

DAUERVERSUCHE AN ZAHNRÄDERN

Von

Á. ZSÁRY und I. KABAI

Lehrstuhl für Maschinenelemente der Technischen Universität, Budapest

(Eingegangen am 6. Mai, 1963)

Vorgelegt von Prof. Dr. I. VÖRÖS

Einführung

Eine der wichtigsten Aufgaben bei Dauerversuchen an Zahnrädern besteht in der Bestimmung der Biegefestigkeit des Zahnfußes der aus verschiedenen Werkstoffen und nach verschiedenen Herstellungstechnologien gefertigten Zahnräder. Die sichere Kenntnis des Wertes der Biegeschwingsfestigkeit des Zahnfußes ist für den Konstrukteur eine bestimmende Größe ersten Ranges, besonders bei der Bemessung oberflächengehärteter und geschliffener Zahnräder.

Die ungarische Industrie war bis jetzt auf die in der ausländischen Fachliteratur veröffentlichten Kenngrößen angewiesen, da derartige Prüfungen in Ungarn noch nicht vorgenommen worden waren. Es zeigte sich aber, daß die von den einzelnen Forschungsinstituten veröffentlichten Ergebnisse sowohl in der Berechnung der an den kritischen Zahnfußstellen entstehenden Spannungen als auch in der Beurteilung der zulässigen Höchstspannungen einander häufig widersprechen. Dazu wurden in der Zahnradherstellung neuere technologische Verfahren eingeführt, für die die erforderlichen Forschungsunterlagen fehlten. Ferner entsprechen die im Ausland geprüften Zahnradwerkstoffe nicht in allen Fällen den ungarischen Werkstoffnormen.

Die unter solchem Umständen unerlässlich gewordene Prüfung der Dauerbiegefestigkeit von Zahnrädern aus ungarischen Werkstoffen lief denn auch auf Anregung des Lehrstuhles für Maschinenelemente der Technischen Universität Budapest an. Bei den der Prüfung unterzogenen Werkstoffen handelte es sich teils um herkömmliche Zahnradstähle, teils um Austausch- bzw. um sogenannte Sparstähle.

Die Berechnungen der Biegespannungen im Zahnfuß, die von den Prüfgeräten geweckt werden, wurden anhand der vom Lehrstuhl schon früher ausgearbeiteten Formfaktoren durchgeführt.

Die Untersuchungen der Zahnfüße erfolgte mit Hilfe einer Pulsatormaschine teils durch Einzelbelastung der Zähne, teils durch betriebsmäßige Ermüdungsprüfungen am ganzen Zahnrad mit Hilfe eines Prüfgerätes mit geschlossenem Kraftverlauf.

Prüfeinrichtungen

Für die Versuche standen folgende Dauerprüfmaschinen und Einspanngeräte zur Verfügung:

1. Eine hydraulische Pulsatormaschine mit einer Belastbarkeit von 30 t, Fabrikat Amsler.

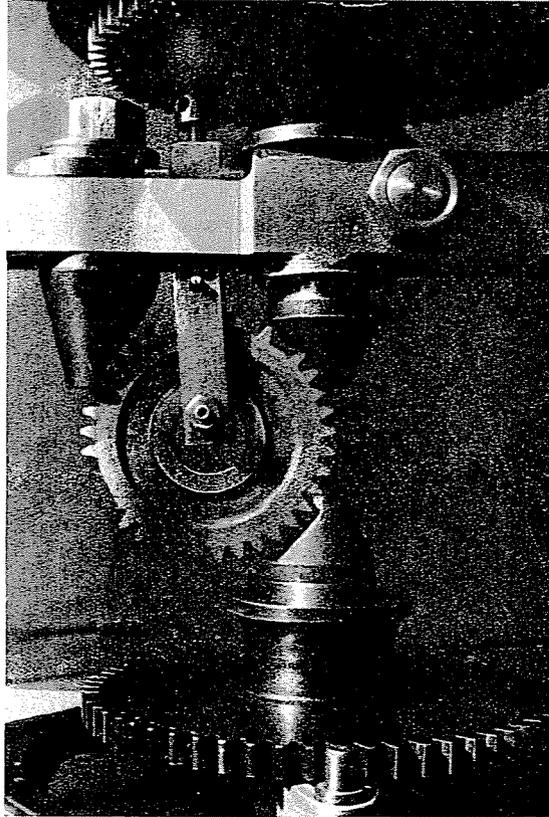


Abb. 1. Einspanngerät für Zahnräder

2. Ein elektronischer Hochfrequenzpulsator mit einer Belastbarkeit von 10 t, Fabrikat Amsler. Im Prinzip handelt es sich um ein Schwingungssystem zweier Massen mit mechanischer Steuerung und mit elektronisch positiv rückgekoppelter Erregung. Die statische Mittellast liefert eine bogenförmige Feder mit Hilfe einer Gewindespindel. Die wechselnde Belastung erzeugt ein über der Feder angebrachter Elektromagnet, der mit Wechselstrom von 80—200 Hz über ein elektronisches Verstärkersystem gespeist wird.

3. Zahnradeinspanngerät. Für die Dauerversuche mußte zur Pulsatormaschine ein Zusatzgerät gebaut werden, da der Apparat ursprünglich haupt-

sächlich zur Prüfung zylindrischer oder flacher, an beiden Enden einspannbarer Probestücke bestimmt ist.

Bei der Fertigung des Zahnradeinspanngerätes war die Forderung zu befriedigen, daß die Belastung und die Stützkraft in der Symmetrieachse der Pulsatormaschine liegen müssen, da andernfalls die Genauigkeit des Dynamometers vermindert und die Lebensdauer der auf mittige Zug- und Druckbeanspruchungen bemessenen Bestandteile der wertvollen Maschine durch die auftretenden Biegebeanspruchungen gefährdet worden wären.

Es liegt natürlich auf der Hand, daß die Bestimmung der Belastung prinzipiell auf Grund des in der Zahnradmeßtechnik seit langem bekannten, vorzüglich bewährten und theoretisch vollständig ausgearbeiteten Wildhaber-Verfahrens erfolgte, das die oben angeführten Forderungen restlos befriedigt.

Das Einspanngerät wurde in zwei Größen hergestellt. Die Befestigung der Zahnräder bis zum Modul 2,5 mm erfolgte auf dem 2 Tonnen-Dynamometer mittels Flügelschrauben, während die der Zahnräder mit einem Modul von 3 mm und mehr auf dem 10 Tonnen-Dynamometer mittels Zylinderschrauben vorgenommen wurde.

Der Aufbau der beiden Geräte ist im Prinzip gleich (Abb. 1). Der untersuchte Zahn stützt sich unmittelbar auf die an den Dynamometer befestigte Brechbacke, deren horizontale geschliffene Belastungsfläche genau senkrecht zur Symmetrieachse der Maschine liegt.

Die Belastungsbacke schließt sich an den oberen Teil der Belastungskonstruktion an. Die mit dem Zahn in Berührung stehende Oberfläche der Belastungsbacke ist ebenfalls sorgfältig geschliffen, so daß die Ebenen der unteren Brechbacke und der oberen Belastungsbacke möglichst parallel zueinander lagen.

Die Lage des Zahnrades wurde mit Hilfe einer oben links eingebauten sogenannten Justierbacke gesichert, auf die die Zahnräder mit einem durch ihre Bohrung durchgehenden Bolzen befestigt waren.

Das Einspanngerät hat sich während der Versuche in bezug auf Genauigkeit und Zuverlässigkeit sowie in bezug auf Lebensdauer gut bewährt.

a) Die Montage der Zahnräder

Die Zahnweite wurde vor der Prüfung jedes Zahnrades genau gemessen. Im Interesse der Genauigkeit der Berechnungen wurden die Messungen mit einem Zahnmeßmikrometer durchgeführt.

Die Zahl der eingespannten Zähne mußte derart bestimmt werden, daß die Auflage des geprüften Zahnes auf der Brechbacke nahe seiner Kopfkante, die Auflage des lastübertragenden Gegenzahnes auf der Belastungsbacke dagegen möglichst weit von seiner Kopfkante liege. Hierdurch ergab sich für den

unteren geprüften Zahn eine weit größere Biegebeanspruchung, als für den oberen lastübertragenden Gegenzahn, wodurch die Gefahr eines zufällig auftretenden Gegenzahnbruches vermindert wurde. Eine zu tief gelegene Auflage des Gegenzahnes konnte aber den Bruch der Belastungsbacke verursachen. Im Laufe der Dauerprüfungen ereigneten sich beide Arten von Brüchen, doch erfolgten Brüche des oberen Zahnes verhältnismäßig sehr selten. Die Zahl der eingespannten Zähne entsprach sowohl bei der Prüfung als auch bei der Messung den obenangeführten Anforderungen, doch stimmte sie naturgemäß nicht in jedem Fall mit den in den meßtechnischen Tabellen angegebenen Werten überein, da dort die Berührungslinien auf den Teilkreis berechnet sind.

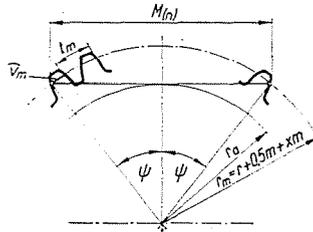


Abb. 2. Zahnweite des Zahnrades beim Einspannen in die Pulsatormaschine

Bei Prüfungen mit Pulsatormaschinen ist es zweckmäßig, die Zahl der eingespannten Zähne auch bei korrigierten Zahnrädern so zu bestimmen, daß eine Belastung und Messung in der Nähe der Kopfkanten anwendbar sei. In diesem Fall müssen die Messungen und die Belastungen auf einem Kreis (r_m) vorgenommen werden, dessen Halbmesser um $(0,5+x)m$ größer ist, als der des Teilkreises (Abb. 2).

Die Berechnungen können demnach mit Hilfe der im Wildhaber-Verfahren erfaßten Bogenlänge durchgeführt werden.

Der Zentriwinkel (ψ) ist im Wildhaber-Verfahren durch den Grundkreishalbmesser und der Werkzeug-Eingriffswinkel ausgedrückt:

$$\cos \psi = \frac{r_a}{r_m} = \frac{\frac{z m}{2} \cos \alpha}{\frac{z m}{2} + x m + 0,5 m} = \frac{\cos \alpha}{1 + \frac{2x}{z} + \frac{1}{z}} \quad (1)$$

Die Zahnteilung am Halbmesser r_m ist

$$t_m = t \frac{r_m}{r} = m \pi \frac{\frac{z m}{2} + x m + 0,5 m}{\frac{z m}{2}} = m \pi \left(1 + \frac{2x}{z} + \frac{1}{z} \right), \quad (2)$$

die Zahndicke am Halbmesser r_m dagegen

$$\hat{v}_m = r_m \left(\frac{\frac{m\pi}{2} + 2x m \operatorname{tg} \alpha}{r} + 2 \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \psi \right).$$

Hieraus ergibt sich nach Einsetzen und Ordnen die Gleichung

$$\hat{v}_m = \frac{zm}{2} \left(1 + \frac{2x}{z} + \frac{1}{z} \right) \left(\frac{\pi}{z} + \frac{4x}{z} \operatorname{tg} \alpha + 2 \operatorname{inv} \alpha - 2 \operatorname{inv} \psi \right). \quad (3)$$

Auf Grund dieser Ableitung kann also die Gleichung

$$M_{(n)} = 2 r_m \operatorname{arc} \psi = (n - 1) t_m + \hat{v}_m$$

geschrieben werden, deren Lösung für die Zahl der eingespannten Zähne die Gleichung

$$n = \frac{z}{\pi} \left(\operatorname{arc} \psi - \frac{\pi}{2z} - \frac{2x}{z} \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{inv} \alpha + \operatorname{inv} \psi \right) + 1$$

liefert, die in folgende Form gebracht werden kann:

$$n = z \frac{\psi^\circ}{180^\circ} + 0,5 + \frac{z(\operatorname{inv} \psi - \operatorname{inv} \alpha) - 2x \operatorname{tg} \alpha}{\pi}. \quad (4)$$

Der genaue Wert von n läßt sich ziemlich einfach aus der Beziehung (4) errechnen; da nur der Wert des Zentriwinkels mit Hilfe der Gleichung (1) bestimmt und die den Winkeln zugeordneten Werte den entsprechenden Tabellen entnommen werden müssen.

Die Sehnenlänge der Zahnweiten bestimmt man mit Hilfe der aus der Meßtechnik bekannten Formel

$$M_{(n)} = m \cos \alpha [(n - 0,5)\pi + z \operatorname{inv} \alpha] + 2 m x \sin \alpha. \quad (5)$$

Das zweite Glied der rechten Seite der Formel nimmt den Wert Null an, wenn $x = 0$ ist, bzw. einen negativen Wert, wenn $x < 0$. Bei Anwendung der Formel (5) muß der Wert n nach dem obigen Verfahren bestimmt werden.

Nach Ermittlung der erforderlichen und genauen Zahnweite kann der Halbmesser der Zahnlast aus den Einstellwerten des Pulsator-Einspanngerätes bestimmt werden. Bei der Berechnung des Lasthalbmessers ist die gerade oder ungerade Zähnezahzahl des Zahnrades zu berücksichtigen.

Im Falle gerader Zähnezahlen ist die Berechnung einfacher (Abb. 3).

Aus der Parallelität der Ebenen der drei Einspannbacken, aus den Grundgesetzen der Evolventenverzahnung sowie aus der Symmetrie des Zahnrades folgt, daß die Dreiecke ABO und CDO der Abb. 3 kongruent sind. Folglich

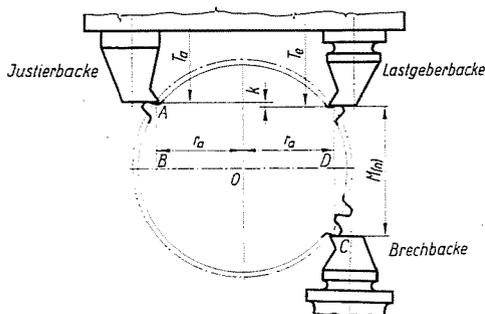


Abb. 3. Einstellung des Einspanngerätes bei Zahnrädern mit gerader Zähnezahl

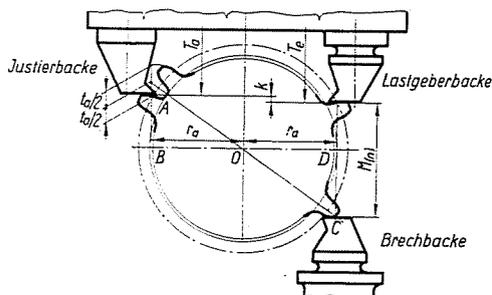


Abb. 4. Einstellung des Einspanngerätes bei Zahnrädern mit ungerader Zähnezahl

kann die Zahnweite aus der Kathete CD und aus dem Höhenunterschied zwischen der Belastungs- und der Justierbacke aufgeschrieben werden. Der Höhenunterschied zwischen der Belastungs- und der Justierbacke ergibt sich als die Differenz ihrer von einer entsprechenden Basis gemessenen Höhen.

Die Höhendifferenz k ist mit den Bezeichnungen der Abbildung

$$k = T_e - T_a, \quad (6)$$

wenn T_e und T_a die von einer gemeinsamen Basis gemessenen Höhen der Belastungs- bzw. der Justierbacke bedeuten.

Für die Zahnweite $M_{(n)}$ gilt auf Grund des obigen

$$M_{(n)} = 2 \overline{CD} - k \quad (7)$$

und hieraus für die Kathete \overline{CD}

$$\overline{CD} = \frac{M_{(n)} + k}{2} \quad (8)$$

Der Halbmesser der Zahnbelastung schreibt sich folglich auf Grund der Abb. 3 zu

$$\overline{CO} = \sqrt{\overline{CD}^2 - r_a^2} = \frac{r_a}{\sin \arctan \frac{\overline{CD}}{r_a}} \quad (9)$$

Bei Prüfung von Zahnrädern mit ungerader Zähnezahl gestaltet sich die Berechnung insofern komplizierter, als sich infolge der Asymmetrie des Zahnrades dem geprüften Zahn gegenüber kein Zahn, sondern eine Zahnücke befindet. Folglich kann man die Belastung nicht auf jenen Zahn wirken lassen, der dem zu prüfenden Zahn symmetrisch gegenüberliegt, vielmehr muß man hierzu — im Sinne der Figur — den von diesem links gelegenen Zahn verwenden. Meist kann der rechts von der Symmetrieebene gelegene Zahn nicht belastet werden, weil die Justierbacke wegen der nahe der Kopfkante des geprüften Zahnes wirkenden Belastung nur auf der Ecke des Zahnes aufliegen würde, was einerseits Unsicherheiten in der Berechnung verursachen, andererseits die Lebensdauer der Justierbacke vermindern würde.

Entsprechend erfordert die Berechnung gewisse Änderungen. In diesem Falle befindet sich der dem geprüften Zahn symmetrisch gegenüberliegende Punkt nicht auf der Justierbacke, sondern um eine halbe Grundteilung höher (Abb. 4). Es muß also in der Berechnung statt T_a der Wert

$$T'_a = T_a - \frac{t_a}{2} = T_a - \frac{m\pi \cos \alpha}{2} \quad (10)$$

eingesetzt werden. Die Formel (6) nimmt folglich die Form

$$k = T_e - T'_a = T_e - T_a + \frac{m\pi \cos \alpha}{2} \quad (11)$$

an.

Im weiteren wird die Berechnung wie bei Zahnrädern mit gerader Zähnezahl durchgeführt, und den Belastungshalbmesser des Zahnes liefert auch jetzt die Formel

$$\overline{CO} = \sqrt{\overline{CD}^2 - r_a^2} = \frac{r_a}{\sin \arctan \frac{\overline{CD}}{r_a}},$$

allerdings mit der Einschränkung, daß der Punkt „C“ in Abb. 4 nicht auf der Justierbacke bzw. auf dem Zahn, sondern auf der Profilnormalen des Berührungspunktes im Abstand von $t_a/2$ nach oben verschoben ist.

b) Die Berechnung der Spannungen im Zahnfuß

Zur Berechnung der im Zahnfuß auftretenden Spannungen standen die vom Lehrstuhl für Maschinenelemente schon früher ausgearbeiteten Formfaktoren zur Verfügung.

Bei der Berechnung der Zahnformfaktoren wurden alle von der Zahnform und von den Belastungen herrührenden Einwirkungen genauestens berücksichtigt (Abb. 5).

Die den Zahn in Richtung der Profilnormalen belastende Kraft Q kann in eine zur Symmetrieachse des Zahnes senkrechte und in eine zu dieser parallele Komponente zerlegt werden.

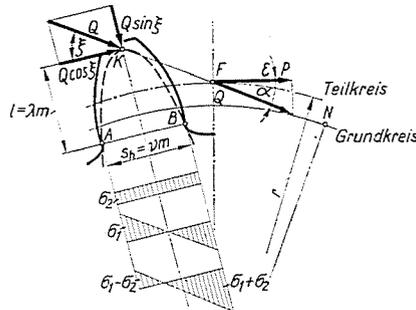


Abb. 5. Bestimmung des Formfaktors

Dem Grundgedanken der Berechnung entsprechend, muß der gefährliche Querschnitt auf Grund der Biegebeanspruchungen bestimmt werden. Die Lage des gefährlichen Querschnittes wird bestimmt, indem man jenen gemeinsamen Punkt der aus dem Schnittpunkt der Belastung und der Symmetrieachse des Zahnes als Scheitelpunkt ausgehenden Parabel zweiter Ordnung (Gebilde gleicher Biegespannungen) und der Fußausrundung des Zahnes ermittelt, in welchem die beiden Kurven eine gemeinsame Tangente aufweisen. Die Spannungen in dem so bestimmten Querschnitt schreiben sich unter Berücksichtigung der Biege-, Zug- bzw. Druckbeanspruchungen und mit den Bezeichnungen der Abb. 5

auf der Zugseite zu

$$\sigma_+ = \frac{Q \cdot \cos \xi \cdot l \cdot 6}{S_b^2 \cdot b} - \frac{Q \sin \xi}{S_n \cdot b}, \quad (12)$$

auf der Druckseite zu

$$\sigma_- = \frac{Q \cdot \cos \xi \cdot l \cdot 6}{S_b^2 \cdot b} + \frac{Q \cdot \sin \xi}{S_n \cdot b}. \quad (13)$$

Mit den Bezeichnungen der Abb. 5, und die Abmessungen mit Hilfe des Moduls ausgedrückt, gilt

$$l = \lambda \cdot m \text{ und } S_n = \nu \cdot m.$$

Durch Eliminierung der Zahnbreite b , der Belastung Q und des Moduls gehen die Gleichungen (12) und (13) für die Zug- bzw. Druckseite in die Form

$$\sigma = \frac{Q}{b \cdot m} \left(\frac{6 \cdot \lambda \cdot \cos \xi}{\nu^2} \pm \frac{\sin \xi}{\nu} \right) \quad (14)$$

über. Der Klammerausdruck ist der Zahnformfaktor y , der gemäß Gleichung (14) unterschiedliche Werte für die Zug- bzw. Druckseite aufweist.

$$y = \frac{6 \cdot \lambda \cdot \cos \xi}{\nu^2} \pm \frac{\sin \xi}{\nu} \quad (15)$$

Die obigen Zahnformfaktoren wurden vom Lehrstuhl für auf den Zahnkopf wirkende Kräfte und für Zahnräder mit Werkzeugeingriffswinkeln von $\alpha = 15^\circ$ bzw. $\alpha = 20^\circ$ ausgearbeitet und in Tabellen zusammengefaßt. (Veröffentlicht in Dr. VÖRÖS: Maschinenelemente, Band III. Lehrbuch Verlag Budapest.)

Die Belastungskraft kann im allgemeinen nicht am Zahnkopf (dem äußersten Evolventenpunkt), sondern immer nur auf einen kleineren Halbmesser wirken. Der Wert des Zahnformfaktors muß daher bei der Berechnung der so entstehenden Zahnfußspannungen korrigiert werden. Den korrigierten Wert drückt mit einer gewissen Annäherung die Gleichung

$$y_{cs} = y \left[1 - 0,56 \left(\frac{R - \overline{CO}}{m} \right) \right] \quad (16)$$

aus, wo y_{cs} jenen Formfaktor bedeutet, der der auf dem verminderten Halbmesser wirkenden Belastungskraft zugeordnet ist. $R = \frac{(z + 2) m}{2}$ ist der Zahnkopfhalmesser und \overline{CO} ist der Halbmesser der Zahnbelastung gemäß Gleichung (9).

Die Zahnfußspannungen wurden mit Hilfe der obigen Zusammenhänge und mit den Werten positiven Vorzeichens berechnet.

4. Zahnraddauerprüfmaschine mit geschlossenem Kraftverlauf

Im Laufe der Prüfungen mit der Pulsatormaschine wurden die Zähne der Zahnräder immer einer rein sinusförmig wechselnden Belastung unterworfen. Im Betriebszustand weicht aber die Belastung der Zähne von dieser ab, da sie durch die infolge von Zahnfehlern verursachten inneren Kräfteflüsse sowie durch äußere dynamische Kräfte vergrößert wird. Folglich müssen die Dauerprüfungen hinsichtlich der Belastbarkeit der Zahnradwerkstoffe durch ein Prüfungsverfahren ergänzt werden, das den betriebsmäßigen Verhältnissen und den an Zahnräder gestellten praktischen Anforderungen entspricht.

Für diese Aufgabe wurde vom Lehrstuhl für Maschinenelemente eine Zahnraddauerprüfmaschine mit geschlossenem Kraftverlauf entwickelt, deren prinzipielle Anordnung in Abb. 6 dargestellt ist. Der Betrieb der Maschine ist einfach und sehr wirtschaftlich. Die als Belastung dienenden Gewichte oder die Feder üben auf die Einspannachse mit Hilfe eines Axialkugellagers eine im Verhältnis der Armlängen vergrößerte Axialkraft aus, die von zwei Zahnradern aufgenommen wird, die auf der Einspannachse verkeilt und mit gegenläufigen Schrägverzahnungen versehen sind. Infolge der Axialkraft üben diese Zahnräder auf ihre Gegenräder auch ein Drehmoment aus, dessen Größe und

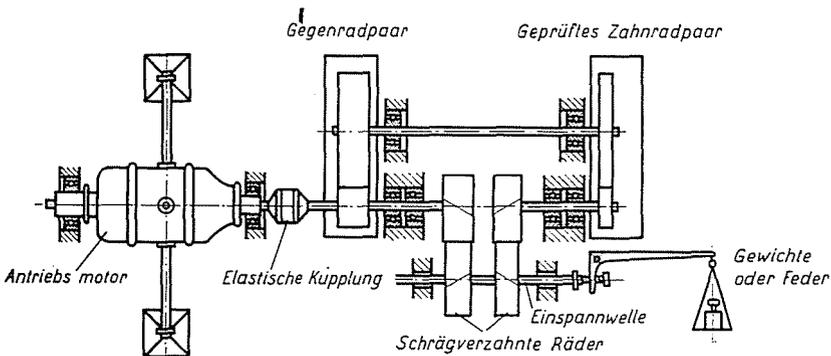


Abb. 6. Dauerprüfmaschine mit geschlossenem Kraftverlauf. Ausführung: Lehrstuhl für Maschinenelemente

Richtung vom Schrägungswinkel der Zähne abhängt. Das derart geweckte Moment verursacht Spannungen in dem aus den geprüften Zahnradern und Gegenzahnradern bestehenden geschlossenen System. Die Leistung des Antriebsmotors dient nur der Überwindung der Reibung.

Die Einspannung in axialer Richtung erfolgte gemäß Abb. 6 nur durch Belastung mit Gewichten. Diese Lösung verursachte viele Störungen, weil der Lastarm in vielen Fällen in Schwingungen geriet, so daß das Maß der tatsächlichen Belastung von dem der statischen abwich. Darum wurde später die Belastungseinrichtung der Zahnraddauerprüfmaschine mit einer Feder versehen. Die Einspannung mit Hilfe der Feder bot viel gleichmäßigere Prüfungsbedingungen.

Das Übersetzungsverhältnis des geprüften Zahnradpaares und des Gegenradpaares war genau dasselbe. Die Tragfähigkeit des Gegenradpaares übertraf wesentlich die des geprüften Radpaares, was durch Vergrößerung der Zahnbreite und durch Verwendung besserer Werkstoffe erzielt wurde.

Infolge der Drehbewegung der Zahnräder ist der Reibungswiderstand gegen die während der Drehbewegung wirkende Axialkraft sehr gering. Die geprüften Räder wurden so durch die Axialkraft ohne weiteres eingespannt.

Ergebnisse der Dauerprüfungen

1. Dauerprüfungen mit der Pulsatormaschine

Die Prüfungsergebnisse wurden nach zwei Methoden dargestellt. In dem einen Fall wurden die maximalen Normalspannungen in Funktion der Logarithmen der Beanspruchungszahlen dargestellt, d. h. $\sigma_{\max} = f(\log N)$. Hierbei ergab die Kurve der Prüfungsergebnisse eine Hyperbel, deren horizontale Asymptote die Ermüdungsgrenze darstellt.

Im zweiten Falle wurde auch auf der Ordinatenachse eine logarithmische Skala verwendet, da ein breiter Spannungsbereich und somit die Funktion $\log \sigma_{\max} = f(\log N)$ dargestellt werden mußte. Die Prüfungsergebnisse ergaben daher eine gerade Linie. In diesem Falle ist es auch zweckmäßig, von der Darstellung im einfachen auf die Darstellung im doppeltlogarithmischen System überzugehen.

Da bei der Ermüdung des Zahnfusses die Bestimmung der Schwellfestigkeit (σ_r) entscheidend ist, wurde, wo immer möglich, der Fall $\sigma_{\min} = 0$ angenähert, wobei die Kurve den Wert von σ_r ergab. Im Falle von Vergleichen war $\sigma_{\min} \neq 0$, und im Diagramm wurde der Wert $\sigma_{\max} = \sigma_{\min} + 2\sigma_a$ dargestellt, wo σ_a die Amplitude des Spannungsausschlages bedeutet. Die sich daraus ergebene Ermüdungsgrenze σ_j ist für eine gegebene Mittelbelastung gültig.

a) Warmgewalzte Zahnräder

Die Fasern des Rohlings werden während der Zahngestaltung warmgewalzter Zahnräder vom Werkzeug nicht durchschnitten, wie dies bei der spanabhebenden Bearbeitung der Fall ist. Infolge dieser günstigeren Faseranordnung vergrößert sich die Biegefestigkeit des Zahnes. Zwecks Bestimmung der Zunahme der Ermüdungsgrenze wurden mehrere vergleichende Untersuchungen von warmgewalzten und mit spanabhebender Bearbeitung erzeugten Zahnrädern durchgeführt. Eine Gruppe der geprüften Zahnräder war aus Stahl Cr 80 angefertigt und hatte folgende Kennwerte: Zähnezahl $z = 24$, Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$, Modul $m = 2,5$, Zahnbreite $b = 9$ mm und Nullverzahnung.

Die Zusammensetzung des Stahles Cr 80: C = 0,14—0,2, Si = 0,3, Mn = 1,0—1,4, Cr = 0,8—1,2. Zugfestigkeit $\sigma_B = 95$ kg/mm², Streckgrenze $\sigma_F = 60$ kg/mm².

Als Ergebnisse der Dauerprüfungen wurden Wöhler-Kurven aufgetragen, die die Schwellfestigkeit σ_r bestimmten. Den Diagrammen zufolge betrug der Wert der Schwellbiegefestigkeit bei gefrästen Zahnrädern 33,6 kg/mm², bei warmgewalzten Zahnrädern hingegen 44,8 kg/mm², der letztere Wert liegt also um ungefähr 33% höher (Abb. 7).

Der Vergleich der Prüfungsergebnisse bestätigt die vorteilhafte Wirkung des Warmwalzverfahrens.

b) Ergebnisse der Prüfungen an nitrierten Zahnradern aus titanlegierten Stählen

Es wurden zwei Zahnradstähle mit verschiedenem Titangehalt geprüft. Die Anwendung des Titans als Legierungsmetall ist für die Nitrierung vorteilhaft, da diese leicht durchführbar ist und nach der in der Gasphase erfolgten

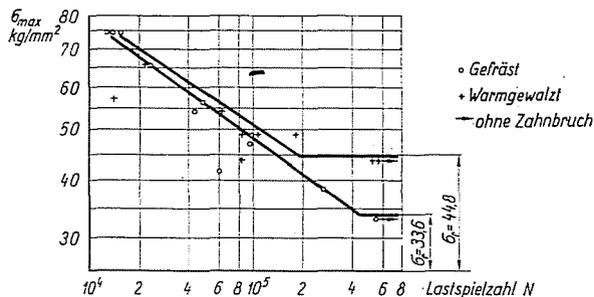


Abb. 7. Versuchsergebnisse mit warmgewalzten Zahnradern

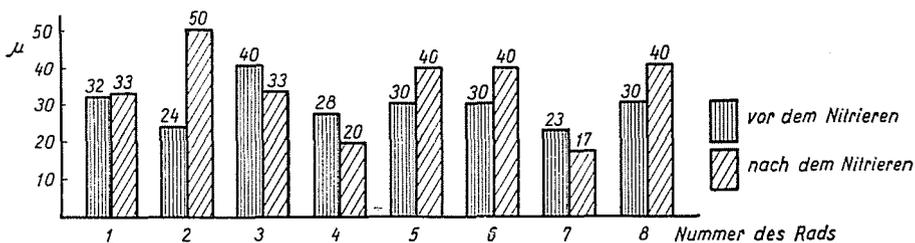


Abb. 8. Streuung der Wildhaber-Messung bei acht Zahnradern

Nitrierung so geringe Verformungen auftreten, daß sich eine nachträgliche Bearbeitung der Zahnradern erübrigt.

Den ersten Teil der Prüfungen bildete die Feststellung der durch die Nitrierung verursachten Verformungen. Zu diesem Zweck wurden die Abmessungen aller Zahnradern vor und nach der Nitrierung im meßtechnischen Laboratorium des Lehrstuhles genau bestimmt.

Die Messungen erfolgten mit den folgenden Meßgeräten:

- Evolventenfehler — Evolventenprüfer der Firma Carl Mahr, Esslingen,
- Zahnweite — Zahnmeßmikrometer der Firma Zeiss, Jena
- Grundteilung — Grundteilungsmeßgerät der Firma Maag, Typ TME-1,
- Exzentrizität — Exzentrizitätsprüfer der Firma Zeiss, Jena,
- Oberflächenrauigkeit — Profilometer der Firma Physicist Research Company Ann Arbor, Michigan

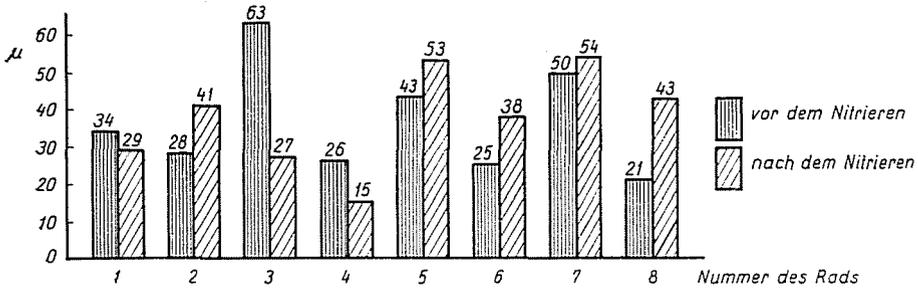


Abb. 9. Streuung der Grundteilung bei acht ZÄHRÄDERN

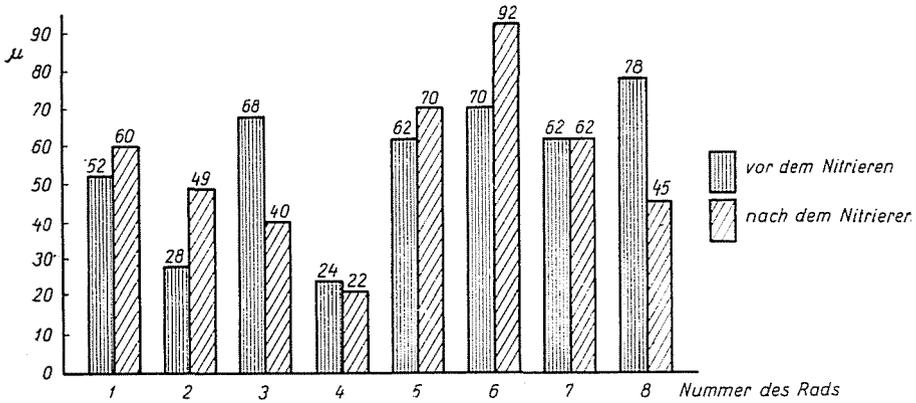


Abb. 10. Exzentrizitätswerte

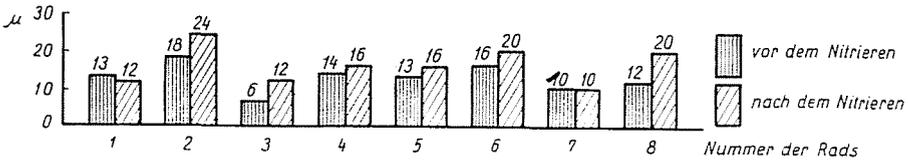


Abb. 11. Evolvertenfehler

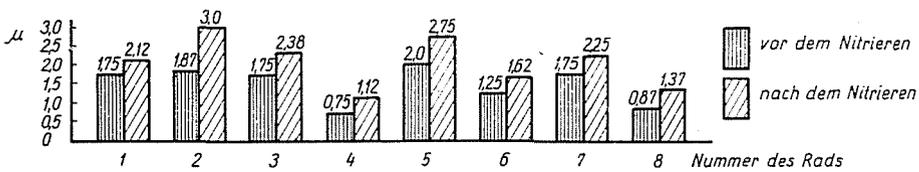


Abb. 12. Größe Oberflächenrauheit auf der rechten ZÄHRFLANKE

Als Beispiel sind in den Abb. 8—13 die charakteristischen Meßwerte einiger Zahnräder mit den Kennwerten $z = 40$, $\alpha = 20^\circ$ und $m = 3,5$ mm in Diagrammen dargestellt. Die Werte vor der Nitrierung enthält die linke, die nach Beendigung des Nitrierprozesses festgestellten Werte die rechte Kolonne.

Aus den Meßergebnissen ist ersichtlich, daß das Ausmaß der Verformungen die erwarteten Werte nicht überschritten hat.

Die infolge der Nitrierung entstandenen geringfügigen Verformungen können den Evolventendiagrammen, die vor und nach der Nitrierung aufge-

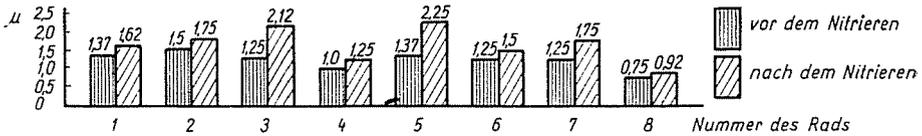


Abb. 13. Größte Oberflächenrauheit auf der linken Zahnflanke

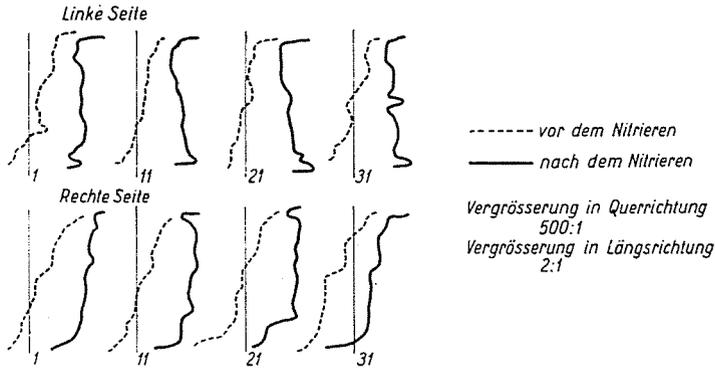


Abb. 14. Evolventendiagramme nitrierter Zahnräder

nommen wurden, entnommen werden. Die Evolventendiagramme beider Seiten von vier Zähnen eines Zahnrades sind in Abb. 14 dargestellt.

Die Zusammensetzung und die Festigkeitseigenschaften der beiden Werkstoffe.

Stahl 531: $C = 0,25$; $Mn = 0,92$; $Si = 0,21$; $P = 0,03$; $S = 0,03$; $Ti = 0,42$. Die Verhältniszahl Ti/C , die ein Kennwert für Titanstähle ist, beträgt 1,68.

Zugfestigkeit $\sigma_B = 34$ kg/mm², Streckgrenze $\sigma_F = 24$ kg/mm², Bruchdehnung $\delta_5 = 30\%$ und Brucheinschnürung $\psi = 82\%$.

Die Dicke der nitrierten Schicht betrug durchschnittlich 0,7 mm.

Stahl 534: $C = 0,12$; $Mn = 0,8$; $Si = 0,52$; $P = 0,023$; $S = 0,04$; $Ti = 0,58$; $Ti/C = 4,84$.

Zugfestigkeit $\sigma_B = 55$ kg/mm²; Streckgrenze $\sigma_F = 40$ kg/mm²; Bruchdehnung $\delta_5 = 30\%$; Brucheinschnürung $\psi = 63\%$.

Nitrierte Schichtstärke durchschnittlich 0,9 mm.

Nach der Feststellung der geometrischen Maße wurden Dauerprüfungen durchgeführt, um die Wirkung der Nitrierung zu ermitteln. Von beiden Stahlarten wurden je zwei normalisierte bzw. nach zwei verschiedenen Nitrierungs-

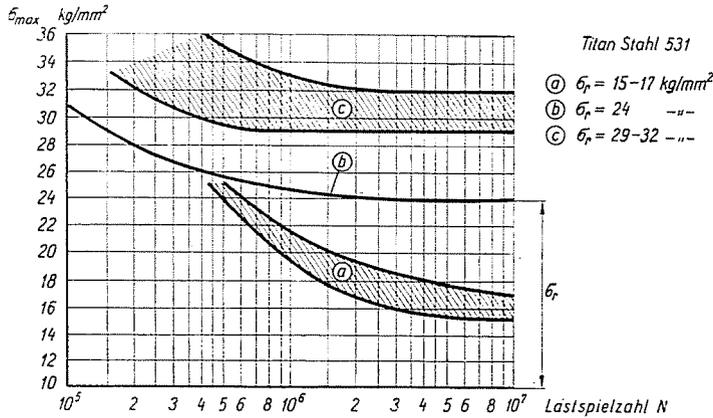


Abb. 15. Wöhler-Kurven des Titanstahles 531

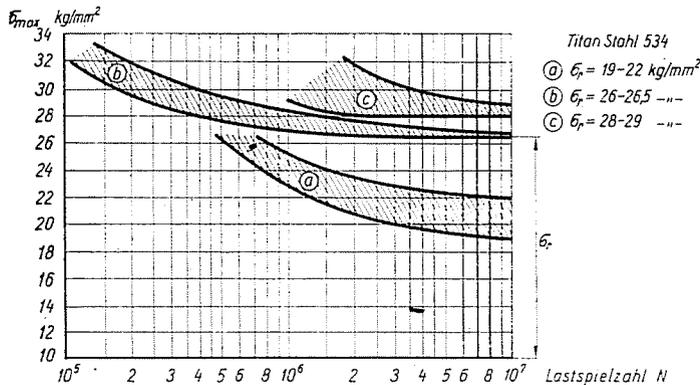


Abb. 16. Wöhler-Kurven des Titanstahles 534

verfahren nitrierte Zahnräder geprüft. Die Ermüdungsgrenze des Zahnfußes wurde anhand der Wöhler-Kurve bestimmt. In Abb. 15 beziehen sich das Streufeld *a* auf den normalisierten Stahl 531, die Kurve *b* auf den Stahl nach einem Nitrierprozeß von 5 Stunden Dauer bei 600° C und das Feld *c* auf denselben Stahl nach einer Nitrierung von 10 Stunden Dauer bei 600° C. In der Abb. 16 sind dieselben Versuchsergebnisse für den Stahl 534 dargestellt.

Die Ermüdungsgrenzwerte enthält die Tabelle I.

Aus den Versuchsergebnissen geht hervor, daß die Nitrierung die Ermüdungsgrenze erheblich verbessert und diese mit zunehmender Verhältniszahl

Tabelle I

Stoff	Wärmebehandlung	Schwellfestigkeit σ_r kg/mm ²	Ver- besserung %
531	Normalisiert	15—17	100
531	während 5 Stunden nitriert bei 600° C	24	150
531	während 10 Stunden nitriert bei 600° C	29—32	190
534	Normalisiert	19—22	100
534	während 5 Stunden nitriert bei 600° C	26,5	130
534	während 10 Stunden nitriert bei 600° C	28—29	140

Ti/C zunimmt. Auch kann beobachtet werden, daß mit zunehmender Dauer der Nitrierung auch die Ermüdungsgrenze ansteigt, doch besteht zwischen diesen Werten kein linearer Zusammenhang. Die so ermittelten Werte weisen darauf hin, daß es nicht unbedingt nötig erscheint, die Nitrierdauer über 5 Stunden zu verlängern, da die Zunahme der Ermüdungsgrenze kleiner ist als die Mehrkosten, die sich aus der längeren Nitrierung ergeben.

c) *Dauerprüfungen an einsatzgehärteten Zahnrädern aus Stahl C 15*

Die Ermüdungsgrenze wird durch die verschiedenen Wärmebehandlungen sowie durch die Stärke der gehärteten Schicht wesentlich beeinflusst. Die Festlegung der günstigsten Wärmebehandlung ist von besonderer Wichtigkeit, wenn es sich um die Massenfertigung von Zahnrädern handelt. Zu diesem Zweck wurden mit verschiedenen Wärmebehandlungen erzeugte Zahnräder mit Hilfe einer hydraulischen Amsler-Pulsatormaschine von 30 Tonnen Belastbarkeit Dauerprüfungen unterzogen.

Die Kennwerte der geprüften Zahnräder waren: Zähnezahl $z = 40$, Modul $m = 5$ mm, Nullverzahnung, Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$, Zahnbreite $b = 20$ mm. Die Verzahnungswerte aller Zahnräder wurden im meßtechnischen Laboratorium des Lehrstuhles kontrolliert. Die Zahnprofile waren geschliffen.

Die Zusammensetzung des Werkstoffes der Zahnräder:

C = 0,12—0,14%; Si = 0,18—0,22% Mn = 0,34—0,54%;
P = 0,014—0,04%; S = 0,025—0,034%; Ni < 0,30%; Cr < 0,30%.

Infolge der nicht einheitlichen Wärmebehandlung der geprüften Zahnräder waren die Mikrostrukturen des Stoffes und die Stärken der gehärteten Schichten verschieden. Die einzelnen Werte, die Zugfestigkeiten und die aus den Wöhler-Kurven der Dauerprüfungen ermittelten Schwellfestigkeitswerte der Zahnfüße sind in der Tabelle II zusammengefaßt.

Die Wöhler-Kurven einiger Werkstoffe sind in Abb. 17 dargestellt. Auf Grund der in der Tabelle angegebenen Werte weist das Zahnrad Nr. 3 die günstigsten Kennwerte auf, da die Schwellfestigkeit $\sigma_r = 42,0 \text{ kg/mm}^2$ beträgt und einer Schichtstärke von 1—1,2 mm eine verhältnismäßig große Bruchdehnung ($\delta = 18\%$) und Brucharbeit ($A_c = 8 \text{ kg/mm}^2$) zugeordnet ist.

Aus den Daten der Tabelle ist ersichtlich, daß die Ermüdungsgrenze bei den Kurven Nr. 6 und Nr. 7 niedriger ist als die des normalisierten Stahls.

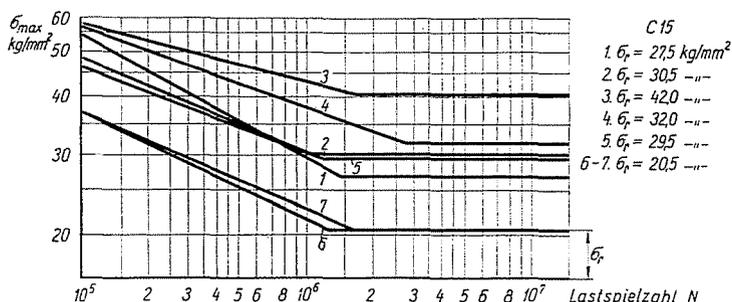


Abb. 17. Ermüdungsdiagramme des Stahles C 15

Dieser anscheinende Widerspruch der Versuchsergebnisse findet seine Erklärung in der Mikrostruktur des Stoffes. Die Untersuchungen der Mikrostruktur haben ergeben, daß diese Zahnräder unrichtig gehärtet worden waren und daß sich infolge der ungenügenden Kühlung ein troostitisch-sorbitisches Netz gebildet hatte, in welchem Ferritkörnchen eingebettet waren. Der Fachliteratur zufolge wirkt jede netzähnliche Struktur schädlich auf die Ermüdung, weil

Tabelle II

Nr.	Mikrostruktur	Schicht- dicke mm	Zug- festigkeit $\sigma_B \text{ kg/mm}^2$	Schwell- festigkeit $\sigma_r \text{ kg/mm}^2$
1.	Normalisiert Kern: Ferrit-Perlit	—	41,2	27,5
2.	Schicht: feinnadeliger Martensit Kern: Ferrit-Perlit	0,4—0,5	47,6	30,0
3.	Schicht: grobnadeliger Martensit Kern: Martensit mit Ferritnetz	1,0—1,2	62,4	42,0
4.	Schicht: nadeliger Martensit Kern: Martensit mit Bainit	0,5—0,7	47,8	32,0
5.	Schicht: nadeliger Martensit mit Ferrit Kern: Martensit mit Sorbit in Ferrit	1,1	45,8	29,5
6.	Schicht: Martensit Kern: Troostitisch-sorbitischer Martensit in Ferrit	1,05	48,8	20,5
7.	Schicht: nadeliger Martensit Kern: Troostitisch-sorbitischer Martensit in Ferrit	1,15	56,5	20,5

die einzelnen Teile durch diese von einander getrennt werden. Auch die Ferritkörnchen neigen zum Gleiten.

Dieses Beispiel beweist aber auch, daß die Ermüdungsgrenze infolge unrichtiger Wärmebehandlung eine starke Verminderung erfahren kann.

d) Dauerprüfungen an Zahnrädern aus Stahl Cr 80

Es wurden auch aus Stahl Cr 80 erzeugte Zahnräder geprüft, die mit verschiedenen Wärmebehandlungen gehärtet wurden. Die Zusammensetzung des Stahles war:

C = 0,14—0,2; Si = 0,3; Cr = 0,8—1,2; Mn = 1,0—1,4.

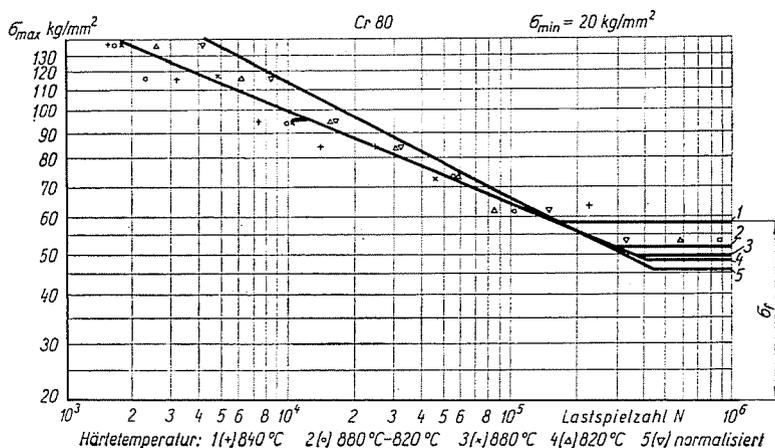


Abb. 18. Ermüdungsdiagramme des Stahles Cr 80

Die Zugfestigkeiten und Streckgrenzen waren von der Art der Wärmebehandlung abhängig.

Die Abmessungen der Zahnräder: Zähnezahl $z = 40$; Modul $m = 3,5$ mm; Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$; Zahnbreite $b = 20$ mm. Geschliffene Ausführung.

Es wurden fünf verschiedene Wärmebehandlungsverfahren angewendet, die sich von einander bloß in der Härtetemperatur unterschieden.

Da die Versuche Vergleichszwecken dienten, wurde die im Zahnfuß auftretende untere Spannung konstant $\sigma_{min} = 20 \text{ kg/mm}^2$ gehalten und die obere Spannung σ_{max} entsprechend vermindert. Die gewonnenen Ermüdungsdiagramme bestimmen die einem $\sigma_{min} = 20 \text{ kg/mm}^2$ zugeordnete Ermüdungsgrenze, $\sigma_f = \sigma_{min} + 2\sigma_a$.

Die Wöhler-Kurven sind in Abb. 18 dargestellt, und es bedeuten die einzelnen Geraden:

- 1 + Härtetemperatur 840° C
 2 (o) 880° C und 820° C Temperaturen der doppelten Härtung
 3 (x) Härtetemperatur 880° C
 4 (Δ) Härtetemperatur 820° C
 und 5 (∇) normalisiert.

Das beste Ergebnis $-\sigma_f = 58 \text{ kg/mm}^2$ zeigt der Stahl, der mit einer Härtetemperatur von 840° C behandelt wurde. Erwartungsgemäß wies das aus normalisiertem Stahl erzeugte Zahnrad das ungünstigste Resultat auf.

e) Dauerprüfungen mit Zahnrädern aus legierten Stählen

Wegen der Einschränkungen in der Verwendung von CrNi-Legierungen wurden Dauerprüfungen mit Zahnrädern aus legierten Stählen durchgeführt,

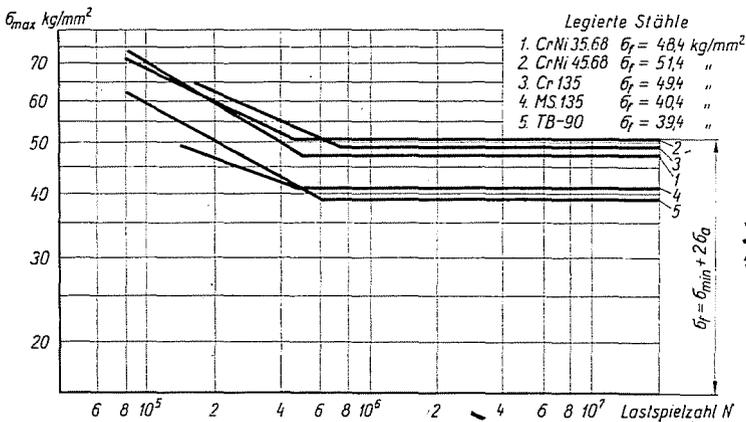


Abb. 19. Diagramme zum Vergleich der Ermüdung legierter Stähle

die annähernd die gleichen Festigkeitseigenschaften haben wie die CrNi-Stähle. Der Zweck war, Möglichkeiten zu suchen, die CrNi-Stähle durch andere, leichter zu beschaffende legierte Stähle ersetzen.

Die Kennwerte der geprüften Zahnräder waren: Zähnezahl $z = 40$; Modul $m = 3,5 \text{ mm}$; Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$; Zahnbreite $b = 20 \text{ mm}$; Nullverzahnung, geschliffene Ausführung.

Im Interesse der Vergleichsmöglichkeit der Ergebnisse der Dauerprüfungen wurden alle Zahnräder mit derselben unteren Spannung von $\sigma_{\min} = 7,4 \text{ kg/mm}^2$ belastet, dann die einzelnen Wöhler-Kurven festgestellt, die sich im Koordinatensystem mit den Achsen $\log \sigma_a$ und $\log N$ als Gerade darstellen (Abb. 19). Die Werte der Ermüdungsgrenzen $\sigma_f = \sigma_{\min} + 2\sigma_a$ sowie die Zusammensetzung, die Zugfestigkeit und Streckgrenze der Stähle sind in der Tabelle III enthalten.

Tabelle III

Werkstoff	Chemische Analyse	σ_B kg/mm ²	σ_F kg/mm ²	σ_j kg/mm ²
MS 135	C = 0,32—0,42%; Si = 1,1—1,5%; Mn = 1,1—1,5%	87,0	55,0	40,4
TB 90	C = 0,3—0,36%; Mn = 1,1—1,5%; Si = 0,2—0,4%; P < 0,04% S < 0,04%	82,0	50,0	39,4
Cr 135	C = 0,30—0,40%; Si < 0,4%; Mn = 0,5—0,8%; Cr = 0,9—1,2%	82,0	50,0	49,4
CrNi 35 68	C = 0,1—0,17%; Ni = 3,5%; Cr = 0,75%; Mn < 0,5%; Si < 0,35%	105,0	75,0	48,4
CrNi 45 68	C = 0,1—0,17%; Ni = 4,5%; Cr = 1,1%; Mn < 0,5%; Si < 0,35%	130,0	75,0	51,4

Aus den angeführten Daten ist ersichtlich, daß bei diesem unteren Spannungswert »die Ermüdungsgrenze des Stahles Cr 135« nahe der der CrNi-Stähle gelegen ist, während der Stahl MS 135 eine wesentlich kleinere Ermüdungsgrenze aufweist. Es kann also als Ersatz für die CrNi-Stähle der Stahl Cr 135 gut verwendet werden.

f) Dauerprüfungen an induktivgehärteten Zahnrädern

Es wurden auch Dauerprüfungen mit induktivgehärteten Zahnrädern durchgeführt, die den Zweck verfolgten, den Einfluß dieser Oberflächenhärtung auf die Ermüdungsgrenze zu bestimmen.

Die Daten der geprüften Zahnräder:

Zähnezahl $z = 40$; Modul $m = 3,75$ mm; Zahnbreite $b = 20$ mm; Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$; Nullverzahnung; Zahnflächen geschliffen.

Die geprüften Stähle und ihre Zusammensetzung:

C 45 : C = 0,4—0,5%; Mn = 0,5—0,8%; Si = 0,15—0,4%; Ni = 0,3%;
Cr = 0,3%.

Zugfestigkeit $\sigma_B = 73$ kg/mm²

Streckgrenze $\sigma_F = 36,0$ kg/mm²

CrV 150 : C = 0,46—0,55%; Si = 0,4%; Mn = 0,6—1,0%; Cr = 0,9—1,2%;
V = 0,1—0,2%.

Zugfestigkeit $\sigma_B = 99,0$ kg/mm²

Streckgrenze $\sigma_F = 55$ kg/mm²

Die aus den Versuchsergebnissen ermittelten Wöhler-Kurven sind in Abb. 20 dargestellt. Die Biegeschwellfestigkeit des Zahnfußes zeigt die horizontale Gerade.

Aus der Abbildung geht hervor, daß die Biege-Ermüdungsgrenze des Zahnfußes durch das Induktionshärteverfahren nicht wesentlich erhöht wird, wogegen die Ermüdungsgrenze der Zahnflächen sehr bedeutend zunimmt, d. h. die Grübchenbildung verhindert wird.

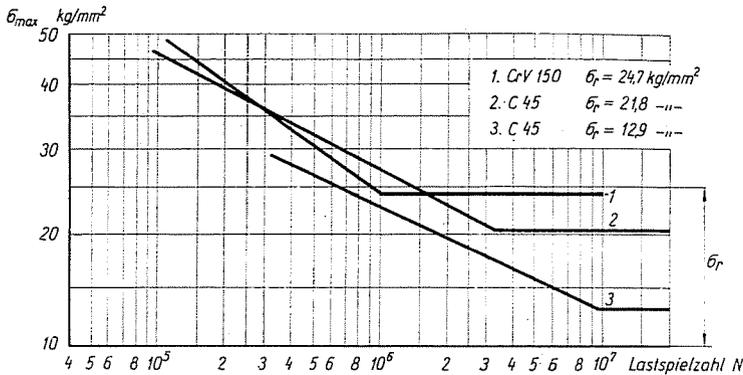


Abb. 20. Ermüdungsdiagramme induktionsgehärteter Zahnräder

2. Dauerprüfungen auf der Prüfmaschine mit geschlossenem Kraftverlauf

Aus allen mit dem Zahnradeinspanngerät durchgeführten Dauerprüfungen müssen jene hervorgehoben werden, die mit induktivgehärteten, aus dem Stahl C45 erzeugten Zahnrädern vorgenommen wurden. Aus dem gleichen Werkstoff, mit derselben Technologie und mit den gleichen Abmessungen wurden Zahnräder erzeugt und Pulsatorversuchen unterworfen, wodurch sich die Möglichkeit ergab, die Ergebnisse der beiden Prüfungsverfahren zu vergleichen.

Die mit dieser rückgekoppelten Prüfeinrichtung geprüften Zahnräder hatten die folgenden Kennwerte:

	Kleines Rad	Großes Rad
Zähnezahl	$z_1 = 27$	$z_2 = 53$
Eingriffswinkel des Werkzeuges	$a = 20^\circ$	$a = 20^\circ$
Modul	$m = 2,5$	$m = 2,5$
Zahnbreite	$b = 12 \text{ mm}$	$b = 12 \text{ mm}$
Achsabstand		$a_0 = 100 \text{ mm}$

Beide Räder hatten gerade Nullverzahnung.

Alle Zahnräder wurden zwecks Bestimmung der durch die Induktionshärtung verursachten Verformungen vor und nach der Härtung genau gemessen.

Aus den Meßergebnissen ist ersichtlich, daß die Induktionshärtung keine nennenswerten Verformungen verursacht hat. Ein charakteristisches Beispiel hierfür ist die Veränderung der Evolventenprofile der Zahnräder. Die Abb. 21 zeigt die mit dem Evolventenmeßgerät aufgenommenen Diagramme der Zahnprofile eines Zahnrades $m = 2,5$, $\alpha = 20^\circ$. Wie aus der Abbildung ersichtlich, blieben die Zahnprofile fast unverändert und auch die Grundkreise weisen nur geringfügige Veränderungen auf. Die Diagramme wurden mit dem Evolventenmeßgerät der Fa. Carl Mahr-Esslingen aufgenommen.

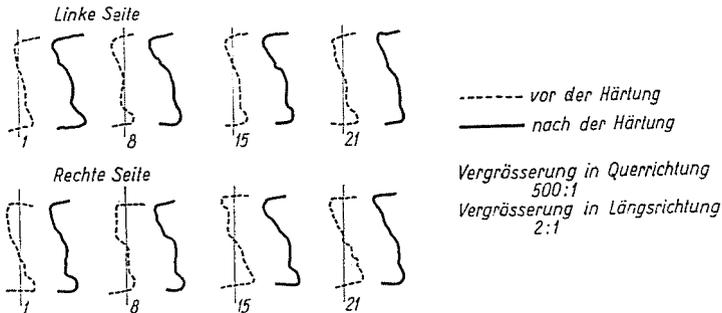


Abb. 21. Evolventendiagramme induktionsgehärteter Zahnräder

Zwecks Veranschaulichung der Verformungen sind in der Tabelle IV die Ergebnisse der Wildhaber-Messungen, die Exzentrizitäts- und Oberflächenrauheitswerte angegeben, die vor und nach der induktiven Oberflächenhärtung bestimmt wurden.

Wesentliche Abweichungen konnten nur bei Zahnrädern festgestellt werden, deren Bearbeitung mit einer sehr kleinen Exzentrizität gelungen war. Nach der Härtung erreichten die Fehler in der Exzentrizität im allgemeinen 0,04—0,05 mm. Die Exzentrizität der mit solcher oder größerer Exzentrizität hergestellten Zahnräder erfuhr infolge des Härtungsverfahrens keine nennenswerte Änderung.

Die Tabelle zeigt, daß sich die Oberflächenbeschaffenheit der Zahnprofile zwar nur geringfügig, aber immerhin verschlechtert hatte.

Tabelle IV

Kleinste Zahnweite in mm	vor der Härtung	26,692	26,688	26,696
	nach der Härtung	26,691	26,692	26,700
Größte Zahnweite in mm	vor der Härtung	26,701	26,702	26,718
	nach der Härtung	26,710	26,708	26,719
Exzentrizität in mm	vor der Härtung	0,045	0,016	0,013
	nach der Härtung	0,044	0,037	0,049
Oberflächenrauigkeit R_a in μ	vor der Härtung	0,5 —1,0	0,5 —0,9	0,7 —1,0
	nach der Härtung	0,75—1,2	0,52—1,2	0,75—1,25

Die den mit der Prüfmaschine mit geschlossenem Kraftverlauf geprüften Zahnradern zugeordnete Wöhler-Linie ist durch die Kurve 3 in der Abb. 20 dargestellt. Wie ersichtlich, haben sich im Einspanngerät viel kleinere Schwellfestigkeitswerte ergeben als bei den Pulsatorversuchen. Die Ursache dieser Erscheinung besteht darin, daß sich die infolge der Drehbewegung der geprüften Zahnradern aufgetretenen dynamischen Kraftwirkungen der Einspannbelastung überlagerten. Bei den zugrunde gegangenen Zahnradern waren die Zähne in allen Fällen ausgebrochen. Dies ist verständlich, da als Folge der induktiven Oberflächenhärtung der schwächere Zahnfuß vor der Grübchenbildung gebrochen ist.

Die Prüfung der Zahnradern mit diesem Verfahren erfolgte unter Umständen, die den Betriebsverhältnissen ähnlicher sind und sehr nahekommen.

Zusammenfassung

Wenn man die große Zahl von Dauerprüfungen berücksichtigt, die an Zahnradern vorgenommen werden können, so muß man feststellen, daß die oben behandelten Versuche dem in der Praxis tätigen Konstrukteur nur wenige Kenntwerte zur Verfügung stellen.

Jedenfalls können die veröffentlichten Ergebnisse schon verwendet werden, wie sie ja in gewissem Maße bereits Anwendung gefunden haben.

Gleichzeitig muß aber auf die Notwendigkeit der Fortsetzung von Dauerversuchen hingewiesen werden, um dem Konstrukteur bezüglich der ungarischen Werkstoffe und Fertigungsmethoden befriedigende Grenzwerte zur Verfügung stellen zu können. Es wäre sehr wünschenswert, dieses Thema nicht nur als eine wissenschaftliche Aufgabe des Lehrstuhles zu betrachten, sondern es zu einem Forschungsprojekt der ganzen Industrie zu gestalten, die sich mit der Erzeugung von Zahnradern befaßt.

Literatur

1. VÖRÖS, I.: Maschinenelemente III. 1956.
2. VÖRÖS, I.: Theoretical Investigations into the Production of Gears by Hot-Rolling. Acta Technica XXI tomus, fasc. 1—2. 1958.
3. NIEMANN, G.: Maschinenelemente II. Springer V. 1960.
4. NIEMANN, G.—RICHTER, W.: Versuchsergebnisse zur Zahnflankentragfähigkeit. Konstruktion 12, 5—10 (1960).
5. NIEMANN, G.—POPOVIC, I.: Zahnflußtragfähigkeit für verschieden ausgeführte Evolventenverzahnungen nach Pulsatorversuchen. VDI-Z. 104, 6 (1962).
6. BRUGGER, H.: Zahnflußtragfähigkeit geradverzahneter, einsatzgehärteter Stirnräder mit verschiedenen Zahnformen. VDI-Z. 103, 6 (1961).
7. NIEMANN, G.—RETTIG, H.—LECHNER, G.: Zur Prüfung von Getriebeölen im Zahnradverspannungsprüfstand. Erdöl u. Kohle 12, 6 (1959).
8. NIEMANN, G.—RETTIG, H.: Gehärtete Zahnradern. Konstruktion 10, 6 (1958).

Á. ZSÁRY I. KABAI	}	Budapest XI., Műegyetem rakpart 3, Ungarn
----------------------	---	---