

negativ: wenn das Werkzeug (wie bei Außenverzahnung) zum Zahnfuß rückt, d. h. die Zahndicke (im Teilkreis) kleiner wird. Die negativen Rechenwerte der Durchmesser werden kleiner – die Beträge der Durchmesser werden dabei größer.

positiv: wenn das Werkzeug (wie bei Außenverzahnung) zum Zahnkopf rückt, d. h. die Zahndicke (im Teilkreis) größer wird. Die negativen Rechenwerte der Durchmesser werden größer – die Beträge der Durchmesser werden dabei kleiner.

Die Summe der Profilverschiebungsfaktoren

$\Sigma x = (x_1 + x_2)$ wird durch vorzeichengerechte Addition der beiden Profilverschiebungsfaktoren der miteinander kämmenden Räder gebildet. Ist das Ergebnis

null, dann handelt es sich um ein Null- oder V-Null Radpaar;

positiv, dann handelt es sich um ein V-Plus-Radpaar, bei dem $a > a_d$ ist (jedoch $|a| < |a_d|$). Im Gegensatz zu Außenradpaaren wird der Betriebseingriffswinkel $\alpha_w < \alpha$;

negativ, dann handelt es sich um ein V-Minus-Radpaar, bei dem $a < a_d$ ist (jedoch $|a| > |a_d|$). Im Gegensatz zu Außenradpaaren wird der Betriebseingriffswinkel $\alpha_w > \alpha$.

Schrägungswinkel β_2 : Die Schrägungswinkel der beiden miteinander kämmenden Räder eines Zylinderradpaares haben entgegengesetzte Vorzeichen, die Summe der Schrägungswinkel ergibt somit den Achsenkreuzungswinkel Null. Daher ist

$$\beta_2 = -\beta_1$$

Bei konsequenter Anwendung der Vorzeichenregeln auf die obengenannten Größen folgen auch die Vorzeichen für alle übrigen Größen zwangsläufig. Eine Änderung des Vorzeichens für den Eingriffswinkel tritt dabei nicht ein. Andererseits ergeben sich dadurch aus den Geschwindigkeitsgleichungen für das Hohlrad negative Werte entsprechend dem gegenüber einem gleichartigen Außenrad entgegengesetzt gerichteten Geschwindigkeitsvektor. Alle das Stirnrad und die Paarung von Zylinderrädern mit Außenverzahnung betreffenden geometrischen Gleichungen gelten damit unverändert auch für das Hohlrad und für Innenradpaare.

Bei Angaben in Zeichnungen sind mit Ausnahme der Profilverschiebungsfaktoren jedoch grundsätzlich die Absolutwerte der obigen Daten zu verwenden, siehe DIN 3966 Teil 1. Ebenso werden die Angaben für oberes und unteres Abmaß in gewohnter Weise auf die Absolutwerte bezogen.

Weitere Hinweise über die geometrischen Zusammenhänge an Innenradpaaren siehe DIN 3960.

1.3 Geltungsbereich

Diese Norm gilt für gerad- und schrägverzahnte Innenradpaare mit

- Bezugsprofil nach DIN 867,
- Zähnezahl des Ritzels $z_1 \geq (10) 14$, (in Klammern: unterster Extremwert),
- Zähnezahl des Hohlrades $z_2 \leq (-23) - 40$, also $|z_2| \geq (23) 40$ 1),
- Zähnezahlsumme ≤ -1 (absolut: Zähnezahlnunterschied $|z_2| - z_1 \geq 1$),
- Profilverschiebungssumme $\Sigma x = -1,5$ bis $+0,5$ (Einschränkungen und Erweiterungen siehe Bilder 5.1 bis 5.24).
- Schrägungswinkel $|\beta| \leq 30^\circ$,
- Werkzeug-Bezugsprofil II nach DIN 3972 ($h_{aPo} = 1,25 \cdot m$).

Diese Profilverschiebungsrichtlinien sind nicht bindend; Abweichungen auf Grund besonderer Erfahrungen können zweckmäßig sein. Diese Norm enthält auch Hinweise auf Profilverschiebung in Planetengetrieben und gleichartig aufgebauten Standgetrieben.

Die zur Vermeidung von Eingriffsstörungen bei Betrieb und Erzeugung errechneten Grenz-Durchmesser (Kopfkreis- bzw. Nutzkreisdurchmesser) sind rechnerische Werte, die mit Rücksicht auf die vorgesehenen Verzahnungs- und Getriebetoleranzen noch geringfügig entsprechend zu verändern sind.

Bei Schrägverzahnung sind für alle folgenden Betrachtungen die Ersatzzähnezahlen z_{nx} am Normalschnitt zugrunde zu legen, siehe auch Bild 12. Die in dieser Norm angegebenen Grenzen beziehen sich dabei auf den jeweils ungünstigsten Fall zwischen $\beta = 0^\circ$ und $\beta = 30^\circ$.

Es ist

$$z_{nx} = \frac{z}{\cos^2 \beta_b \cdot \cos \beta} \approx z \frac{\text{inv } \alpha_t}{\text{inv } \alpha_n} = z_{nw} \quad (1)$$

$$\sin \beta_b = \sin \beta \cdot \cos \alpha_n \quad (2)$$

2 Mitgeltende Normen

- DIN 867 Bezugsprofil für Stirnräder (Zylinderräder) mit Evolventenverzahnung für den allgemeinen Maschinenbau und den Schwermaschinenbau
- DIN 3960 Begriffe und Bestimmungsgrößen für Stirnräder (Zylinderräder) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung
- DIN 3966 Teil 1 Angaben für Verzahnungen in Zeichnungen; Angaben für Stirnrad-(Zylinderrad-)Evolventenverzahnungen
- DIN 3972 Bezugsprofile von Verzahnwerkzeugen für Evolventen-Verzahnungen nach DIN 867
- DIN 3998 Teil 1 Benennungen an Zahnrädern und Zahnradpaaren; Allgemeine Begriffe
- DIN 3998 Teil 2 Benennungen an Zahnrädern und Zahnradpaaren; Stirnräder und Stirnradpaare (Zylinderräder und Zylinderradpaare)
- DIN 3999 Kurzzeichen für Verzahnungen

3 Bestimmung der Profilverschiebung**3.1 Allgemeines**

Für die Wahl der Profilverschiebung sind folgende Gesichtspunkte maßgebend:

- Vermeiden von Eingriffsstörungen bei Betrieb und Zusammenbau
- Tragfähigkeit und Laufeigenschaften des Radpaares,
- Vermeiden von Eingriffsstörungen bei Erzeugung des Hohlrades.

In den meisten Fällen sind die geometrischen Paarungsbedingungen mit den Erzeugungsbedingungen bei Verwendung von genormten Werkzeugen vereinbar. Eine nähere Untersuchung erübrigt sich, wenn die in den Abschnitten 3.1.1 und 3.1.2 angegebenen Grenzen nicht überschritten werden.

Verzahnungen hoher Tragfähigkeit erhält man u. a. durch Anwendung der V-Null-Verzahnungen nach Abschnitt 3.3.1 oder der V-Verzahnung nach Abschnitt 3.3.2 bzw. mit Hilfe der Bilder 10 oder 11.1 bis 11.25 (siehe auch Erläuterungen). Auch hierbei ist stets zu prüfen, ob die Grenzbedingungen nach den Abschnitten 3.1.1 und 3.1.2 erfüllt sind. Ist dies nicht der Fall, so genügt es im allgemeinen, die Profilverschiebung entsprechend der nächstliegenden geometrischen Grenze zu wählen.

1) Siehe Seite 18

3.1.1 Bedingungen beim Betrieb

3.1.1.1 Unterschnittfreie Ritzelverzahnung und Einhalten der übrigen Grenzbedingungen nach Bild 5 und Bild 6.

3.1.1.2 Betriebseingriffswinkel $\alpha_{wt} = 20$ bis 26° , Bild 1

3.1.1.3 Profilüberdeckung $\varepsilon_\alpha \geq 1,1$, siehe auch Abschnitte 3.3.1 bis 3.3.2.

3.1.1.4 Kopfspiel $c \geq 0,2 \cdot m$ (wird erreicht, wenn – wie zumeist – der in Abschnitt 4.2.1.2 genannte Erzeugungseingriffswinkel-Bereich eingehalten wird, vergleiche auch Fußnote 5).

Für Hohlrad-Zähnezahlen $z_2 \geq -80$ bzw. $|z_2| \leq 80$ ist jedoch zu beachten.

Der Kopfkreisdurchmesser des Ritzels ergibt sich unter Berücksichtigung des erzeugten Hohlrad-Fußkreisdurchmessers $d_{f2(0)}$ und eines minimalen Kopfspieles von $c = 0,2 \cdot m$ zu

$$d_{a1} = 2(a - 0,2m) - d_{f2(0)} \quad (3)$$

Darin ist

$$d_{f2(0)} = 2a_0 - d_{a0} \quad (4)$$

$$\text{und } a_0 = (z_2 + z_0) \cdot \frac{m_t}{2} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt0}} \quad (5)$$

α_{wt0} siehe Gleichung 7 unter Benutzung des Schneidrad-Profilverschiebungsfaktors x_0 , vergleiche Gleichung 21.

Falls sich aus dieser Betrachtung ergibt, daß der Ritzelzahnkopf gekürzt werden müßte, könnte diese Maßnahme gegebenenfalls dadurch vermieden werden, daß das Hohlrad von einem Werkzeug mit größerer Kopfhöhe verzahnt wird. Dann gelten jedoch andere Grenzen für die Erzeugung als in den Bildern 16.0 bis 16.10 (siehe Erläuterungen) angegeben, und es empfiehlt sich, beim Werkzeughersteller rückzufragen.

3.1.1.5 Ritzel-Zahnkopfdicke $s_{an1} \approx 0,2 \cdot m$, Bild 6.

3.1.1.6 Der Schnittpunkt der Kopfkreise muß über der Eingriffslinie liegen, um Anstoßen der Zahnkopfkanten von Hohlrad und Ritzel außerhalb des Eingriffsgebietes zu vermeiden, Bild 20. Andernfalls ist eine weitergehende Überprüfung auf Störungsfreiheit erforderlich, siehe Abschnitt 4.1.2.

3.1.1.7 Die Schnittpunkte der Kopfkreise müssen oberhalb der Geraden liegen, die durch die beiden Schnittpunkte der Grundkreise geht, wenn radialer Einbau möglich sein soll, Bild 20. Andernfalls ist eine weitergehende Überprüfung auf Störungsfreiheit erforderlich, siehe Abschnitt 4.1.3.

3.1.2 Bedingungen bei der Erzeugung

3.1.2.1 Zahnstangenförmiges Wälzwerkzeug (Wälzfräser, Kammstahl, Wälzschliff oder auch entsprechendes Schneidrad nach Abschnitt 5.1) für die Herstellung der Ritzelverzahnung.

3.1.2.2 Das ausgewählte Schneidrad für die Innenverzahnung muß innerhalb der Grenzen für z_0 und x_0 der der Hohlrad-Zähnezahl z_2 zugeordneten Bilder 16.1 bis 16.10 (siehe Erläuterungen) liegen.

3.1.2.3 Die Zähnezahl des Schneidrades darf nur so groß sein, daß der durch die Verzahnungsmaschine begrenzte maximale Werkzeugdurchmesser nicht überschritten wird (siehe auch DIN 1825 bis DIN 1829).

3.1.2.4 $d_{Na2(1)} \leq d_{Na2(0)}$, siehe Bild 14.1. Bei Erfüllung der Bedingung nach Abschnitt 3.1.2.2 kann diese Nachprüfung entfallen.

3.1.2.5 $d_{Nf2(0)} \leq d_{Nf2(1)}$, siehe Bild 15. Bei Anwendung eines Schneidrades zum Verzahnern des Hohlrades mit $z_0 \geq z_1$ kann die Nachprüfung entfallen, andernfalls siehe Abschnitt 4.1.1.

3.1.2.6 Ist radialer Zusammenbau von Außen- und Hohlrad beabsichtigt, so muß die Möglichkeit hierzu nach Abschnitt 4.1.3 geprüft werden, wenn der gewählte Auslegungspunkt in Bild 5 nahe der Grenzlinie 3 liegt.

3.2 Summe der Profilverschiebungsfaktoren

Wenn Zähnezahlen und Schrägungswinkel festliegen, kann der geometrisch zulässige Bereich der Summe der Profilverschiebungsfaktoren $\Sigma x = (x_1 + x_2)$ aus Bild 1 entnommen werden.

3.2.1 V-Null-Radpaare

V-Null-Radpaare sind bei Innenradpaaren vorteilhafter anwendbar als bei Außenradpaaren. Näheres hierzu siehe Abschnitte 3.3.1.1 und 3.3.1.2.

3.2.2 V-Radpaare

V-Radpaare sind vorwiegend mit negativer Profilverschiebungssumme vorzusehen. Näheres hierzu siehe Abschnitt 3.3.2. Positive Profilverschiebungssumme ist, abgesehen von Ausnahmefällen, ungünstig, wenn auch nicht so nachteilig wie entsprechende negative Summe bei Außenradpaaren.

Die Ermittlung von Achsabstand, Eingriffswinkel und Profilverschiebungssumme eines profilverschobenen Innenradpaares folgt je nach festliegenden Ausgangsgrößen aus den nachstehenden Gleichungen, die gegebenenfalls entsprechend umzuformen sind, wobei die Vorzeichenregeln für Innenradpaare beachtet werden müssen.

$$a = a_d \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} = m \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}} \quad (6)$$

$$\text{inv } \alpha_{wt} = \text{inv } \alpha_t + 2 \cdot \frac{\Sigma x}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha_n \quad (7)$$

$$\tan \alpha_t = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (8)$$

$$\cos \alpha_{wt} = \cos \alpha_t \cdot \frac{a_d}{a} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \Sigma x &= \frac{(z_1 + z_2) \cdot (\text{inv } \alpha_{wt} - \text{inv } \alpha_t)}{2 \tan \alpha_n} \\ &= \frac{(z_{nx1} + z_{nx2}) \cdot (\text{inv } \alpha_{wn} - \text{inv } \alpha_n)}{2 \tan \alpha_n} \end{aligned} \quad (10)$$

Die Bilder 2, 3 und 4 geben die geometrischen Verhältnisse an unterschiedlich profilverschobenen Innenradpaaren wieder.

Über die zahlenmäßige Größe geometrischer Grenzen verschiedener Art für die Radpaarung und für das einzelne Rad geben die Bilder 5 und 6 Aufschluß.

5) Siehe Seite 18

3.2.3 Planetengetriebe und gleichartig aufgebaute Standgetriebe

3.2.3.1 Einfaches Planetengetriebe

Für Planetengetriebe nach Bild 7, bei welchen das Planetenrad gleichzeitig mit dem Zentralritzel und mit dem Hohlrad gepaart ist, wird

$$2z_P = -(z_H + z_Z) - B^3 \quad (11)$$

mit B als willkürlicher Zähnezahlgewinn gegenüber $2z_P = -(z_H + z_Z)$, um eine bestimmte Profilverschiebungssumme zu ermöglichen.

Es bietet sich an, die Außenradpaarung mit V-Plus-Profilverschiebung und die Innenradpaarung mit entsprechend passender V-Null-Profilverschiebung oder mit dem Betrag nach nur kleiner Profilverschiebungssumme auszuliegen. Hierdurch wird die Abstimmung zwischen Außen- und Innenradpaarung vereinfacht.

Das ist für $B = 2$ besonders einfach. Erhält z. B. die Paarung zentrales Ritzel/Planetenrad eine $\Sigma x = +1$, so hat dann zwangsläufig die Paarung Planetenrad/Hohlrad eine $\Sigma x \approx 0$.

Damit wird bei einem Profilverschiebungsfaktor für das zentrale Ritzel $x_Z = +0,5$ als Anteil aus der positiven Profilverschiebungssumme des Außengetriebeteiles der Profilverschiebungsfaktor für das Hohlrad $x_H \approx -0,5$. Grundsätzlich sollte jedoch die Profilverschiebung den in dieser Norm angegebenen Gesichtspunkten nahekomen, gegebenenfalls unter geringfügiger Veränderung der Profilverschiebung der Außenradpaarung. Letztere sollte beim Abstimmen der Auslegung unbedingt Vorrang erhalten.

Dies ist möglich, da der Spielraum für die Wahl der Profilverschiebung der Innenradpaarung so groß ist, daß solche Getriebe nicht unter ungünstigen Kompromissen zu leiden haben.

3.2.3.2 Planetengetriebe mit zwei Hohlradern (z. B. Wolfrom-Bauart)

Sind bei Getrieben nach Bild 8 zwei Hohlräder unterschiedlicher Zähnezahl (z. B. bis zu 6 Zähnen) mit dem gleichen Planetenrad zu paaren, so sind für die Profilverschiebungssumme eines jeden der beiden Zahneingriffe im allgemeinen nur die geometrischen Grenzen zu beachten. Handelt es sich um Leistungsgetriebe, so gelten zusätzlich die üblichen Tragfähigkeits-Rücksichten.

3.2.3.3 Innenradpaar mit kleinem Zähnezahlunterschied $|z_2| - z_1$

Sollen bei Einhaltung des normalen Bezugsprofils sehr kleine Unterschiede zwischen dem Betrag der Zähnezahl des Hohlrades und der Zähnezahl des Ritzels ($|z_2| - z_1$) verwirklicht werden, Bild 9, so kann der zulässige Ritzel-Profilverschiebungsfaktor in Abhängigkeit von der Profilverschiebungssumme den Bildern 5.1 bis 5.24 (siehe Erläuterungen) entnommen werden. Diese Bilder begrenzen die Zahnkopfdicke des Außenrades bzw. die Zahnfußlückenweite des Hohlrades bei $0,2 \cdot m$. Sollen andere Werte verwirklicht werden, so sind diese anhand des Bildes 6 zu ermitteln, das die geometrischen Grenzen des einzelnen Außen- bzw. Hohlrades angibt.

3.3 Aufteilung der Summe der Profilverschiebungsfaktoren bei Innenradpaaren

3.3.1 V-Null-Radpaare

Die geometrischen Grenzen, innerhalb derer V-Radpaare ausgelegt werden können, gehen aus den Bildern 5.1 bis 5.24 (siehe Erläuterungen) hervor. Um bezüglich Tragfähigkeit eine günstige Auslegung zu finden, müssen die innerhalb des Paarungsfeldes für das betreffende Rad-

paar gegebenen Möglichkeiten untersucht werden. Allgemeine Regeln lassen sich nicht ohne weiteres angeben. Jedoch können auch höher belastete Innenradpaare vorteilhaft mit V-Null-Verzahnung ausgeführt werden.

3.3.1.1 V-Null-Radpaare mit konstanter Profilverschiebung

Innerhalb der am Ende dieses Abschnittes angegebenen Grenzen empfiehlt es sich hierbei, für Gerad- und Schrägverzahnung die folgende, einfach zu benutzende Auslegung zu wählen:

$$x_1 = +0,5 \text{ bis } +0,65$$

$$x_2 = -0,5 \text{ bis } -0,65$$

Eine solche Verzahnung ist z. B. als **05-V-Null-Verzahnung**, **06-V-Null-Verzahnung** usw. entsprechend dem gewählten Profilverschiebungsfaktor zu bezeichnen. Aus formellen Gründen soll dabei der **05-V-Null-Verzahnung** der Vorzug gegeben werden, obwohl die einzelnen Tragfähigkeiten innerhalb des angegebenen Profilverschiebungsbereiches sich nicht merkbar verändern.

Bei Übersetzung ins Schnelle können aber Gleitverschleiß, Freßverhalten und Geräusch ungünstiger als für die weiter unten empfohlenen Verzahnungen werden.

Unter $z_{nx1} = 14$ sind diese Verzahnungen nur nach besonderer Prüfung und für geringere Ansprüche bis $z_{nx1} = 12$ geeignet. Ferner muß die Hohlrad-Zähnezahl $z_{nx2} \leq (-26) - 40$ sein²⁾, und die Summe der Ersatzzähnezahlen muß sein

$$z_{nx2} + z_{nx1} \leq -10$$

(absolut: Zähnezahlunterschied ≥ 10).

Die Profilüberdeckung ist im gesamten Zähnezahl- und Übersetzungsbereich gut, vergleiche Bild 10 (die in Klammern gesetzte Zähnezahl - 26 ist ein Extremwert).

Eine Untersuchung, ob Zahnkopfkürzungen notwendig sind, um Eingriffsstörungen zu vermeiden, ist nicht erforderlich, wenn die Erzeugungsbedingungen nach den Abschnitten 3.1.2.1 bis 3.1.2.6 geprüft und erfüllt sind. Andernfalls siehe Bilder 5.1 bis 5.24 (siehe Erläuterungen) sowie Abschnitte 4 und 5.

3.3.1.2 V-Null-Radpaar mit angepaßter Profilverschiebung

G-V-Null-Verzahnung

Innerhalb der geometrisch bedingten und der unter Abschnitt 3.3.1.1 angegebenen Grenzen sowie für $z_{nx1} \geq 14$ und für $z_{nx2} \leq -40$ ist eine Verzahnungspaarung mit ausgeglichenem spezifischen Gleiten an den Enden der Eingriffsstrecke (bei ungekürzt gedachten Zahnköpfen) in bezug auf Tragfähigkeiten und Laufeigenschaften (Geräusch und schwingungsarmer Lauf) durchweg günstig. Die niedrigen Gleitwerte von Innenradpaaren erlauben dabei im allgemeinen unterschiedslos die Anwendung für Übersetzung ins Langsame wie ins Schnelle⁴⁾.

Bild 10 können unmittelbar die Profilverschiebungsfaktoren $x_1 = -x_2$ und auch die zugeordnete Profilüberdeckung der Ersatzverzahnung in Abhängigkeit von den Ersatzzähnezahlen für Ritzel und Hohlrad entnommen werden. Die Kopfdickengrenze ist Bild 6 zu entnehmen. Bis zu einem Schrägungswinkel von 30° liegt die Profilüberdeckung ε_α (also bezogen auf den Stirnschnitt) stets über 1,1.

²⁾, ³⁾ und ⁴⁾ siehe Seite 18

Eine Untersuchung hinsichtlich Zahnkopfkürzungen zur Vermeidung von Eingriffstörungen der Radpaarung ist auch hier bei einer Ersatzzähnezahlsumme $\Sigma z_{nx} \leq -10$ (entsprechend dem Zähnezahlnunterschied $|z_{nx2}| - z_{nx1} \geq 10$) nicht erforderlich, wenn die in Abschnitt 3.1 gegebenen Erzeugungsbedingungen nach den Abschnitten 3.1.2.1 bis 3.1.2.6 geprüft und erfüllt sind. Andernfalls siehe Bilder 5.1 bis 5.24 (siehe Erläuterungen) sowie Abschnitte 4 und 5. Die Ersatzzähnezahl z_{nx} kann auch mit Hilfe von Bild 12 gefunden werden.

3.3.1.3 Satzräder-Verzahnung

Für Satzräder-Verzahnungen mit gleichem Achsabstand und gleicher Zähnezahlsomme empfiehlt sich grundsätzlich die Anwendung der einfachen 05-V-Null-Verzahnung. Wenn notwendig, kann die Satzräder-Verzahnung auf Einhaltung einer konstanten Profilverschiebungssumme erweitert werden, z. B. kann in Abhängigkeit von der kleinsten vorkommenden Ritzelzähnezahl der für diese und der für die zugehörige Hohlrad-Zähnezahl erforderliche Profilverschiebungsfaktor für ein Satzräder-System verwendet werden. Dabei sind wiederum vorteilhaft V-Null-Radpaare anzuwenden. (Z. B. kleinstes Ritzel des Systems $z_1 = 25$, Zähnezahlsomme = -50, daher zugehörige Hohlrad-Zähnezahl $z_2 = -75$. Bei Anwendung der G-V-Null-Verzahnung auf diese ungünstige Paarung des vorliegenden Satzräder-Systems ergibt sich für alle Ritzel des Systems $x_1 = +0,47$ und für alle Hohlräder des Systems $x_2 = -0,47$). $x_1 = +0,8$ sollte nicht überschritten werden, und alle unter Abschnitt 3.1 genannten Bedingungen sind besonders zu beachten.

3.3.2 V-Radpaare

Die geometrischen Grenzen, innerhalb derer V-Radpaare ausgelegt werden können, gehen aus den Bildern 5.1 bis 5.24 (siehe Erläuterungen) hervor. Um die Profilverschiebungssumme und deren Aufteilung bezüglich Tragfähigkeit günstig zu wählen, müssen die innerhalb des Paarungsfeldes für das betreffende Radpaar gegebenen Möglichkeiten untersucht werden.

Allgemeine Regeln können nicht ohne weiteres angegeben werden.

Obwohl V-Radpaare bei Innenradpaaren gegenüber V-Null-Radpaaren im allgemeinen keine nennenswerten Tragfähigkeitsgewinne aufweisen, kann die größere konstruktive Freiheit von Vorteil sein. Dabei soll für hohe Zahnfuß- oder Zahnflankentragfähigkeit nahe der Profilverschiebungssumme 0 ausgelegt werden. Für hohe Freßtragfähigkeit empfiehlt sich zumeist eine kleine (d. h. weit im negativen Bereich liegende) Profilverschiebungssumme, um geringe Gleitgeschwindigkeiten an Kopf und Fuß der Verzahnung zu erzielen.

Innerhalb der geometrisch bedingten Grenzen und für Ritzelzähnezahlen von $z_{nx1} \geq 14$ sowie für Hohlrad-Zähnezahlen von $z_{nx2} \leq -50$ können Verzahnungen mit ausgeglichenem spezifischen Gleiten an den Enden der Eingriffsstrecke angewendet werden, da sie im allgemeinen hohe Tragfähigkeit aufweisen. Sie lassen sich mit Hilfe geeigneter Schaubilder in Form von Bild 11.0 rasch ermitteln. Diese Verzahnungen werden als **G-V-Verzahnungen** bezeichnet.

Die Bilder 11.1 bis 11.25 (siehe Erläuterungen) gestatten, in Abhängigkeit von den Ersatzzähnezahlen für Ritzel und Hohlrad und von der Profilverschiebungssumme den Ritzel-Profilverschiebungsfaktor und die Profilüberdeckung der Ersatz-Verzahnung (für ungekürzte Zähne) für **G-V-Verzahnungen** unmittelbar abzulesen (Endpunkte der z_{nx2} -Kurven beachten!).

Besonders bei kleinen Zähnezahlnunterschieden führt dieses Vorgehen bei stark negativer Profilverschiebungssumme zu hohen Ritzel-Profilverschiebungsfaktoren, die jedoch ohne besonderen Nachteil mit $x_1 = +0,8$ begrenzt werden können. Das ist möglich, weil in diesem Bereich Änderungen der Profilverschiebung die Eigenschaften von Innenradpaaren weit weniger beeinflussen als die von Außenradpaaren.

Übersetzungen ins Schnelle bedürfen gewöhnlich keiner besonderen Berücksichtigung, siehe Fußnote 4.

Zahnkopfkürzungen sind bei einer Ersatzzähnezahlsomme von $\Sigma z_{nx} \leq -10$ (entsprechend dem Zähnezahlnunterschied $|z_{nx2}| - z_{nx1} \geq 10$) nicht erforderlich, wenn die in Abschnitt 3.1 gegebenen Bedingungen nach Abschnitt 3.1.1.2 sowie nach den Abschnitten 3.1.2.1 bis 3.1.2.6 geprüft und erfüllt sind. Andernfalls siehe Bilder 5.1 bis 5.24 sowie Abschnitte 4 und 5. Das Einhalten der Grenzen von Zahnkopfdicke, Zahnfußlückenweite und Unterschnitt ist mit Hilfe des Bildes 6 zu prüfen. Die Profilüberdeckung im Stirnschnitt muß im allgemeinen nicht nachgeprüft werden; das empfiehlt sich nur, wenn gleichzeitig große negative Profilverschiebungssumme, kleine Ritzelzähnezahl, kleiner Betrag der Hohlrad-Zähnezahl $|z_2|$ und großer Schrägungswinkel vorliegen. Für die G-V-Verzahnung kann die Profilüberdeckung am Stirnschnitt mit Hilfe von Bild 13 und der in den Bildern 11.1 bis 11.25 (siehe Erläuterungen) angegebenen Profilüberdeckungen $\varepsilon_{\alpha n}$ der Ersatz-Verzahnung bestimmt werden. Vorausgesetzt ist hierbei, daß Zahnkopfkürzungen vermieden werden konnten. Die Profilüberdeckung im Stirnschnitt wird aus der Profilüberdeckung der Ersatz-Verzahnung wie folgt errechnet:

$$\varepsilon_{\alpha} \approx \varepsilon_{\alpha n} \cdot \cos^2 \beta_b \quad (12)$$

In bestimmten Anwendungsfällen und wenn besondere Erfahrungen vorliegen, etwa bei hoher Freßbeanspruchung, kann es von Vorteil sein, von der G-V-Verzahnung abzuweichen und ein anderes Auslegungskriterium zugrunde zu legen. Dabei ist fast immer mit Nachteilen für die Zahnfuß- und Zahnflankentragfähigkeit zu rechnen, oft auch mit Schwierigkeiten hinsichtlich geometrischer Grenzen bei Betrieb und Erzeugung. Die Profilüberdeckung muß dann in jedem Fall gesondert nachgeprüft werden.

4 Eingriffstörungen bei Betrieb, Zusammenbau, Zweiflanken-Wälzprüfung und Erzeugung

Können die in Abschnitt 3.1 genannten Paarungsbedingungen nicht eingehalten werden, sind Eingriffstörungen bei Betrieb, Zusammenbau, Zweiflanken-Wälzprüfung und Erzeugung möglich. Die folgenden Angaben lassen die Abhilfen (Durchmesseränderungen, geeignete Profilverschiebungen usw.) erkennen.

4.1 Eingriffstörungen des Radpaares

Zu den Eingriffstörungen, die bei Betrieb, Zusammenbau und Zweiflanken-Wälzprüfung auftreten, zählen ungenügende Evolventenlängen, d. h. unzureichende aktive Profillängen, sowie Störungen an den Zahnkopfkanten, die das Herauswälzen des Ritzels am Schnittpunkt der Kopfkreise beider Räder oder das radiale Einführen des Ritzels bei der Montage behindern.

4) Siehe Seite 18

4.1.1 Eingriffsstörungen durch ungenügende Evolventenlängen

Bei Hohlrad-Profilverschiebungen, die gemäß den Bildern 5.1 bis 5.24 (siehe Erläuterungen) als ungünstig zu bezeichnen sind, oder bei unzuverlässigen Werkzeug-Verzahnungsdaten besteht die Gefahr, daß die erzeugten Evolventenlängen am Hohlrad die bei der Radpaarung im Betrieb erforderliche Größe nicht erreichen. Die vom zahnstangenförmigen Wälzwerkzeug am Ritzelfuß erzeugte Evolventenlänge genügt bei der Paarung mit dem Hohlrad erforderlichen nicht zwangsläufig – insbesondere nicht bei kleinen Ritzelzähnezahlen oder kleinem Betrag des Zähnezahlenverhältnisses $|u| = |z_2| : z_1$.

Eingriffsstörungen dieser Art werden vermieden durch Berücksichtigen der allgemein gültigen Bedingungen

$$d_{Nf2(0)} \leq d_{Nf2(1)} \quad (13)$$

$$d_{Nf1(0)} \leq d_{Nf1(2)} \quad (14)$$

Die Bilder 14.1, 14.2 und 15 zeigen die Verhältnisse und geben die zur Berechnung der Nutzkreisdurchmesser mit Hilfe von Durchmessern oder Wälzwinkeln benötigten Gleichungen an. Bei Beachtung der Vorzeichenregeln für z_2 und x_2 sind diese Gleichungen für beliebige Außen- und Innenradpaare sowie entsprechende Erzeugungsradaare gleichermaßen verwendbar; sie eignen sich deshalb für die Programmierung auf elektronischen Rechenanlagen.

4.1.1.1 Eingriffsstörungen zwischen Ritzelzahnfuß und Hohlradzahnkopf

Treten Störungen auf, weil die Bedingungen nach Gleichung 14 nicht erfüllt sind, können die erforderlichen Maßnahmen mit Hilfe der Bilder 5 und 16 bestimmt werden.

Abhilfe durch Ändern der Radpaardaten, wenn die Werkzeugdaten unverändert bleiben:

Ändern der Aufteilung einer gegebenen Profilverschiebungssumme Σx , und zwar x_2 kleiner, x_1 dementsprechend größer, so daß x_1 innerhalb des betreffenden Feldes in Bild 5 liegt und damit auch die Bedingung nach Abschnitt 4.1.1 erfüllt wird.

Verringern der Profilverschiebungssumme Σx bei gegebener Aufteilung von x_1 und x_2 , und zwar so, daß x_2 kleiner wird und damit in Bild 16 auf der Abszisse nach links in das betreffende Schneidradfeld wandert.

Beide Möglichkeiten – die Änderung der Aufteilung und die Verringerung der Profilverschiebungssumme – zu verbinden, wird empfohlen, weil damit die Tragfähigkeitsänderungen gering gehalten werden können.

Abhilfe durch Ändern der Werkzeugdaten, wenn die Radpaardaten unverändert bleiben:

- Schneidrad für Hohlrad mit größerer Profilverschiebung wählen, so daß der Erzeugungseingriffswinkel verkleinert wird.
- Schneidrad für Hohlrad mit größtzulässiger Zähnezahl z_0 wählen. Diese Änderung ist möglich, wenn x_2 innerhalb des betreffenden Feldes eines anderen Schneidrades in Bild 16 liegt.
- Werkzeug für Ritzel mit kleinerem Erzeugungseingriffswinkel α_{wt0} oder größerer Werkzeug-Kopfhöhe h_{a0} . Sind Änderungen dieser Art nicht zulässig, z. B. mit Rücksicht auf die in Bild 5 angegebenen Grenzen oder auf mögliche Eingriffsstörungen am Radzahnfuß (siehe Abschnitt 4.1.1.2), so muß die Einschränkung des

Kopfnutkreis-Durchmessers am Hohlrad d_{Na2} und damit eine Verringerung der Profilüberdeckung ε_α in Kauf genommen werden.

4.1.1.2 Eingriffsstörungen zwischen Ritzelzahnkopf und Hohlradzahnfuß

Treten Störungen auf, weil die Bedingungen nach Abschnitt 4.1.1 nicht erfüllt sind, so ist in begrenztem Umfang die folgende Abhilfe möglich. Zumeist wird jedoch eine Zahnkopfkürzung am Ritzel nicht zu umgehen sein.

Werkzeugdaten ungeändert, Radpaardaten geändert:

- Verkleinern der Profilverschiebungssumme Σx , x_2 verringern, jedoch so, daß x_1 innerhalb des betreffenden Feldes von Bild 5 bleibt. Diese Änderung ist nur dann sinnvoll, wenn der hierdurch sich einstellende größere Erzeugungseingriffswinkel α_{wt0} größer ist als der Betriebseingriffswinkel α_{wt} des Radpaares. Dies kann im allgemeinen nur zutreffen, wenn die Schneidrad-Zähnezahl z_0 größer als die Zähnezahl z_1 des Ritzels ist.

Radpaardaten ungeändert, Werkzeugdaten geändert:

- Größtmögliche Schneidrad-Zähnezahl z_0 nach Bild 16 wählen bei möglichst kleinem Schneidrad-Profilverschiebungsfaktor x_0 .

Sind solche Änderungen nicht durchführbar, z. B. mit Rücksicht auf die in Bild 5 angegebenen Grenzen oder auf mögliche Eingriffsstörungen am Hohlradzahnkopf (siehe Abschnitt 4.1.1.1), muß der Kopfnutkreis-Durchmesser am Ritzel d_{Na1} und damit meist auch der Ritzel-Kopfkreisdurchmesser d_{a1} verkleinert und eine Verringerung der Profilüberdeckung ε_α in Kauf genommen werden.

Kann für die angestrebten Verzahnungsdaten der Radpaarung unter Beachtung der verfügbaren Werkzeuge nur eine der beiden Störungen (am Hohlradkopf oder am Hohlradfuß) beseitigt werden, sollte dem störungsfreien Eingriff am Hohlradfuß der Vorzug gegeben werden. In diesem Fall muß der Kopfnutkreis-Durchmesser des Hohlrades d_{Na2} entsprechend verkleinert (d. h. der Absolutwert vergrößert) werden.

4.1.2 Anstoßen der Zahnkopfkanten von Hohlrad und Ritzel außerhalb des Eingriffsgebietes

Bei großer Zähnezahlsumme $z_2 + z_1$ von Hohlrad und Ritzel (d. h. bei kleinem Zähnezahlenunterschied $|z_2| - z_1$) können die Zahnkopfkanten von Hohlrad und Ritzel außerhalb des Eingriffsgebietes aneinander stoßen und dadurch die Wälzbewegung behindern. Werden die Kopfkreise so ausgebildet, daß ihr Schnittpunkt auf oder über der Eingriffslinie liegt, Bild 20, so tritt mit Sicherheit keine Störung auf. Bild 17 zeigt die Bedingungen zur Vermeidung dieser Störung. Innenradpaare in den Grenzen nach den Bildern 5.1 bis 5.24 (siehe Erläuterungen) sind störungsfrei. Liegen die Radpaardaten außerhalb der dort angegebenen Grenzen, dann kann die Störung beseitigt werden durch:

- Verringern der Hohlrad-Kopfhöhe h_{a2}
- Verringern der Ritzelkopfhöhe h_{a1}
- Vergrößern des Betriebseingriffswinkels α_{wt}
d. h. kleinere Profilverschiebungssumme Σx .

Am einfachsten ist es, die Hohlrad-Kopfhöhe h_{a2} zu kürzen. Die Profilüberdeckung muß dann nachgeprüft werden, um die Zulässigkeit der getroffenen Maßnahmen zu kontrollieren. Günstigere Profilüberdeckungen werden erreicht, wenn der Betriebseingriffswinkel α_{wt} vergrößert wird.

4.1.3 Anstoßen der Zahnkopfkanten bei radialem Einbau

Große Zähnezahlsommen $z_2 + z_1$ (d. h. kleine Zähnezahlsunterschiede $|z_2| - z_1$) können zur Folge haben, daß das Ritzel oder das Schneidrad nicht radial eingeführt werden kann, weil die Zahnkopfkanten dabei aneinander stoßen. Diese Störung kann unbeachtet bleiben, wenn axiale Montage des Ritzels möglich ist. (Beim Erzeugungsradpaar Schneidrad/Hohlrاد führt sie zum Wegschneiden der Hohlrادzahnköpfe und soll vermieden werden.) Werden die Kopfkreise so ausgebildet, daß ihre Schnittpunkte oberhalb der Geraden liegen, die durch die beiden Schnittpunkte der Grundkreise geht, Bild 20, so tritt mit Sicherheit keine Störung auf. Bild 18 gibt die Bedingung für Störfreiheit an.

Abhilfemaßnahmen wie in Abschnitt 4.1.2 angegeben.

Wenn der radiale Einbau störungsfrei ist, stoßen auch die Zahnkopfkanten von Hohlrاد und Ritzel (Abschnitt 4.1.2) außerhalb des Eingriffsgebietes nicht mehr aneinander.

4.1.4 Eingriffsstörungen bei der Zweiflanken-Wälzprüfung

Bei der Zweiflanken-Wälzprüfung von Hohlrädern muß die Verwendbarkeit des Lehrzahnades hinsichtlich der genannten Eingriffsstörungen geprüft werden. Hierzu dienen ebenfalls die Bilder 5.1 bis 5.24 (siehe Erläuterungen). Ferner ist eine am Hohlrادzahnuß mögliche Eingriffsstörung zu überprüfen.

Diese tritt nicht auf, wenn die Bedingung

$$d_{Nf2(0)} \leq d_{Nf2(L)} \leq d_{Nf2(1)} \quad (15)$$

erfüllt ist. Darin ist $d_{Nf2(L)}$ der Fußkreis-Durchmesser am Hohlrاد, der dem Kopfnutkreis-Durchmesser am Lehrzahnrad d_{NaL} (im allgemeinen gleich d_{aL}) zugeordnet ist. Die Nutkreisdurchmesser werden mit den Gleichungen von Bild 14.1 und Bild 15 berechnet.

Zweiflanken-Wälzprüfung mit dem Gegenrad der Radpaarung verlangt wegen des spielfreien Zahneingriffes entsprechend kleinere Nutkreisdurchmesser am Zahnfuß beider Räder, verglichen mit den bei Betriebsachsabstand benötigten Nutkreisdurchmessern.

4.2 Eingriffsstörungen beim Verzahnen des Hohlrades mit dem Schneidrad

Die Eingriffsstörungen des Radpaares und die zweckmäßigen Abhilfemaßnahmen gelten sinngemäß für die Paarung Schneidrad/Hohlrاد. Sie bestimmen die Verzahnungsdaten des Schneidrades, damit einerseits die von der Radpaarung im Betrieb geforderte Evolventenlänge erreicht wird und andererseits das theoretisch erzeugbare Hohlrادzahnprofil nicht durch Überschneidungen verändert wird. Soll die Hohlrادverzahnung durch Schaben, Schleifen usw. fertig bearbeitet werden, so sind gegebenenfalls Vorverzahnwerkzeuge mit größerer Kopfhöhe erforderlich. Dazu sind die Erzeugungs-Grenzbedingungen gesondert zu ermitteln.

4.2.1 Ungenügende Evolventenlängen durch die Erzeugung

Wegen der größeren Kopfhöhe h_{aP0} des Schneidrad-Bezugsprofils im Vergleich zur Kopfhöhe des Ritzel-Bezugsprofils h_{aP1} und wegen der beim Rückhub des dann abgehobenen Schneidrades möglichen Rückhubstörungen (siehe Abschnitt 4.2.2) ist die maximal zu-

lässige Zähnezahlsomme $z_2 + z_0$ (d. h. der zulässige Zähnezahlsunterschied $|z_2| - z_0$) des Erzeugungsgetriebes begrenzt.

4.2.1.1 Eingriffsstörungen zwischen Schneidradzahnuß und Hohlrادzahnkopf

Innerhalb der in den Bildern 16.1 bis 16.10 (siehe Erläuterungen) dargestellten Paarungsgrenzen ist die Bedingung erfüllt, daß das Schneidrad die Hohlrادzahnkopf-Evolvente voll auswälzt. Werden die Grenzkurven 1 oder 2 überschritten, muß daß Schneidrad mit größerer Profilverschiebung ausgebildet oder ein geeigneteres Schneidrad mit größerer Zähnezahl ausgewählt werden, bei dem die Paarungsgrenzen nicht überschritten sind. Ist dies nicht möglich, muß der Hohlrاد-Kopfkreisdurchmesser d_{a2} auf den Wert

$$d_{Na2 \max} = d_{Na2(0)} \quad (16)$$

verringert und der hierdurch bedingte Verlust an Überdeckungsgrad in Kauf genommen werden⁵⁾. (Den Verzahnungs- und Getriebetoleranzen entsprechend ist auch hier in der Praxis ein etwas kleinerer, d. h. dem Betrage nach größerer Durchmesser auszuführen.)

4.2.1.2 Ungenügende Evolventenlängen am Hohlrادzahnuß⁶⁾

Ist $z_0 \geq z_1$ und liegt der Erzeugungseingriffswinkel α_{wto} in den Grenzen 20 bis 28°, wird eine genügend lange Hohlrادzahnuß-Evolvente erreicht.

Ist $z_0 < z_1$, muß die Bedingung

$$d_{Nf2(0)} \leq d_{Nf2(1)} \quad (17)$$

mit den Gleichungen in Bild 15 geprüft werden.

Ist diese Bedingung nicht erfüllbar,

muß das Schneidrad mit geringerer Profilverschiebung (eventuell auch durch Nachschärfen) ausgebildet werden, oder es muß der Kopfnutkreis-Durchmesser am Ritzel d_{Na1} entsprechend der Bedingung

$$d_{Na1} \leq d_{Na1(2)} \quad (18)$$

gekürzt werden.

Erfüllen die Verzahnungsdaten eines der verfügbaren Schneidrader nicht die vorher erwähnten Bedingungen, dann sollten jene Schneidraddaten bevorzugt werden, die das Erreichen des benötigten Fußnutkreis-Durchmessers $d_{Nf2(1)}$ auf Kosten einer verminderten Hohlrادzahnkopfhöhe sicherstellen. In diesen Fällen ist das Schneidrad mit der kleineren Profilverschiebung oder das weiter abgeschärfte Schneidrad zweckmäßiger, da es den kleineren Wert d_{Nf2} (d. h. größeren Wert $|d_{Nf2}|$) erzeugt. Der Hohlrاد-Kopfkreisdurchmesser d_{a2} ist entsprechend zu verkleinern (absolut also größer zu gestalten).

4.2.2 Aktive und passive Eingriffsstörungen beim Verzahnen des Hohlrades mit dem Schneidrad

Unter „aktiven Eingriffsstörungen“ beim Verzahnen werden solche Störungen verstanden, die die Werkradflankenform verändern. Sie entsprechen dem Anstoßen der Zahnkopfecken des Radpaares gemäß den Abschnitten 4.1.2 und 4.1.3 und bewirken, daß das Schneidrad die behindernden Flankenteile wegschneidet.

Als „passive Eingriffsstörungen“ werden Rückhubstörungen bezeichnet. Sie treten auf, wenn das Schneidrad nicht ausreichend abgehoben wird, so daß seine Schneiden während des Rückhubes bei gleichzeitiger Wälzbewegung nicht völlig freigestellt werden. Berührt das

⁵⁾ und ⁶⁾ siehe Seite 18

Schneidrad die Werkradflanken, so unterliegen die Zahnflanken des Schneidrades einem Reibverschleiß. Die Rückhubstörungen kennzeichnen eine für die Schneidrad-Verzahnungsdaten maßgebende Grenze.

Rechnerische Untersuchungen sowie Erfahrungen lassen folgende Zusammenhänge erkennen:

Die Gefahr von Rückhubstörungen wird mit wachsendem Erzeugungseingriffswinkel geringer. Daher wird die größte zulässige Schneidrad-Zähnezahl mit wachsendem Erzeugungseingriffswinkel größer. Mit wachsendem Betrag $|z_2|$ der Hohlrad-Zähnezahl wird der Betrag des Zähnezahlverhältnisses $|z_2| : z_0$ kleiner, d. h. bei größeren Beträgen der Hohlrad-Zähnezahl $|z_2|$ können verhältnismäßig größere Schneidrad-Zähnezahlen zugelassen werden.

Dieser Zusammenhang ist in Bild 19 dargestellt.

Die Bilder 16.1 bis 16.10 (siehe Erläuterungen) zeigen entsprechend den Bildern 5.1 bis 5.24 (siehe Erläuterungen) die Paarungsfelder für Schneidrad/Hohlrad. Der Kurvenabschnitt 3 (siehe Bild 16.0) kennzeichnet die durch Rückhubstörungen bestimmten Grenzwerte des Erzeugungsetriebes, die aus den Bedingungen nach Bild 19 gewonnen wurden 7). Die (nicht mehr gezeichneten) Grenzkurven der aktiven Störungen für Wegschneiden beim Radialvorschub und für Wegschneiden beim Wälzvorgang liegen nahe der Grenzkurve 3, jedoch außerhalb der Paarungsfelder.

4.2.3 Wegschneiden der Hohlrad-Zahnkopfkanten

4.2.3.1 Wegschneiden während des Radialvorschubes

Liegen die Paarungsdaten Schneidrad/Hohlrad außerhalb des Paarungsfeldes des Bildes 16, jenseits der Grenzlinie 3, so können Zahnkopfkanten während des Radialvorschubes weggeschnitten werden. Gleichzeitig treten Rückhubstörungen auf, die mit zunehmendem Abstand der Paarungsdaten von der Grenzlinie 3 größer werden.

Abhilfe ist möglich durch:

Verkleinern (Vergrößern des Absolutwertes) des Hohlrad-Kopfkreisdurchmessers d_{a2} und Wahl zweckmäßiger Schneidraddaten.

Beide Maßnahmen sollten dazu führen, daß innerhalb des Paarungsfeldes ein genügender Sicherheitsabstand von der Grenzlinie 3 gewährleistet ist, da diese Grenze je nach Abhebekinematik des Maschinentyps und je nach Maschineneinstellung von der dargestellten Lage abweichen kann.

Rückhubstörungen während des Radialvorschubes bei gleichzeitiger Wälzbewegung sind bei Hohlradern mit $|z_2| < 40$ besonders zu beachten. Mit abnehmendem Betrag $|z_2|$ der Hohlrad-Zähnezahl nähern sich Schneidrad-Zähnezahl z_0 und Schneidrad-Profilverschiebungsfaktor x_0 den für Unterschnittsbeginn gültigen Bedingungen (Kurven 1 und 2 der Bilder 16.1 bis 16.10, siehe Erläuterungen). In solchen Fällen kann die Schneidradabhebung die vor- und nachlaufende Schneidradflanke während des Rückhubes nicht gleichzeitig in ausreichendem Maße freistellen. Es können auch Abhebewinkel erforderlich werden, die durch die Maschinenbedingungen nicht realisierbar sind. Während des Radialvorschubes werden dann Bereiche durchlaufen, die infolge unzureichender Freistellung Rückhubstörungen verursachen. Abhilfe siehe Abschnitt 5.2.

4.2.3.2 Wegschneiden während des Wälzvorganges

Aktive Störungen, die dem Anstoßen der Zahnkopfkanten des Radpaares außerhalb des Eingriffsgebietes nach Abschnitt 4.1.2 entsprechen, treten nicht auf, wenn durch Beachten der Grenzkurve 3 der Paarungsfelder in Bild 16.1 bis 16.10 Rückhubstörungen vermieden wurden. Sie treten auch dann nicht auf, wenn geringfügige Rückhubstörungen unvermeidbar waren, jedoch Störungen beim Radialvorschub durch eine entsprechende Änderung des Hohlrad-Kopfkreisdurchmessers behoben wurden. Nachrechnen auf Wegschneiden beim Wälzvorgang nach Bild 17 ist daher nicht erforderlich.

Rückhubstörungen beim Wälzen können auftreten, wenn der Grundkreis von Schneidrädern kleiner Zähnezahl den Hohlrad-Kopfkreis schneidet und die Werkzeug-Abhebung des Streifen an der nachlaufenden Schneidradflanke („Grundkreisstreifen“) nicht vermeiden kann. Werden die Grenzen 1 und 2 des Erzeugungs-Paarungsfeldes überschritten, weil der Hohlrad-Kopfkreisdurchmesser nicht entsprechend der Bedingung $d_{Na2(1)} = d_{Na2(0)}$ geändert wurde (unvermeidlich z. B. bei Pumpen-Hohlradern), werden die Hohlrad-Kopfevolventen in dem betreffenden Bereich weggeschnitten, und es tritt Grundkreisstreifen auf.

In solchen Fällen wird das Schneidrad mit begrenzten Evolventenlängen am Zahnfuß ausgebildet, so daß die Hohlrad-Kopfkanten im gefährdeten Bereich weggeschnitten werden und so verlaufen, daß Rückhubstörungen während des Wälzvorganges vermieden werden.

Eine genaue Bestimmung des ausführbaren Kopfnutkreis-Durchmessers $d_{Na2(0)}$ am Hohlrad ist nach Abschnitt 4.2.1.1 möglich, wobei der Fußnutkreis-Durchmesser d_{Nf0} am Schneidrad gegebenenfalls durch Aufnahme eines Schneidrad-Evolventendiagrammes zu ermitteln ist 5).

Die verringerte Profilüberdeckung ε_α ist dann zu prüfen.

4.3 Eingriffsstörungen beim Verzahnen des Hohlrades durch Wälzschälen

Beim Wälzschälen wird das Schneidrad („Schälrad“) mit dem Hohlrad bei gekreuzten Achsen gepaart. Durch die Achsenkreuzung entsteht die zur Spanabnahme erforderliche Relativbewegung in Zahn längsrichtung. Die Spanabnahme erfolgt hierdurch stetig bei großem Wälzvorschub und kleinem Axialvorschub; der Vorgang ist dem Wälzfräsen vergleichbar.

Die möglichen aktiven Störungen entsprechen den Eingriffsstörungen des Schneidrades beim Wälzen. Das Nachrechnen und gegebenenfalls Bestimmen des ausführbaren Hohlrad-Kopfkreisdurchmessers ist mit den Verzahnungsdaten der Normalebene in gleicher Weise wie beim Wälzstoßen mit Hilfe der Gleichungen in Bild 17 vorzunehmen.

Um passive Störungen infolge zu geringer effektiver Schälrad-Freiwinkel in den Randbezirken des Eingriffsfeldes zu vermeiden, ist ein ausreichender Sicherheitsabstand von den Grenzbedingungen der aktiven Störungen zu beachten.

4.4 Eingriffsstörungen beim Verzahnen des Hohlrades durch Räumen

Die beim Verzahnen mit Schneidrad möglichen aktiven und passiven Eingriffsstörungen entfallen beim Räumen. Die dem Räumvorgang eigenen aktiven Störungen sind durch die Bedingung gegeben, daß am Zahnfuß der Räumdrehen noch ein ausreichender Freiwinkel vorhanden sein

5) und 7) siehe Seite 18

muß. Sie verlangt, daß der kleinste Betrag $|z_2|$ der Zähnezahls des Hohlrades bzw. der kleinste Betrag $|d_{Na2}|$ des Kopfnutkreis-Durchmessers am Hohlrad so groß ist, daß die Lücken-Profil tangentialen am Hohlrad-Kopfkreis einen Winkel von mindestens 10° einschließen.

Die so gestalteten Räumzähne verlegen bei kleinen Beträgen $|z_2|$ der Hohlrad-Zähnezahls bzw. bei kleinen Beträgen $|d_{Na2}|$ des Hohlrad-Kopfkreisdurchmessers den betreffenden Bereich der Kopfevolventen zurück bzw. erfordern die Änderung des Kopfkreisdurchmessers d_{a2} auf den noch erreichbaren Wert von d_{Na2} .

Diese Bedingungen treffen nur auf solche Hohlrad-Zähnezahlen zu, deren Beträge $|z_2|$ klein sind und die im Wälzverfahren nicht herstellbar sind. Der durch Räumen erreichbare kleinste Betrag $|d_{Na2}|$ des Kopfnutkreis-Durchmessers am Hohlrad wird berechnet aus

$$|d_{Na2}|_{\min} = \frac{|d_{b2}|}{\cos \alpha_{Na2}} \quad (19)$$

$$\text{mit } \tan \alpha_{Na2} = \frac{e_2}{|d_2|} + \text{inv } \alpha_n + \arccos \frac{10^\circ}{2} \quad (20)$$

(Lückenweite e siehe DIN 3960.)

5 Bestimmung der Werkzeugdaten für das Hohlrad

Können die in Abschnitt 3.1 genannten Bedingungen nicht erfüllt werden, müssen die in Abschnitt 4 erklärten Bedingungen geprüft und gegebenenfalls entsprechende Änderungen vorgenommen werden. Hierbei sind die folgenden Gesichtspunkte zu beachten ⁸⁾:

5.1 Grenzen der Schneidrad-Zähnezahls für das Hohlrad

Wegen der größeren Kopfhöhe h_{aP0} des Schneidrad-Bezugsprofils im Vergleich zu der des Ritzel-Bezugsprofils h_{aP1} und wegen der Abhebebedingungen für die freie Rückführung des Schneidrades muß das Zähnezahlsverhältnis $|u_0| = |z_2| : z_0$ in Abhängigkeit vom Erzeugungseingriffswinkel α_{wn0} den Werten nach Bild 19 entsprechen. Die Größtwerte der zulässigen Schneidrad-Zähnezahlen sind hiermit bestimmbar. Sie sind in den Bildern 16.1 bis 16.10 (siehe Erläuterungen) berücksichtigt, so daß auch diese Bilder zur Bestimmung der größtzulässigen Schneidrad-Zähnezahlen verwendet werden können.

Die bei gleichem Erzeugungseingriffswinkel noch brauchbare kleinste Zähnezahls des Geradschneidrades wird aus dem Wertpaar für $|u_0|$ und $|z_2|$ bestimmt, das sich aus dem Schnittpunkt der betreffenden α_{wn0} -Linie mit der $z_{0\min}$ -Grenzlinie ergibt. Die so bestimmten Mindestzähnezahlen sollten auch für Schrägschneidräder nicht unterschritten werden. Die Bilder 16.1 bis 16.10 und Bild 19 setzen voraus, daß von der Möglichkeit der Schnittaufteilung Gebrauch gemacht wird (siehe Abschnitt 5.2).

Die Schneidrad-Verzahnungsdaten werden hinsichtlich ihrer Verwendbarkeit für ein Hohlrad mit der Zähnezahls z_2 anhand Bild 19 in folgender Weise bestimmt bzw. geprüft:

a) Neues Schneidrad mit günstigen Daten hinsichtlich Standzeit und geometrischen Bedingungen bestimmen: Der Faktor $|u_0| = |z_2| : z_0$ wird mit Hilfe von Bild 19 für einen Mindest-Erzeugungseingriffswinkel α_{wn0} von 20 bis 24° gewählt. Damit wird eine große Schneidrad-Zähnezahls und ein entsprechend kleiner Wert (großer Absolutwert) von $d_{Nf2(0)}$ erreicht. Der Profilverschiebungsfaktor des Schneidrades im Neuzustand ist dann mit Gleichung 10 bestimmbar.

b) Prüfen, ob vorhandenes Schneidrad verwendbar ist: Für die gegebene Größe $|u_0|$ wird mit Hilfe von Bild 19 der mindesterforderliche Erzeugungseingriffswinkel α_{wn0} und dann mit Hilfe von Gleichung 10 der maximale Schneidrad-Profilverschiebungsfaktor x_0 bestimmt. Aus den bekannten oder durch Messung bestimmbar Schneidraddaten ergibt sich der vorhandene Profilverschiebungsfaktor x_0 , der gleich oder kleiner als der mit Bild 19 und Gleichung 10 bestimmte Wert sein soll. Nötigenfalls wird die vorhandene Schneidrad-Profilverschiebung durch Nachschärfen entsprechend vermindert.

Beide Aufgaben können auch mit den Bildern 16.1 bis 16.10 (siehe Erläuterungen) gelöst werden.

Die Profilverschiebung von verfügbaren Schneidrädern ergibt sich für das Geradschneidrad mit

$$x_0 \cdot m_n = \frac{W_0 - W'_0}{2 \sin \alpha_n} \quad (21)$$

und für das Schrägschneidrad am einfachsten aus dem Zusammenhang $x_0 \cdot m_n = f(d_{a0})$, der als Tabelle oder Diagramm beim Schneidrad-Hersteller anzufordern ist.

Um den erforderlichen Fußnutkreis-Durchmesser am Hohlrad $d_{Nf2(1)}$ zu erreichen, ist die Schneidrad-Profilverschiebung so klein wie mit Rücksicht auf eine ausreichende nutzbare Schneidrad-Zähnezahls zulässig zu wählen.

5.2 Besonderheiten der Maschineneinstellung beim Hohlrad-Verzählen

Der Werkstücktisch der Wälzstoßmaschine oder das Schneidrad müssen in einer zur Diametralen um einige Winkelgrade geneigten Richtung so abgehoben werden, daß die beim Erzeugungsvorgang während des Rückhubes am meisten gefährdete nachlaufende Schneidradflanke die Zahnflanke nicht streift.

Die Angabe für die Wahl der Drehrichtung beim Verzählen von Hohlrädern muß daher beachtet werden.

Günstige Herstellbedingungen ergibt die Mehrschnittbearbeitung, bei der die Gesamtschnitttiefe in Einzelschnitttiefen mit jeweils einem Rundgang unterteilt wird. Sind auf diese Weise Störungen nicht vermeidbar, kann das Verfahren „Radialvorschub ohne Wälzen“ Abhilfe bringen. Dabei wird zunächst allein mit Radialvorschub, d. h. ohne Wälzen, verzahnt und erst nach erreichter Gesamtstoßtiefe die Wälzbewegung eingeschaltet.

Die Einstellenden einschließlich des günstigsten Abhebewinkels sind beim Hersteller der Maschine anzufordern.

⁸⁾ Siehe Seite 18

6 Beispiele (Längenmaße in mm)

6.1 05-V-Null-Verzahnung nach Abschnitt 3.3.1.1

Modul m_n	3	
Radpaar	z_1, z_2	
Σx	0	
α_{wt}	20°	
β	0°	
ε_α	1,78	
Zahnrad	z_1	z_2
Zähnezahl	45	- 55
Profilverschiebungsfaktor x	+ 0,5	- 0,5
d_b	126,86	- 155,05
d_a	144	- 162
s_{an}	1,97	2,56
e_n im Kreis $d + 2 m_n (x - 1,25)$	2,15	1,30
d_{Na}	144	- 162
d_{Nf}	132,06	- 173,74
ζ_a	0,06	0,05
ζ_f	- 0,05	- 0,06
Werkzeug: Bezugsprofil DIN 3972 – II × 3	Fräser	Schneidrad
z_0	—	24
x_0	—	+ 0,4
$h_{a0}^* = \frac{0_{a0}}{m_n} (1 - \sin \alpha) - x_0$	1,05	1,17
d_{Nf0}	—	67,66
d_{Na0}	—	81,42
d_{a0}	—	81,9
α_{wt0}	20°	20,96°
Σx_0	—	- 0,1
a_0	—	- 46,793
Erzeugte Durchmesser	Die Überprüfung der erzeugten Durchmesser ist nicht nötig, wenn alle Bedingungen nach den Abschnitten 3.1.1 und 3.1.2 erfüllt sind.	
d_{Na} (Bild 14.1)	144	- 158,32 *)
d_{Nf} (Bild 14.2, Bild 15)	132,01	- 173,91
d_f (Gleichung 4)	130,5	- 175,49
Bedingungen bei Betrieb nach Abschnitt 3.1.1.1, 3.1.1.2, 3.1.1.3, 3.1.1.4	erfüllt	
3.1.1.5	erfüllt	
3.1.1.6	nicht erfüllt	
Prüfung mit Bild 5.13	keine Störung	
3.1.1.7	nicht erfüllt	
Abhilfe	axiale Montage	
Bedingungen bei der Erzeugung nach Abschnitt 3.1.2.1, 3.1.2.2	erfüllt	
3.1.2.3 maximal zulässiger Werkzeugdurchmesser	100	
3.1.2.4	entfällt	
3.1.2.5	erfüllt	
3.1.2.6	axiale Montage	
Tragfähigkeit ***)		
Zahnfußspannung N/mm ²	245	237
Flankenbeanspruchung N/mm ² im Wälzpunkt	373	
im Einzeleingriffspunkt	353	327
*) Hier wurde der Kopfkreis berechnet, der maximal mit diesem Werkzeug zu erreichen ist. Er muß größer sein als d_{Na2} **) Werte, die sich infolge Kürzung von d_{a1} geändert haben. ***) Verzahnungsqualität 8, $b = 10 \cdot m_n$. Bei der Berechnung der Tragfähigkeit wurde die Umfangskraft so gewählt, daß sich $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1$ ergab. Ferner wurde gesetzt Dynamikfaktor 1, $\beta = 0$, $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1$.		