

1 Überblick, allgemeine Grundlagen

1.1 Entwicklung der Verzahnung

1.1.1 Entwicklung der Anwendung der Zahnräder/Zahnradgetriebe

Dieser einleitende Rückblick soll helfen, die heutigen Entwicklungen dieses Fachgebietes richtig einzuordnen und den dazu erforderlichen Abstand vom jetzigen „Tun und Treiben“ zu gewinnen. Die genialen Leistungen der großen Wissenschaftler, Techniker und Erfinder vergangener Jahrzehnte wecken auch auf diesem Gebiet Bewunderung und Ehrfurcht, aber auch Begeisterung für dieses reizvolle Gebiet der Technik, was für uns und künftige Generationen noch ausreichend zu lösende Probleme enthält. Ihr Herangehen, Mut und ihre Gedankentiefe sind uns Anregung und Beispiel technischer Leistungen.

Zur Geschichte des Getriebebaues und der Zahnräder gibt es Spezialliteratur, z. B. *G. Matschoss* [1/1] und *Graf. v. Seherr-Thoss* [1/2]. Hier soll und kann deshalb nur eine kurze Zusammenfassung auf der Basis dieser und anderer Werke erfolgen. Dazu zählt auch die Darstellung von *K. Kutzbach* „Grundlagen und neuere Fortschritte der Zahnradherzeugung“, die einen ausgezeichneten Einblick in die damalige Fertigungstechnik gibt (1925) [1/3]. Sie bietet noch heute viel Interessantes, auch Anregungen für aktuelle Probleme, obwohl sie bereits der Geschichte zuzuordnen ist.

Die genaue Geburtsstunde des Zahnrades lässt sich nicht angeben. Zahnradähnliche Gebilde, vor über 4000 Jahren als Schmuckstücke verwendet, legen Zeugnis von früh gefertigten Exemplaren ab. In dieser Zeit sollten diese vermutlich Sonnen darstellen. Symbolhaften Wert für den Maschinenbau besitzt das Zahnrad noch heute als Firmenlogo und Emblem von Vereinigungen. Zu den ersten überlieferten Anwendungen zählt der *antike Instrumentenbau*. 1901 wurde bei einer griechischen Insel ein aus dem 1. Jahrhundert vor der Zeitrechnung stammendes Gerät gefunden [1/2].

Ab Ende des 13. Jahrhunderts kamen die Zahnräder zunächst durch den Bau von *Räderuhren* häufiger zur Anwendung. Ein derartiges Räderwerk zeigt Bild 1/1. Es ist das Uhrenwerk des Himmelsglobusses von *H. Diepel*, siehe auch [1/4].

Ein Wasserhebewerk beschrieb *Philon* 230 vor der Zeitrechnung und lieferte damit den Hinweis auf die Existenz von Zahnrädern. Aus späterer Zeit sind uns die großartigen Beschreibungen der Bergbaumaschinen von G. Bauer, genannt *Agricola*, dem Arzt, Bürgermeister (von Chemnitz) und Bergbaukundigen überliefert [1/5]. Bild 1/2 gibt einen Eindruck von der Verwendung derartiger Zahnräder bei der Wasserhebung (Entwässerung) im Bergbau mit Tretantrieb und Bild 1/3 zeigt die Förderung von Trinkwasser aus einem Brunnen durch Antrieb mittels Pferdekraft (Göpelantrieb).

Holz diente als Werkstoff für diese Zahnräder. Triebstockverzahnung und auswechselbare Zähne waren kennzeichnende Konstruktionsmerkmale. Bild 1/4 zeigt einen derartigen auswechselbaren Holzzahn im verschlissenen Zustand.

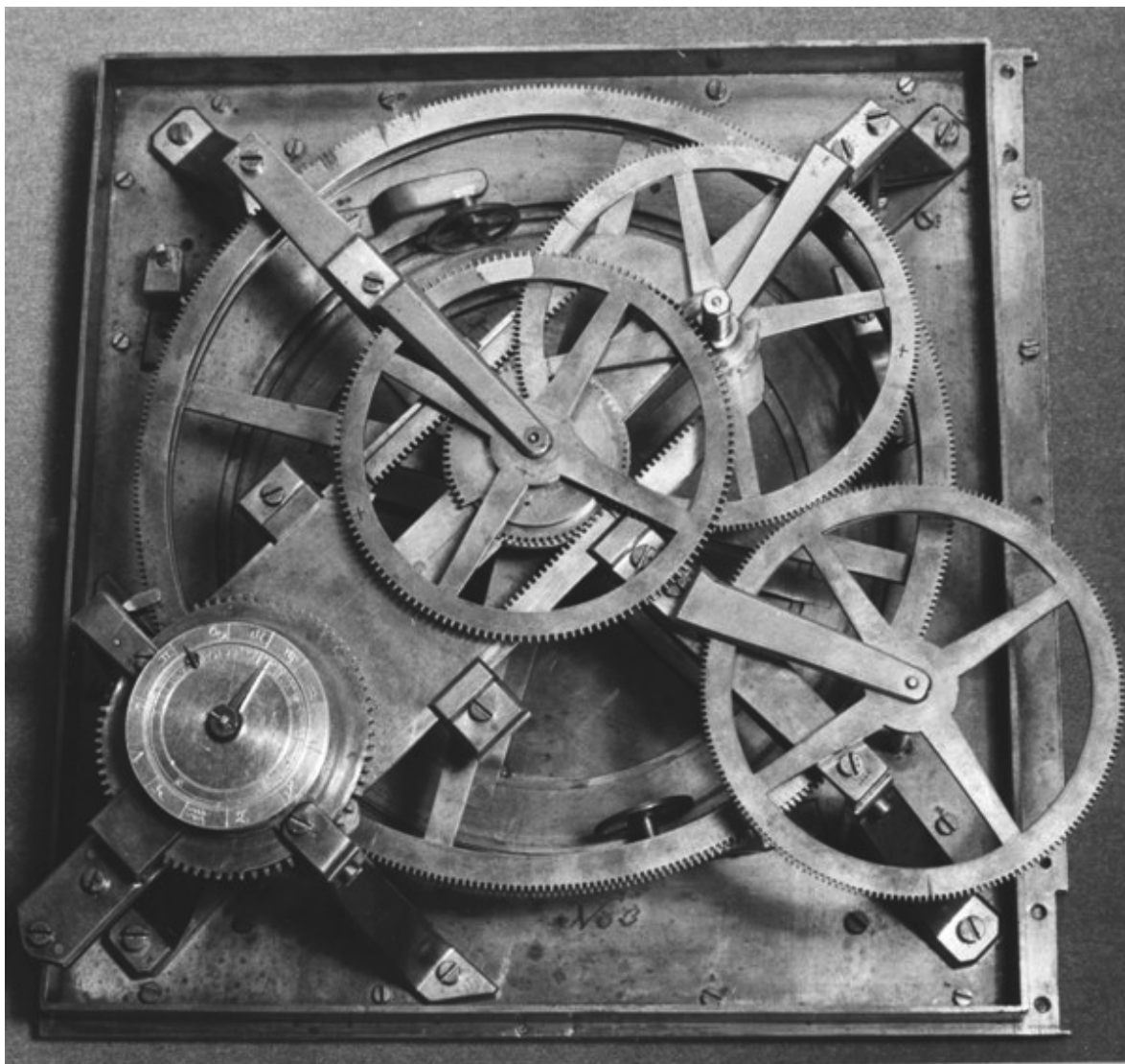


Bild 1/1 Planetenlaufwerk/Kalenderwerk des Himmelsglobusses von H. Diepel (um 1565), Mathematisch-Physikalischer Salon, Zwinger, Dresden

Beschreibungen von Wassermühlen sind von dem römischen Architekten und Baumeister *Marcus Vitruvius Pollio* aus seinem zwölfbändigen Werk um 24 v. u. Z. bekannt. Der Mühlenbau gab der weiteren Entwicklung der damaligen (Zahnrad-) Getriebetechnik starke Impulse. Die abgeleiteten Regeln waren natürlich empirisch und die Darstellung, z. T. für unser heutiges Empfinden sehr originell, wie die Textprobe (Bild 1/5) und der Ausschnitt (Bild 1/6) aus dem Buch des Professors für Mathematik an der Universität Frankfurt/Oder und Oberbaudirektors in Braunschweig, *L. Chr. Sturm* „Vollständige Mühlenbaukunst“ (1718, 1. Auflage) [1/8] zeigen. Den Wassermühlen, als den ältesten Kraftmaschinen, folgten seit dem 9. Jahrhundert die *Windmühlen*. Nachdem die Windkraft als überholt angesehen wurde, erlangten die Windkraftwerksanlagen im 20. Jahrhundert eine Wiedergeburt. Sie stellen hohe Anforderungen an den heutigen Getriebebau.

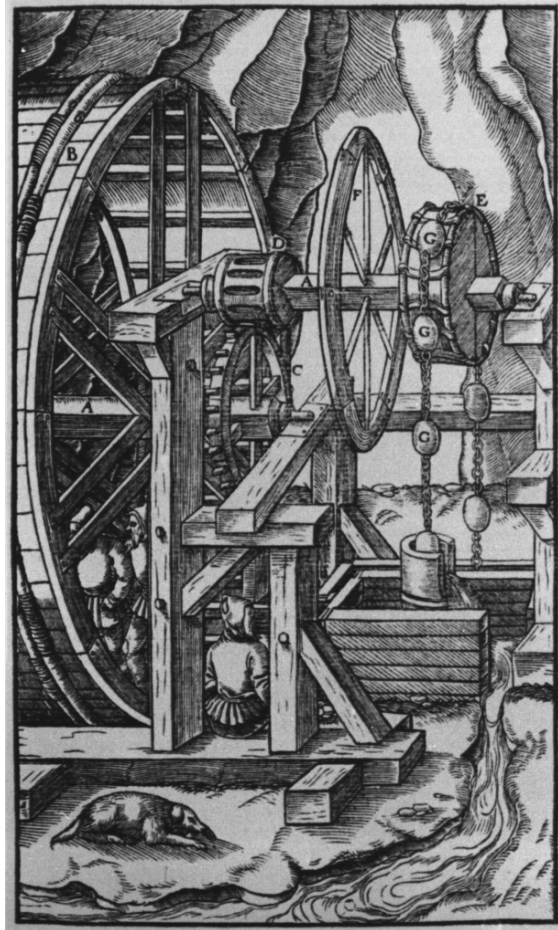


Bild 1/2 Wasserhebung mit Tretantrieb
(Heinzekunst), *G. Agricola*, 1556 [1/5], [1/6]

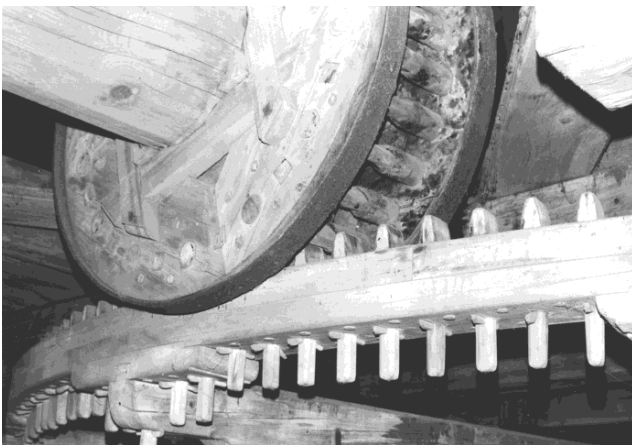


Bild 1/3 Wasserförderungsanlage mit Göpelantrieb;
Brunnenanlage Augustusburg, Sachsen (etwa 1575)



Bild 1/4 Verschlossener Holzzahn eines
Göpelantriebes

Anhang/ Von Auftheilung der Ramm-Räder und Getriebe.

Es hat des berühmten Simon Stevins Sohn / sehr ingenieuse Arten beschrieben / Ramm-Rad und Getriebe wohl in einander zu passen / und verdient es die Sache wohl / daß man es so genau suche als möglich ist. Aber alle seine Arten sind so beschaffen / wenn sie nicht eben mit so mathematicischer Accuratezze aufgearbeitet werden / welches doch sich schwerlich thun läßet / daß denn dieselbe ärger stocken / als ganz gemein schlecht aufgearbeitete. Hier aber auf der XIV. Tab. wird ein schon vielfältig practicirter Modus gewiesen / der vollkommen gute Dienste thut / und von jedem geübten Müller oder Zimmermann mit dem Hobel leicht kan gemacht werden. Denn auf der Schnitz-Banck gearbeitete Rämme und Stäbelsind nichts als eitel Sauerrey. So ist nun in der 1. Fig. ein Stück von einem Getriebe vorgestellt / welches in ein Stück von einem Stern-Rad / und auf der andern Seite in ein Stück von einem Ramm-Rad eingreiffet.

Bild 1/5 Textprobe aus „Vollständige Mühlenbaukunst“, L. Chr. Sturm [1/8]



Bild 1/6 Zahnradpaarung, L. Chr. Sturm [1/8]

Bewundernswert vielseitig sind auch hier die Leistungen von *Leonardo da Vinci*. Seinen Vorschlägen folgend bauten die Holländer Windmühlen mit drehbarem Dach und wurden führend auf diesem Gebiet. Leonardo da Vinci schlug auch bereits eine Einrichtung zum Walzen von Stahl mit einem Rädervorgelege vor, die aber erst viel später gebaut werden konnte. Von ihm ist der Entwurf einer Feilenhaumaschine bekannt, die über ein Getriebe angetrieben wird. Entwürfe von Zahnradpaarungen sind erhalten, Bild 1/7 ([1/9]).

Bei *Hebezeugen* spielten Zahnräder sehr früh eine große Rolle. Bereits 250 v. u. Z. soll mit Hilfe der von Archimedes gebauten Zahnradwinde mit Schneckenantrieb ein großes Kriegsschiff während des Punischen Krieges mit wenigen Sklaven zu Wasser gebracht worden sein. Von Ramelli ist uns die Darstellung eines Flaschenzuges mit als Stirnrad- und Winkeltrieb ausgebildeten Zahnrädern überliefert [1/10].

Die weitere Entwicklung des Werkzeugmaschinenbaus, vor allem die Erfindung der *Leitspindel-drehbank* durch *H. Maudsley* (1800), führte ebenfalls zu einem steigenden Bedarf an Zahnrädern und deren erhöhten Genauigkeiten.

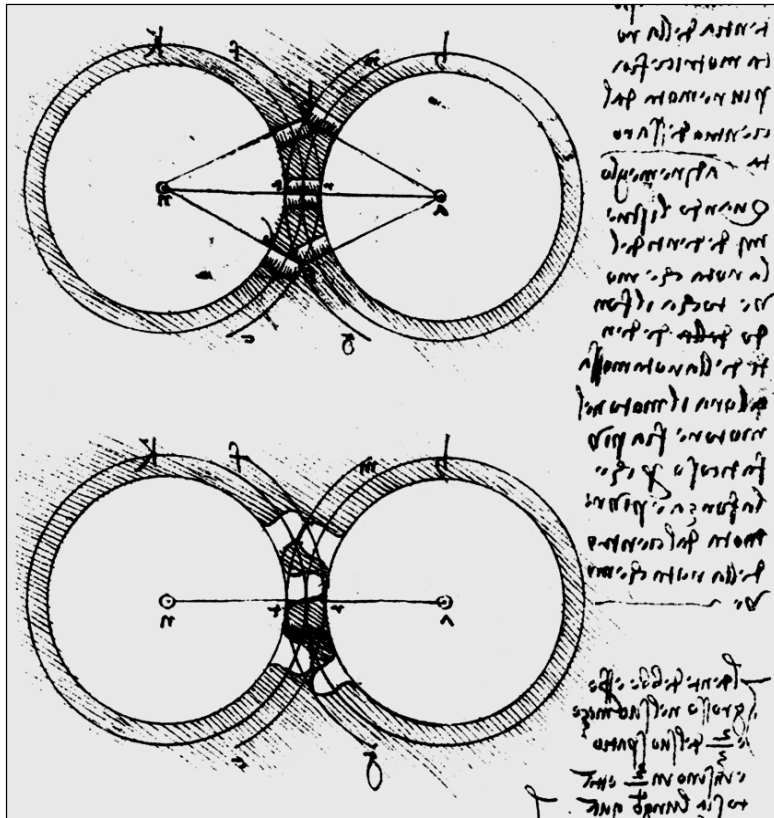


Bild 1/7 Stirnradpaar, *Leonardo da Vinci* (um 1500, Madrid Codex)

Durch die Entwicklung der Kraftmaschinen stiegen die zu übertragenden Leistungen und Drehmomente beträchtlich. *J. Watt* wählte 1782 das Umlaufgetriebe, um die hin- und hergehende Bewegung bei seiner Dampfmaschine in eine drehende zu verwandeln. Als Schiffsantrieb besaß die Dampfmaschine für die inzwischen auch erfundene Schiffsschraube eine viel zu kleine Drehzahl. Bei dem 1839 von *I. K. Brunel* gebauten Ozeandampfer „Great Western“ mit Schiffsschraube musste ein Getriebe zur Übersetzung ins Schnelle eingesetzt werden. Die umgekehrte Situation entstand, als gegen Ende des 19. Jahrhundert die Dampfturbine angewendet wurde. Ihre viel zu hohe Drehzahl musste durch ein Reduziergetriebe verringert werden.

Bekannt ist auch die Turbinenlokomotive von Krupp (1924 entwickelt von *R. Lorenz*), die bei 6800 min^{-1} eine Leistung von 2800 PS abgab. Durch ein Reduziergetriebe erfolgte eine Drehzahlherabsetzung auf $n = 300$ bis 400 min^{-1} .

Die zunehmende Nutzung von *Elektromotoren* und *Verbrennungskolbenmotoren* (Otto, Diesel) erforderte schließlich eine immer breitere Anwendung und Entwicklung von Zahnradgetrieben, da bisher die wirtschaftlichste Lösung nur in Ausnahmefällen im Direktbetrieb besteht.

Während 1909 ein Schiffsturbogetriebe mit einer Leistung $P = 6000 \text{ PS}$, Drehzahl $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und einer Übersetzung $i = 5$ eine absolute Spitzenleistung darstellte (gebaut von Pittsburger Westinghouse Machine Co.) werden heute als Höchstwerte Leistungen in der Größenordnung von $P = 100000 \text{ kW}$ und Drehzahlen von $n = 150000 \text{ min}^{-1}$ erreicht (Tab. 1/1).

Erstaunlich bleiben trotzdem auch aus jetziger Sicht viele Leistungen, z. B. das einstufige Stirnradgetriebe von *E. Sykes* (1921) mit $i = 63$ ($z_1 = 1, z_2 = 63$), das bei einer Drehzahl von $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$ eine Leistung von $P = 10 \text{ PS}$ übertrug [1/2].

Tabelle 1/1 Erreichte Grenzwerte ausgeführter Getriebe

Getriebe	Leistung P in kW		Max. Drehzahl n in min^{-1}	Wälzgeschwindigkeit v in m/s		Übersetzung i		Wirkungsgrad (η in %)		Volumen/Leistung dm^3/kW	Gewicht/Leistung kg/kW
	normal	extrem		normal	extrem	normal	extrem	von	bis		
Zahnradgetriebe	2000	150000	150000	80	200	1...800	1000	97	99,5	0,5 ... 0,2	2,0 ... 0,1
	5000	35000	(20000)	80	100	3 ... 13	(3...35) ¹⁾	98	99,5	0,4 ... 0,15	1,0 ... 0,2
	500	4000	50000	40	120	1 ... 5	8	97	99	0,8 ... 0,4	2,5 ... 0,2
	300	1000	20000	30	50	4 ... 8	1 ... 50	50	<90	1,0 ... 0,5	3,0 ... 0,7
	1000	3000									
Schneckengetriebe	90 ⁴⁾	1000 ⁴⁾	30000 ⁴⁾	25 ⁴⁾	70	5 ... 50	1 ... 300	20 ²⁾	97 ²⁾	0,6 ... 0,2	4,5 ... 2,0
Reibradgetriebe	20	200	10000	25	50	1 ... 6	10	90	98	20 ... 2	80 ... 8
Zugmittelgetriebe	200	3000	10000	10	40	1 ... 6	10	97	98	2 ... 0,5	10 ... 4
	150	3000	200000	60	120	1 ... 5	20	96	98	4 ... 0,5	6 ... 1,5
	100	4000	6000	30	40	1 ... 10	15	93	94	3 ... 0,4	5 ... 1
	100	(400)	30000	40	70	1 ... 10	12	96	98	1 ... 0,25	4 ... 1
Hydraulikgetriebe	200	1000	10000 ³⁾			... 7		85	90		1,3 ... 1,7
	1000	10000	5000			1 ... 5		85	90		0,5 ... 1,5

1) hoch übersetzend bis 10^6 ,2) η fallend mit steigender Übersetzung,

3) Abtrieb,

4) die serienmäßig hergestellten Getriebe haben im Allgemeinen kleinere Werte.

Die *Leistungselektronik* hat einige Getriebe verdrängt. Bei Werkzeugmaschinen stellt der durch den Motor verwirklichte stufenlose Antrieb mit der Verwendung des durch Frequenzumrichter gesteuerten Drehstrom-Asynchronmotors oder des geregelten Gleichstrommotors die moderne Lösung anstelle vorher verwendeter Schaltgetriebe dar. Auch die Wechselräder sind durch den „elektronischen Zwanglauf“ (elektronische Steuerung) entfallen.

Andererseits ist aber durch die Entwicklung der Technik der Bedarf an Zahnradgetrieben weiter stark gewachsen. Insbesondere dort, wo hohe Drehmomente auf ein anderes, meist niedrigeres Drehzahlniveau zu bringen sind, stellt die Kombination Motor-Getriebe die wirtschaftlichste Lösung dar. Bei Baggern, Kraftfahrzeugen, Schienenfahrzeugen, Kettenfahrzeugen, Schiffen und Turboanlagen wird somit auch künftig die Baugruppe Zahnradgetriebe eine große Bedeutung besitzen. Ihre richtige Auslegung und die Weiterentwicklung der Berechnungs- und Entwurfsmethoden fordern auch künftig die Ingenieure in ihrem Können. Die Informatik stellt dabei eine neue Qualität in den verfügbaren Hilfsmitteln dar.

1.1.2 Entwicklung der Verzahnungsgeometrie

Nach und neben der Entwicklung der Grundlagen der Bewegungslehre u. a. durch *Chr. Huygens* (1633 bis 1673; Begriff Evolute und Evolvente), *G. W. v. Leibniz* (1646 bis 1716; Entstehung der Evolvente), *J. Bernoulli* (1667 bis 1748; Momentanachse), *L. Euler* und *I. B. D'Alembert* (1707 bis 1783 bzw. 1717 bis 1783; Sätze zur Kinematik) bildete sich die Verzahnungslehre heraus. Als Begründer der *wissenschaftlichen Verzahnungslehre* gilt *Ph. de La Hire* (1640 bis 1718; 1695: „*Traite de Mecanique*“) [1/2]. Er entwickelte als erster eine Verzahnung mit konstanter Übersetzung nach einem Regelwerk. Für eine gegebene Zahnflanke gab er den Weg zur Ermittlung der Gegenflanke an. Er erwähnte auch bereits die Erzeugbarkeit durch Rollkurven.

Von *Ch.-E.-L. Camus* (1699 bis 1768) wurde die Rollkurve zur Erzeugung einer Paarverzahnung angewandt. Er entdeckte auch das Gleiten in Zahnflanken als Ursache der Reibung und des Verschleißes.

Die Evolvente als Zahnform wurde zuerst von *L. Euler* behandelt (ab 1752). Er bewies, dass die Wälzbewegung von Zahnflanken eine Überlagerung von Gleit- und Rollbewegungen ist, leitete Regeln zur Ausführung der Verzahnungen ab, entwickelte zeichnerische Verfahren und gab eine Gleichung zur Bestimmung der Entfernung des Krümmungsmittelpunktes der beim Abrollen erzeugten Kurve vom Wälzpunkt an. Diese Gleichung ist entsprechend ihren Erfindern *L. Euler* und *F. Savary*, der sie 1845 noch einmal ableitete, unter dem Namen *Euler-Savarysche Gleichung* in der Kinematik bekannt (siehe auch Abschnitt 2.3.2.2).

Trotz dieser beachtlichen Leistungen blieb die praktische Ausführung der Verzahnungen noch lange tief in Empirie versunken. Der vorhandene theoretische Schatz musste erst gehoben werden. Neben anderen großen Technikern, leisteten *R. Willis* (1800 bis 1875) und *K. Kutzbach* (1875 bis 1942) auf dem Gebiet Hervorragendes.

Eine Verbesserung der Verzahnungsgeometrie wurde durch die notwendige Verwendung des Werkstoffes „Metall“ bei den neu entwickelten Kraftmaschinen, wie Dampfmaschine, Dampfturbine, Verbrennungskolbenmotor, Elektromotor, unumgänglich. Mit dem festeren Werkstoff war ein Einlaufen in dem bisher im Mühlenbau gekannten Maße nicht mehr möglich.

Gegen Ende des 19. Jahrhunderts setzte sich die *Evolventenverzahnung* durch. Entscheidend waren die fertigungstechnischen Vorteile wie Unempfindlichkeit gegen Achsabstandsänderungen und Möglichkeiten der Profilverschiebung.

Diese Vorteile wurden frühzeitig u. a. von *R. Willis*¹⁾, *J. L. Weißbach*²⁾, *F. Redtenbacher*³⁾, *C. v. Bach*⁴⁾, *G. B. Grant*⁵⁾ und *J. R. Brown*⁶⁾ erkannt (siehe auch Tabelle 1/2).

J. Weißbach vertrat z. B. bereits 1851 [1/27] die Ansicht: „Die Evolventenverzahnung ist jedenfalls die vollkommenste aller Zahnradkonstruktionen“.

Die *Zahnradberechnung* erhielt entscheidende Impulse durch *M. Fölmer* (1873 bis 1941). Er legte den Grundstein für die weitverbreitete Theorie, die vor allem durch *K. Kutzbach*, Professor an der Technischen Hochschule Dresden, weiterentwickelt wurde.

In den USA war es Professor *E. Buckingham* (geb. 1887), der für die Verbreitung moderner Berechnungsmethoden sorgte. Er führte die Bezeichnung $\text{inv } \alpha$ ein ($\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha$).

Kutzbach fasste den Stand der *Zahnradherstellung* von 1925 in „Grundlagen und neuere Fortschritte der Zahnradherzeugung“ zusammen [1/3]. Die geschichtliche Entwicklung des Wälzverfahrens ist ebenfalls in einer anderen Arbeit von *Kutzbach* wiedergegeben [1/15]. Ältere Probleme der Zahnradfertigung zeigt u. a. eine Veröffentlichung von *H. Fischer* „Das Erzeugen der Zahnform für Räder“; (VDI-Zeitschrift 1898, Seite 11 bis 16) und von *T. Ritterhaus* (VDI-Zeitschrift 1898, Seite 165 bis 166).

Kutzbach schaffte Klarheit in den Bezeichnungen und entwarf eine Berechnungsvorschrift für *profilverschobene Verzahnungen* (DIN 870, 1931). Dabei wurde der Unterschied zwischen der Profilverschiebungssumme $(x_1 + x_2) \cdot m$ und der Achsabstandsänderung $(a - a_a)$ durch eine Näherungsbeziehung erfasst.

Ergänzende Angaben zur Entwicklung der Verzahnungsgeometrie enthält Tab. 1/2.

Der 1917 gegründete *Deutsche Normenausschuss* förderte in seiner folgenden Arbeit die erforderliche Vereinheitlichung, Verbreitung und Anwendung neuer Methoden entscheidend. Es sei hierzu DIN 780 (Modulreihe; 1923), DIN 867 (Zahnform für Stirnräder und Kegelräder/Bezugsprofil, $\alpha = 20^\circ$, 1927; siehe Bild 1/8), DIN 868 (Zahnräder, Begriffe, Bezeichnungen, Kurzzeichen; 1928) und DIN 870 (Profilverschiebung bei Evolventenverzahnung; 1931) genannt.

Die Entwicklung war aber keineswegs abgeschlossen. *M. Bergsträsser* bearbeitete die Evolventengeometrie neu und riet 1952 davon ab, weiterhin die Näherungsgleichungen nach DIN 870 zu benutzen. Er gab exakte Gleichungen auf der Basis der Evolventenfunktionen an. In der Folgezeit setzten sich die direkten Beziehungen zwischen Betriebseingriffswinkel und Summe der Profilverschiebungsfaktoren vollständig durch (siehe Abschnitt 2.1.2 und 2.2.3). Profilverschiebung wurde zunehmend zur günstigen Beeinflussung der Beanspruchung eingesetzt.

Um diese Untersuchung nicht dem mit „vielen“ Dingen beschäftigten Konstrukteur zu überlassen, wurden Richtlinien sowohl für die Wahl der Summe der Profilverschiebungsfaktoren als auch für deren Aufteilung geschaffen, was in DIN 3992 (Profilverschiebung bei Stirnrädern mit Außenverzahnung) Ausdruck fand. Aufgrund der z. Z. neu geschaffenen Grundlagen zur genaueren Tragfähigkeitsberechnung von Verzahnungen ist die Zeit für eine Überprüfung und eventuellen Neufassung dieser Richtlinien gekommen.

Ein bedeutendes Problem stellte auch die Festlegung der zulässigen geometrischen Abweichungen (das Toleranzsystem) dar. Nachdem bereits in einigen Firmen interne Vorschriften bestanden, begannen 1936 unter der Leitung von Professor *O. Kienzle* (an der TH Berlin) systematische Untersuchungen. Einbezogen in die Problematik waren auch Professor *G. Berndt* (TH Dresden) und *Dr. Bürger* (Physikalische Technische Reichsanstalt Berlin-Charlottenburg).

¹⁾ Willis; 1800 bis 1875; Prof. in Cambridge

²⁾ Weißbach; 1806 bis 1871; Prof. für Mathematik und Mechanik an der Bergakademie in Freiberg

³⁾ Redtenbacher; 1809 bis 1863; Prof. in Karlsruhe

⁴⁾ v. Bach; 1847 bis 1931; Prof. in Stuttgart

⁵⁾ Grant; 1849 bis 1917; USA, Begründer der amerik. Zahnradmaschinenindustrie

⁶⁾ Brown; 1810 bis 1876; USA, Werkzeughersteller

Tabelle 1/2 Entwicklungen der Zahnradgeometrie von Beginn des 19. Jahrhunderts bis zum Beginn der Normenarbeit in Deutschland (Auswahl)

Buchanan, Robert (Engl. Ingenieur; 1770 bis 1816)	<ul style="list-style-type: none"> entwickelte die Lehre von Camus für den Maschinenbau weiter; formulierte einen Vorläufer des Verzahnungsgesetzes (1808)
White, James (Engl. Techniker)	<ul style="list-style-type: none"> erfand die Doppelschräg- bzw. Pfeilverzahnung Patentanmeldung für Schrägverzahnung (1808) Anmerkung: Die Idee zur Schrägverzahnung erhielt J. White von stufenartig (nur eine halbe Teilung) gegeneinander versetzten Zahnhälften
Hawkins, John Isaac (Engl. Arzt und Ingenieur; 1772 bis 1865)	<ul style="list-style-type: none"> erkannte (1837) die Unempfindlichkeit der Evolventenverzahnung gegen Achsabstandsänderung Mehrfacheingriff und damit Belastungsteilung Vorteile der Evolventenzähne im Gleiten gegenüber Epizykloiden
Willis, Robert (Englischer Wissenschaftler; Professor in Cambridge; 1800 bis 1875)	<ul style="list-style-type: none"> praktisch anwendbare Verzahnungslehre (1841); Grundlegende Definitionen (diametral & circular pitch, Flankenspiel, Eingriffswinkel) Satzräder („set of wheels“) konstanter Eingriffswinkel der Satzräder (15° vorgeschlagen) Vorteile der Evolventenverzahnung vorausgesagt
Saxton, Joseph (USA)	<ul style="list-style-type: none"> (etwa 1840) erste Zahnradfräsmaschine nach dem Wälzverfahren
Reuleaux, Franz (Deutscher Wissenschaftler/Kinematiker; Professor in Zürich und Berlin; 1829 bis 1905)	<ul style="list-style-type: none"> Verfahren zur Konstruktion der Gegenflanke bei gegebener Flanke auf Grund der Bewegungsgesetze (1865) genauere Definition der „Eingriffslinie“ bevorzugt Evolventenverzahnung (1862)
Sang, Edward (Schottischer Wissenschaftler; 1805 bis 1891)	<ul style="list-style-type: none"> „Eine Zahnstange ist ein Zahnrad von unendlichem Radius“ (1852)
Wiebe, Carl Hermann (Deutscher Wissenschaftler, Professor in Berlin; 1818 bis 1881)	<ul style="list-style-type: none"> Präzisierung des Grundgesetzes der Verzahnung (Evolventenverzahnung): Normale, Berührungspunkte, Tangente, Krafrichtung (1861)
Plücker, Julius (Deutscher Professor der Mathematik und Physik in Bonn; 1801 bis 1868)	<ul style="list-style-type: none"> begründete die Schraubentheorie (Theorie der Schrägverzahnung, Schnecken- und räumlicher Verzahnungen) (1868)
Saalschütz, Luis (Deutscher Dozent für Mathematik und Mechanik in Königsberg)	<ul style="list-style-type: none"> gab erste deutschsprachige Zeitschrift „Zur Theorie der Evolventenverzahnung“ (Königsberg; 1870) heraus; Verzahnungsgesetz und Eigenschaften der Evolventenverzahnung
Pfauter, Hermann (Deutscher Ingenieur; 1854 bis 1914)	<ul style="list-style-type: none"> Erfindung des allgemeinen Schraubwälzverfahrens (Chemnitz; 1897)
Schiebel, Adalbert (Professor für Maschinenelemente in Prag; 1872 bis 1931)	<ul style="list-style-type: none"> Definition des Sprunges bei Schrägverzahnung (Sprungüberdeckung) (1913) detaillierte Angaben zum Zahnreibungsverlust (1913) Wertetabelle für Evolventenfunktion (1922)
Lasche, Oscar (Deutscher Ingenieur; 1868 bis 1923)	<ul style="list-style-type: none"> korrigierte Verzahnung durch Änderung der Zahnhöhen bei konstanter Aufteilung der Teilkreisteilung auf die Zahndicken (1899) (spätere AEG-Verzahnung)
Maag, Max (Schweizer Ing.; 1883 bis 1960)	<ul style="list-style-type: none"> kombinierte Anwendung von Profilverschiebung und Eingriffswinkeländerung (1908) Anwendung (erste oder eine der ersten) der Evolventenfunktion (1908)
Fölmer, Max (Deutscher Ingenieur; 1873 bis 1941)	<ul style="list-style-type: none"> weitere Einführung der Evolventenfunktion breite Anwendung der Profilverschiebung bei konstantem Werkzeug (Wälzfräsen. Begriffe: Vau-Rad, Vau-Getriebe ... (1919)) Klärung der Fragen zur Vermeidung von Unterschnitt (1919)

Für Zahnräder der Feinwerktechnik entstand bereits 1942 ein Toleranzsystem, welches auch auf den Maschinenbau ausgedehnt wurde. 1952 erfolgte dann die Herausgabe von DIN 3962 (Toleranzen für Stirnradverzahnungen nach DIN 867, zulässige Einzelfehler) und 1953 DIN 3963 (Toleranzen für Stirnradverzahnungen nach DIN 867, zulässige Flankenrichtungsfehler, zulässige Sammelfehler, Zahndickenabmaße). Diese Normungsarbeiten sind vor allem mit dem Namen *A. Budnick* verbunden [1/13].

Bei den weiterführenden Arbeiten, z. B. DIN 3961 (1978) und im RGW (ST RGW 641; 1977) unterschied man grundsätzlich zwischen Qualitäts- und Passsystem [1/20]. Die Qualitätskenngrößen sind Funktionsgruppen (bei ST RGW 641: „Kinematische Genauigkeit“, „Laufgleichmäßigkeit“, „Flankenberührung“) zugeordnet. Führend bei diesen Arbeiten im *RGW* war *B. A. Taiz* (Moskau). Wesentliche Aktivitäten gingen auch von *H. Weinhold* (Magdeburg) und *W. Krause* (Dresden) aus.

Bei den kontinuierlich laufenden Arbeiten für ISO und nachfolgend für DIN zu den Verzahnungstoleranzen, Tragfähigkeiten und anderen Empfehlungen geht es u. a. um genauere und zusätzliche Angaben, die Präzisierung des Geltungsbereiches, eine Korrektur verschiedener Zahlenwerte und um eine feinere Stufung.

Bis zur Gegenwart werden auch Evolventenverzahnungen mit nicht standardisiertem *Bezugsprofil* verwendet. Zunächst war dieses durch noch vorhandene Werkzeuge begründet. Somit bestanden vor allem die 15° - und $14,5^\circ$ -*Verzahnung* zunächst weiter. Zugunsten eines geringeren Geräusches bzw. größerer Tragfähigkeit und geringerer Verluste werden Bezugsprofile mit $\alpha \neq 20^\circ$ (z. B. $\alpha = 15^\circ, 17,5^\circ$ bzw. 28°) verwendet, insbesondere bei Hochverzahnungen mit vergrößerter Zahnhöhe und $\alpha = 15$ oder $17,5^\circ$. Ziel der Verwendung von Profilen mit $\alpha < 20^\circ$ sind Profilüberdeckungen $\varepsilon_\alpha \approx 2$ zugunsten eines geringeren Getriebegeräusches, z. B. bei Kraftfahrzeugen.

Bezugsprofile mit $\alpha > 20^\circ$ finden auch bis in die Gegenwart Verwendung, wenn die Zahnfuß- und die Zahnflankenbeanspruchung maßgebend sind. Durch kleinere Zahnhöhen sind bei $\alpha \gg 20^\circ$ insbesondere bei Schrägverzahnungen wesentlich kleinere Verluste erreichbar. Durch Verzahnungen mit unsymmetrischem Profil ergeben sich weitere Tragfähigkeitssteigerungen.

Schließlich erzeugen Protuberanzwerkzeuge, die zur Vermeidung von Schleifabsätzen eingesetzt werden, ebenfalls vom Normal-Bezugsprofil (DIN 867) abweichende Endkonturen im Zahnfußbereich (Restunterwühlung, vergrößerte Zahnfußtiefe) und ergeben mit besonderen, elliptischen Zahnfußübergangskurven und Kugelstrahlen die größten Fußtragfähigkeiten. Die Bestrebungen, die Verzahnungsdaten möglichst optimal festzulegen, führten zu *evolventischen Sonderverzahnungen* und Empfehlungen zur Profilverchiebung. Es wurde versucht, im großen Bereich der Möglichkeiten Klarheit zu schaffen. Hier sei vor allem für die historisch bedeutsamen Arbeiten *H. Winter* genannt, der in den 50er Jahren wesentliche Verzahnungssysteme untersuchte [1/11].

Die Bemühungen durch *nicht-evolventische Verzahnungen* die bisher erreichbaren Tragfähigkeiten zu übertreffen, führten nicht zum Erfolg. Allerdings ergeben die Profilmodifikationen z. T. einen wesentlichen Einfluss auf die Tragfähigkeit und stellen eigentlich bereits nicht-evolventische Verzahnungen dar, allerdings mit relativ kleinen, in der Größenordnung der Zahnverformung liegenden Abweichungen zur Evolvente.

In die Betrachtungen wurde die Innenverzahnung meist nicht einbezogen. Durch die Einführung einer negativen Zähnezahl gehen aber nahezu sämtliche Gleichungen für die Außenverzahnung automatisch in die bisher für Innenverzahnung verwendeten Gleichungen über (DIN 3993, geometrische Auslegung von zylindrischen Innenradpaaren). Zu den Besonderheiten der Innengetriebe zählen jedoch die verschiedenartigen Interferenzerscheinungen, die insbesondere bei kleinen Zähnezahldifferenzen auftreten. Zusammenfassend liegen hierzu die Untersuchungen von *G. Schreier* [4] und aus späterer Zeit DIN 3993 vor. Die neueren Untersuchungen zur räumlichen Verzahnungsgeometrie auf mathematischer Grundlage stammen u. a. von *F. L. Litvin* [13].

Um die Entwicklung der Technik gezielt, rasch und mit gesetzlichem Charakter zu fördern, wurden in der DDR (seit etwa 1949) eigene Normen bzw. Standards unter dem Symbol TGL ... herausgegeben (bis 1956 Abkürzung für „Technische Normen, Gütevorschriften und Lieferbedingungen“, ab 1956 allgemeines Symbol für Normen/Standards).

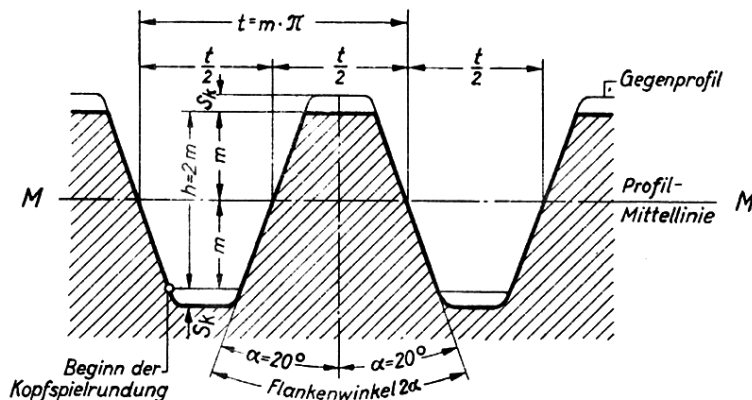
DK 621.833

Deutsche Normen

Juli 1927

Zahnform

für Stirnräder und Kegelräder

DIN
867**Zahnstangenprofil als Bezugsprofil (mit Gegenprofil)**

Die Flanken sind Geraden (Evolventenverzahnung)

Eingriffswinkel $\alpha = 20^\circ$ (= halber Flankenwinkel)Gemeinsame Zahnhöhe $h = 2 \cdot m$ (m = Modul = Durchmesserdivision)In der Profilmittellinie MM (bei Flankenspiel 0) Zahndicke = Zahnücke = $\frac{t}{2}$ (t = Umfangsteilung)

Die Kopfspielrundung beginnt dort, wo das Gegenprofil aufhört (Form der Rundung abhängig vom Herstellungsverfahren).

Kopfspiel $S_k = 0,1 \cdot m$ bis $0,3 \cdot m$ (abhängig vom Herstellungsverfahren und von Sonderbedürfnissen).

Für Flankenspiel und Flankeneintrittspiel ist Normung bzw. Angabe der Passung vorbehalten.

Modulreihe siehe DIN 780

Begriffe, Bezeichnungen, Kurzzeichen siehe DIN 868

Genehmigung des Deutschen Normenausschusses, Berlin W 15, gestattet. Copyright by Deutscher Normenausschuss

Bild 1/8 Zahnform für Stirnräder und Kegelräder nach der ursprünglichen Fassung der Norm DIN 867 von 1927 (Abdruck erfolgte mit freundlicher Genehmigung des DIN)

1962 beschloss die XVI. Tagung des RGW (ehemaliger „Rat für gegenseitige Wirtschaftshilfe“) die Bildung einer Ständigen Kommission des Rates für Standardisierung (SKS) mit dem Sitz in Berlin und die Bildung eines Institutes des Rates für Standardisierung in Moskau. Diese Gremien überarbeiteten und vereinheitlichten für den RGW-Bereich auch nahezu sämtliche Verzahnungsstandards, die bis etwa 1990 Wirksamkeit besaßen. Das Symbol für diese Standards war *ST RGW* ... und für die darauf aufbauenden Standards der DDR *TGL RGW*

1988 wurde die DDR ein Mitglied der 1946 gegründeten *ISO*, die aus der 1926 gebildeten *ISA* hervorging, und begann ebenfalls im TC 60 von ISO mitzuarbeiten (Technisches Komitee; Zahnräder/Zahnradgetriebe). Mit der erneuten Hinwendung zu DIN ab 1989 wurde einer historischen Entwicklung und wirtschaftlichen Notwendigkeit entsprochen. Einen Überblick zu Normen enthält Anlage 17.1.

Nicht-evolventische Verzahnungen werden heute nur noch in Ausnahmefällen verwendet. Bekannt sind die *Zykloidenverzahnung* und ihre Sonderformen (Cyclo-Getriebe, VBB-Verzahnung [2]), die *Kreisbogenverzahnung* (Uhren), die *Triebstockverzahnung* (große Drehkränze, Hebezeuge) und ebenfalls aus Kreisbögen gebildet, die *Wildhaber-Novikov-Verzahnung* (in der UdSSR im Getriebebau serienmäßig angewendet) und die *Sym-Marc-Verzahnung* (in Japan ausgeführt) [2].

1.1.3 Entwicklung der Tragfähigkeitsberechnung

1.1.3.1 Zahnfußbeanspruchung

In früherer Zeit existierten zunächst „*Rezepte*“. Sie waren durch Erfahrung begründet und führten auch meist zu brauchbaren Konstruktionen, wenn die verwendeten Materialien (Werkstoffe), die Drehzahl- und Drehmomentbereiche beibehalten wurden. Als Beispiel soll *R. Buchanan* (siehe [1/2], Seite 262) genannt werden, der für Räder von Wassermühlen noch 1808 die Regel angibt „*Man mache die Zähne so viel Zoll breit, als die Zahl der Pferdestärken beträgt, der sie Widerstand leisten sollen*“.

Eine der ersten rechnerischen Regeln zur Ermittlung der Zahnabmessungen aufgrund der *Biegebeanspruchung* stammt von den Leidener Naturforscher *P. van Muschenbroek* (1692 bis 1761). Er stellte 1729 eine Gleichung für die relative „Festigkeit“ des Materials auf:

$$Q = m \frac{BH^2}{L} \quad (1/1)$$

Q Last H Dicke
 L Länge m Werkstoffkonstante
 B Breite

Sehr früh ging der Engländer *Th. Tredgold* von dem sehr wesentlichen Einfluss der *Breitenlastverteilung* aus. 1822 veröffentlichte er eine Beziehung für die Zahndicke, die er unter der Annahme ableitete, dass infolge von Abweichungen oder eines Fremdkörpers die gesamte Zahnkraft auf der äußersten Zahnecke wirkt (Bild 1/9).

Er erhielt eine Beziehung, die sich besonders für gusseiserne Räder lange bewährte:

$$d = \frac{3}{4} \sqrt{\frac{H}{v}} \quad (1/2)$$

d Zahndicke (in Zoll)
 v Teilkreisgeschwindigkeit (Fuß/Sekunde)
 H Leistung (Pferdestärke)

Von ähnlichen Annahmen gingen später auch *C. v. Bach* (Bild 1/10, [1/30]) und *F. Grashof* (Textprobe in Bild 1/11 [1/29]) aus. Als Abnutzungsgrenze setzte *Tredgold* ein Drittel der Zahndicke.

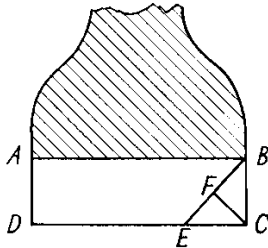


Bild 1/9 Annahme der Zahnbelastung durch *Tredgold* (1822), nach [1/2]

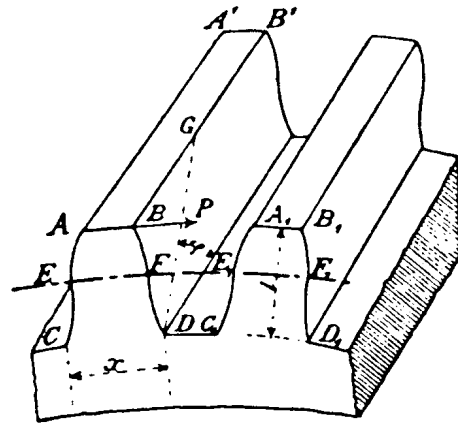


Bild 1/10 Annahme der Zahnbelastung analog *Tredgold* durch *C. v. Bach* [1/30]

F. Grashof

Uebrigens kann sich bei ungenauer Lagerung der Wellen, mangelhafter Ausführung der Räder oder beim Dazwischenkommen eines kleinen Körpers der noch ungünstigere Fall ereignen, dass der Druck sich an einer Zahnecke concentriert und dieselbe abbrechen droht, am wahrscheinlichsten in einer Bruchfläche, welche unter 45° gegen die Stirnfläche des Zahnes geneigt ist. Diesem Fall entspricht die Maximalspannung

Bild 1/11 *Grashof* zur Annahme des Kraftangriffs (Textprobe aus [1/29])

Für die Festigkeitswerte formulierte *F. Releaux* 1869 in heutiger Schreibweise

$$\sigma_{zul} = \frac{K}{\sqrt[3]{v}} \tag{1/3}$$

σ_{zul} zulässige Spannung, K Konstante, v Umfangsgeschwindigkeit

Er erkannte auch als erster, dass es zweckmäßig ist, mit einem Breitenverhältnis b/t zu rechnen (b Zahnbreite, t Zahnteilung).

Sehr wesentlich beeinflusste die praktische Berechnung der wegen seiner Verdienste für den Maschinenbau geadelte *C. v. Bach*. Er ging zunächst vom gleichen Ansatz wie *Tredgold* aus, brachte die Beziehung aber schließlich in die bekannte Form

$$P = kbt \tag{1/4}$$

P Zahnkraft t Teilung
 k Belastungszahl b Zahnbreite

Zur Berücksichtigung der *Abnutzung* der Zähne empfiehlt *Bach* die gleiche Beziehung (1/4), die für den Verschleiß vor ihm von *W. A. H. v. Kankelwitz* aufgestellt wurde [1/16]. Gl. (1/4) gab *Bach* eigentlich nur für Gussräder an und empfahl für die Belastungszahl k drehzahlabhängige Werte (Verschleiß).

Die Einfachheit der Gl. (1/4) und die Erfassung von zwei unterschiedlichen Schadensarten (Zahnbruch, Verschleiß) war dem Praktiker angenehm, wirkte aber durch Verdeckung des physikalischen Gehaltes erschwerend für die Weiterentwicklung.

Nachdem *O. Lasche*, angeregt durch die steigenden Anforderungen der Elektromotorenindustrie, den Fall des ungünstigen Breitentrags nach *Tredgold* für genaue Ausführungen einen Fall Lastangriff am Zahnkopf bei gleichmäßiger Lastverteilung hinzugefügt hatte (1899), entwickelte *Karl Kutzbach* die Berechnung weiter. Er setzte neben Kraftangriff am Zahnkopf und gleichmäßiges Breitentragen ausreichende Zahnfußrundungen voraus (Bild 1/12).

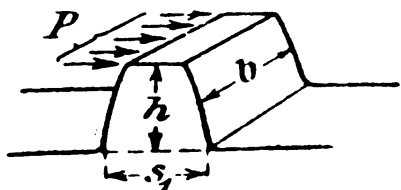


Bild 1/12 Annahme der Zahnbelastung nach *Kutzbach* (Hütte, 24. Ausgabe, 1923)

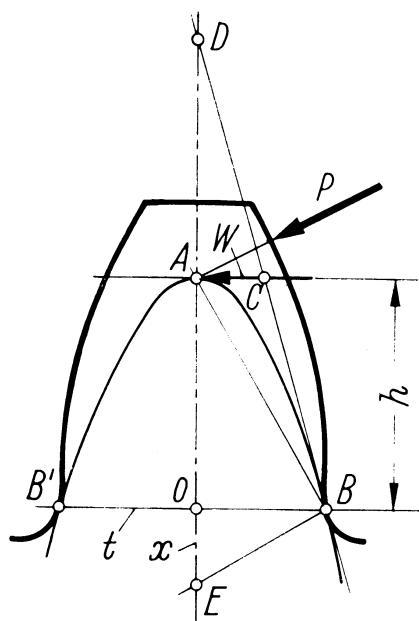


Bild 1/13 Annahme zur Berechnung der Zahnfußbeanspruchung nach *Lewis* (1892); Parabel gleicher Festigkeit (nach [1/2])

Massenkräfte berücksichtigte er ebenfalls durch Beiwerte im Festigkeitswert (1923). Normalerweise empfiehlt er auch $b = 2t$ (b Zahnbreite, t Zahnteilung).

M. ten Bosch von der ETH Zürich wies darauf hin, dass infolge der Profilüberdeckung die volle Zahnkraft nicht am Zahnkopf angreift, empfiehlt aber noch lange, da Teil- und Profilfehler auftreten, aus Sicherheitsgründen mit Kopfangriff zu rechnen. Er berücksichtigte die Biege- und Druckspannung [1/28].

Sehr nachhaltig wurde die Zahnfußtragfähigkeitsberechnung von dem US-Amerikaner *C. Lewis* beeinflusst.

Er ermittelte 1892 den Zahnfußquerschnitt für die Berechnung der Zahnfußbeanspruchung, indem er eine Parabel gleicher Festigkeit (bekannt seit 1638 durch *Galileo Galilei*) in den Zahn legte (Bild 1/13). Da er von physikalischen Überlegungen ausging, wirkte seine Methode überzeugend und fand weitverbreitet lange Anwendung.

Der Engländer *H. E. Merrit* wies ebenfalls darauf hin, dass die volle Zahnkraft infolge der Profilüberdeckung nicht am Zahnkopf angreift und legte als Angriffspunkt entsprechend der jetzigen Berechnung den äußeren Einzeleingriffspunkt fest.

Die Ermittlung des Zahnfußquerschnittes mit Hilfe der Lewis-Parabel ersetzte *H. Hofer* [1/17] durch eine 30°-Tangente an die Zahnfußkurve (Bild 1/14). Obwohl von rein physikalischen Überlegungen im Ansatz abgewichen wurde, erwies sich diese Annahme im Rahmen der übrigen Voraussetzungen als noch zulässig und ermöglichte die Beurteilung grundsätzlicher Einflüsse. Es ergab sich daraus die Schlussfolgerung, dass durch Profilverschiebung hinsichtlich der Zahnfußbeanspruchung eine wesentliche Tragfähigkeitssteigerung möglich ist und deshalb bei $z = 10$ bis 30 nur profilverschobene Verzahnungen verwendet werden sollten. Dieses erwies sich später in der erhofften Größe bei Ermüdungsbeanspruchung als nicht zutreffend.

Bereits 1925 bestimmte der Schweizer Ingenieur *V. Baud* als erster die *Kerbwirkung* spannungsoptisch. Seine Ergebnisse wurden 1926 von *St. Timoshenko* ausgewertet. Er führte einen relative Spannungskonzentrationsfaktor ein. In heutiger Schreibweise würde dieser lauten:

$$Y_{S\text{rel}} = \frac{1,6}{Y_S} \quad (1/5)$$

$$Y_S = 1 + \frac{0,15 S_{Fn}}{Q_{Fn}} \quad (1/6)$$

Obwohl Ergebnisse zum Kerbeinfluss seit 1925 vorlagen und auf einen wesentlichen Einfluss hindeuteten, die amerikanische Norm 1946 zur Tragfähigkeitsberechnung den Kerbeinfluss aufnahm (*Dolan* und *Broghamer*), blieb in Deutschland und vielen Ländern die Änderung der Kerbwirkung noch lange Zeit unberücksichtigt.

Da die Kerbwirkung vom Schubspannungsanteil abhängt, konnte man insbesondere bei Pulsatorversuchen auch eine Hebelarmabhängigkeit der ertragenen Nennspannung beobachten.

G. Niemann und *H. Glaubitz* versuchten diesem zu entsprechen, indem sie eine Vergleichsnennspannung aus Biege-, Druck- und (mittlerer) Schubspannung berücksichtigten und den Beiwert zur Erfassung der Schubspannung mit $a = 2,5$ einführten (Bild 1/15 und Gl. (1/7)) [1/18]. Damit sollte die ertragbare Spannung unabhängig vom Hebelarm sein. Sie stellten die Beziehung auf

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_b - \sigma_d)^2 + (a\tau)^2} \quad \text{mit } a = 2,5 \quad (1/7)$$

Nachdem bei der Berechnung von Wellen und stabförmigen Gebilden die Kerbspannungslehre längst fest verankert war, wandte man sich auch bei Verzahnungen diesem Problem wieder zu. Durch Messungen mit Hilfe von Dehnmessstreifen bestimmte *M. Hirt* abhängig von der Fußausrundung und dem Hebelarm die Spannungskonzentrationsfaktoren [1/25], die zur Basis der Gleichungen von ISO 6336 und DIN 3990 wurden. Dem RGW-Standard ST RGW 5744-86 und der Neuauflage von TGL 10545 (1989) lagen an der TU Dresden durchgeführte Berechnungen auf der Basis des Singularitätenverfahrens zugrunde (Beispiel im Bild 1/16).

Diese Werte liegen etwas tiefer als nach DIN und ISO [1/20], [1/21] (ca. 10 % geringer). Es erfolgten auch Untersuchungen zu Verzahnungen mit Schleifabsätzen und Innenverzahnungen [1/22], [1/23].

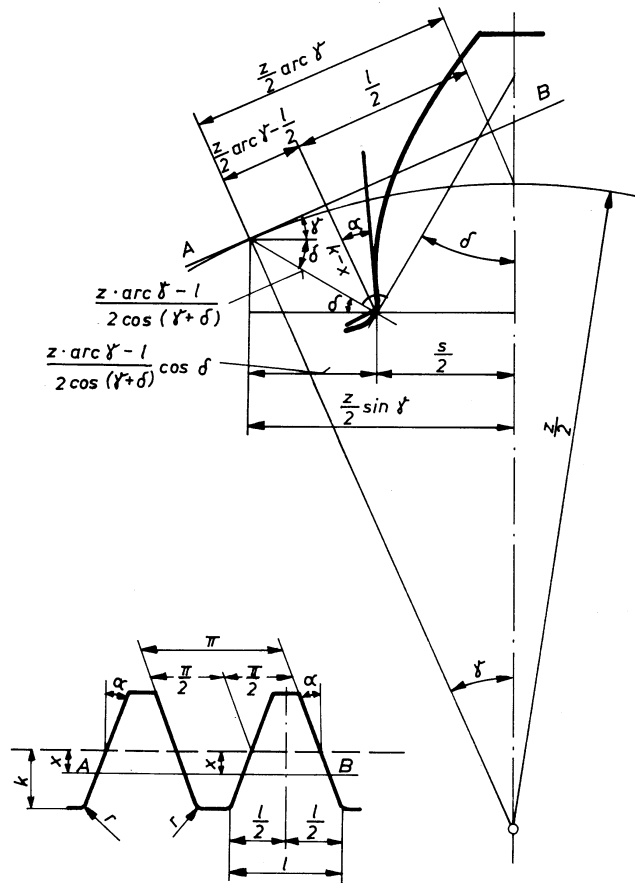


Bild 1/14 Annahme zur Ermittlung der Zahnfußbeanspruchung nach *Hofer* (1942), 30°-Tangente an der Zahnfußkurve [1/17]

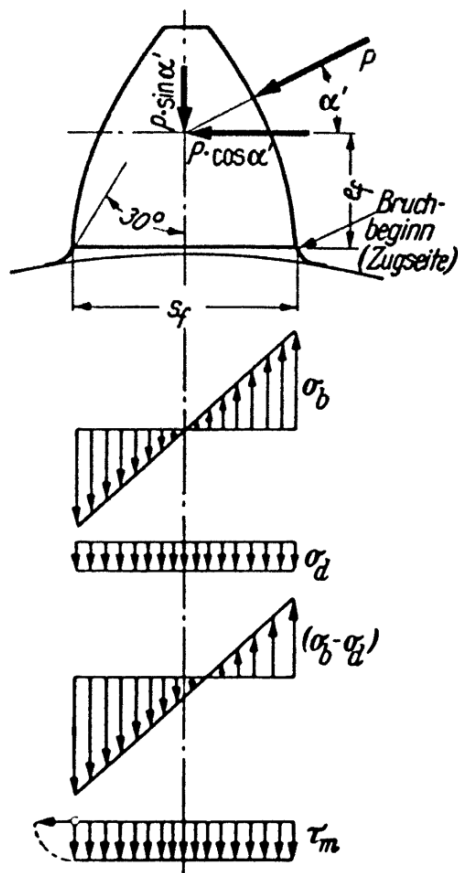


Bild 1/15 Zahnfußspannung (Niemann und Glaubitz)

Parallel hierzu wurde an der Klärung weiterer Zusammenhänge gearbeitet.

St. Fronius untersuchte u. a. die Verzahnungsabweichungen [1/19] und förderte die experimentellen Arbeiten bedeutend. Ziel der Weiterentwicklung der Tragfähigkeitsberechnung war es, neben der Kerbwirkung vor allem die Zusatzbeanspruchung infolge dynamischer Zahnkräfte und Änderung der Lastverteilung zu erfassen. In den ISO-Normen ist dieser Trend dokumentiert. H. Winter (TU München) erwarb sich dabei grundlegende Verdienste in einer langjährigen Forschungsarbeit und schwierigen internationalen Abstimmung.

Im RGW wurde aufbauend auf ISO eine eigene Berechnungsgrundlage geschaffen (ST RGW 5744-86). Mit ihr sind besonders die Namen Reschetow, Kudrjawzew, Sablonski, Filipowitsch (ehemals UdSSR), Svoboda (ehemals CSSR), Erney (Ungarn) und Arnaudow (Bulgarien) verbunden. Die federführende Bearbeitung lag bei der DDR (TU Dresden). ST RGW 5744-86 war auch die Basis des neuen Tragfähigkeitsstandards TGL 10545 (1989) der ehemaligen DDR, ebenfalls ausgearbeitet von der TU Dresden.

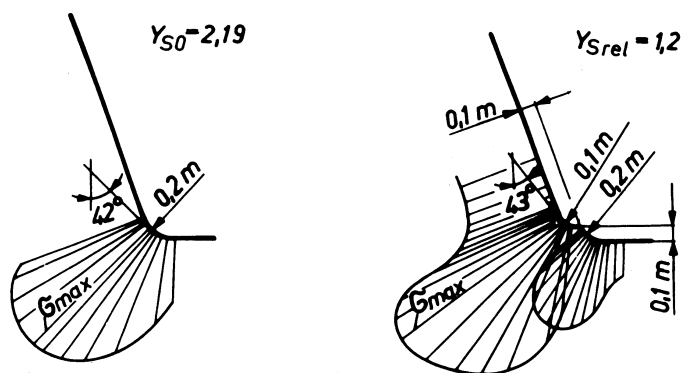


Bild 1/16 Spannungsverteilung in der Zahnfußkurve ohne und mit Schleifabsatz, berechnet nach dem Singularitätenverfahren [1/20], [1/21];

$$Y_S = Y_{SO} \cdot Y_{Srel}$$

1.1.3.2 Zahnflankenbeanspruchung – Grübchen

Die Grundlage für die Berechnung der Grübchenbeanspruchung bildet die Ableitung von H. Hertz (1881). A. Föppl erkannte die Bedeutung dieser Theorie, bearbeitete sie, trug sie Technikern vor und veröffentlichte sie 1897 neu. Von seinem Sohn, L. Föppl, wurde die Theorie weiterentwickelt (1936), die Spannungen im Inneren der Körper berechnet und damit die Kenntnisse zum Beanspruchungsfall der Berührung walzenförmiger Körper wesentlich erweitert.

Veranlasst durch fehlende Werte für die zulässige Belastung bei Wälzlagern, führte *R. Stribeck* umfangreiche Versuche bei Punkt- und Linienkontakt durch (1898/99). Er bestätigte und erweiterte die Anwendung der Hertz'schen Theorie und erhielt für die Praxis verwertbare Grenzbelastungen. Speziell bei Linienkontakt (Rolle gegen Ebene) erhielt er den Zusammenhang

$$P = k_1 DL \quad (1/8)$$

P Belastung
 D Rollendurchmesser
 L Rollenbreite (Länge)
 k_1 zulässige spezifische Belastung
 (Verformungsgrenzwert; Beanspruchungswert)

Mit *R. Stribeck* gelten die grundlegenden Untersuchungen zum „Hertz'schen“ Kontakt als abgeschlossen. *C. v. Bach* gebührt das Verdienst, die Verbreitung der Hertz'schen Gleichungen bedeutend gefördert zu haben, indem er sie 1908 in das Ingenieur Taschenbuch „Hütte“ aufnahm.

Eine Anwendung der nach *H. Hertz*, *A. Föppl*, *L. Föppl* und *R. Stribeck* vorliegenden Erkenntnisse auf Zahnäder erfolgte relativ spät. Als erster brachte *E. Videcky* (1908, Budapest) die Hertz'schen Gleichungen im Zusammenhang mit Zahnädern. Er untersuchte für das Verschleißproblem die Zahnverformung und die Hertz'sche Pressung längs der Eingriffslinie.

Die Bach'sche Formel (1/4) erwies sich für Gusseisen bei den früheren Anforderungen durchaus geeignet. Um auch für Stahl eine für die steigenden Anforderungen sich bewährende Beziehung anzuwenden, greift *K. Wissmann* auf die Hertz'sche Beziehung zurück, indem er sie auch zur Beurteilung des Verschleißes für zutreffend hielt. Er bezeichnete den *Einzeleingriffspunkt* als maßgebend für die Beurteilung der Flankenbeanspruchung und gab 1908 an

$$p^2 = 0,175 \frac{F_N}{b} \cdot \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \quad (1/9)$$

p Hertz'sche Pressung
 F_N Zahnnormalkraft
 b Zahnbreite
 E Elastizitätsmodul
 ρ Krümmungsradius (Profil)
 (Symbole teilweise in heutige Schreibweise geändert)

Bei den ersten Anwendungen wurde die Kontaktbeanspruchung jedoch meist in der von *Stribeck* geprägten Form benutzt (*Stribeck'sche* Wälzpressung). Hierzu zählen die Beziehungen von *Buckingham* (1920), *Kutzbach* (1926), *Niemann* (1938); (siehe auch [1/26] weiterhin *A. K. Thomas* [12], *H. Trier* [11], *G. Schreier* [4]).

Die *Stribeck'sche* Wälzpressung k für Zahnäder ist

$$k = \frac{F_N}{b \rho_m} \quad (1/10)$$

$$\text{mit } \rho_m = \frac{2\rho_1\rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (1/11)$$

ρ Krümmungsradius (Profil) F_N Zahnnormalkraft b Zahnbreite

Zur Hertz'schen Pressung p besteht die Beziehung

$$k = \frac{2,86p^2}{E} \quad (1/12)$$

E Elastizitätsmodul

Von *Niemann* wurde der zulässige Wert ausgehend von dem Gedanken der Abnutzung abhängig von der Lebensdauer in Stunden angegeben ($k_{zul} = k_{5000} \varphi$; φ abhängig von Betriebsstunden) [1/26].

In jetziger Betrachtungsweise trennen wir klar zwischen Verschleiß, der infolge der Verbesserung der Schmierung und Steigerung der Härte der Werkstoffe nur noch in Ausnahmefällen entscheidend ist, und der Grübchentragefähigkeit. Die Forschung auf diesem Gebiet bemüht sich weitere Einflüsse zu erfassen. Hierzu gehören neben Welligkeit und Rauheit, die Schubbeanspruchung und Temperaturspannung in Verbindung mit dem hydroelastischen Schmierzustand (Schubspannung) und die sich der Flankenbeanspruchung überlagernde Biegebeanspruchung oberhalb des Zahnfußbereiches. Der Schmierfilm bewirkt im Allgemeinen nur geringe Abweichungen in der Größe der Hertz'schen Pressung.

Die sich überlagernde Schubspannung und die infolge der örtlichen Erwärmung entstehende Temperaturwechselspannung bedingen weitere Einflüsse, die z. Z. noch nicht befriedigend erfasst werden. Auch die Welligkeit und Rauheit sind wesentliche Einflussgrößen.

Ihre Berücksichtigung muss nach künftigen Entwicklungen auf statistischer Basis erfolgen.

Beziehungen zur Hertz'schen Pressung, ergänzt durch Schub, sind in Abschnitt 6.5.1.1 angegeben. Aussagen zu den elasto-hydrodynamischen Effekten findet man in Abschnitt 6.5.4.1.

1.1.3.3 Fressbeanspruchung

Mit der Steigerung der übertragenen Leistung pro Raumeinheit wuchs auch die Größe der Verluste und die *Getriebeerwärmung*. Insbesondere die Luftfahrtindustrie brachte neue Anforderungen und Schadensfälle. Fressen wurde nun öfter beobachtet, und es entwickelte sich das Bestreben, diese Erscheinung in der Berechnung zu berücksichtigen. *H. Hofer* (Zahnradfabrik Friedrichshafen) setzt die durch $d \cdot b$ entstehende Fläche zur übertragenen Leistung bzw. Verlustleistung ins Verhältnis. Dieses wurde als *Wärmestauwert* (bzw. als Größe für Fresssicherheit) bezeichnet (1926):

$$S_a = \frac{z_1 m b}{20N} \quad (1/13)$$

z_1 Zähnezahl (Ritzel) b Zahnbreite in mm
 m Modul in mm N Leistung in PS

Damit wurde noch nicht an die für die Ermittlung des Verschleißes bereits wesentlich früher durchgeführten Arbeiten u. a. durch *Poncelet* (1826), *Weißbach* (1852), *Bach* (1881), *Stribeck* (1894) und *Schiebel* (1911) angeschlossen. Diese hatten die Reibungsarbeit genauer, u. a. abhängig von $(1/z_1 + 1/z_2)$ bzw. den Wälzkreisradien abgeleitet. Die später (1941) für den Wärmestauwert S_a angegebene Gleichung hatte dann auch die Form

$$S_a = \frac{z_1 m b}{10VN} \geq 1 \frac{\text{mm}^2}{\text{PS}} \quad (1/14)$$

Mit dem Verlustgrad

$$V = 14,1 \frac{|z_2| \pm z_1}{z_1 z_2} \quad (1/15)$$

(-) für Innenradpaare mit Index = 2 für das Hohlrads
 m_n Normalmodul b Zahnbreite
 z_1 Zähnezahl (Ritzel) N übertragene Leistung

Aus zahlreichen Auswertungen von Fressschäden und Bewährungen in Betrieb befindlicher bogenverzahnter Kegelrad-Hinterachsenantriebe entwickelte der Amerikaner *J. O. Almen* (1935) eine neue Formel. Er fand, dass das Produkt aus Hertz'scher Pressung und Gleitgeschwindigkeit maßgebend sei. Später (1943) ergänzte er dieses Produkt noch um den größten Abstand des Berührungspunktes auf der Eingriffslinie vom Wälzpunkt (PVT-Formel genannt; siehe auch [6]).

$$F_A = p_a v_{ga} g_a \tag{1/16}$$

$$F_A \leq F_{A \text{ Grenz}} \tag{1/17}$$

p_a Hertz'sche Pressung am Zahnkopf v_{ga} Gleitgeschwindigkeit am Zahnkopf
 g_a Abstand des Kopfeingriffspunktes vom Wälzpunkt; Teileingriffsstrecke

Der Kennwert F_A wurde am Kopf des Ritzels und des Rades berechnet. Die Formel von *Almen* bewährte sich vor allem bei kleineren Flugzeuggetrieben [6].

Eine bis z. Z. benutzte Gleichung stellte der Holländer *H. Blok* (1937) auf [1/24]. Er ging von der Massentemperatur und einer im Eingriff an der Berührungsstelle entstehenden örtlichen Temperaturerhöhung, dem Temperaturblitz (Blitztemperaturhypothese), aus. Auf theoretischer Grundlage erhält er eine Gleichung, die die Größe des Temperaturblitzes t_B unter der Annahme des Versagens der Schmierschicht ausdrückt (siehe auch [6] und Abschnitt 6.5.4.2).

$$t_B = 0,83 \frac{\mu F_t |v_{T1} - v_{T2}|}{b(f_1 \sqrt{v_{T1}} + f_2 \sqrt{v_{T2}}) \sqrt{b_H}} \leq t_{B \text{ max}} \tag{1/18}$$

μ Reibungszahl	b Zahnbreite
F_t Umfangskraft	f $\sqrt{\lambda \gamma c}$
v_T tangentielle Geschwindigkeit der Zahnflanke senkrecht zur Eingriffslinie ($v_{T1} - v_{T2} = v_g$)	λ Wärmeleitfähigkeit
v_g Gleitgeschwindigkeit	γ spezifisches Gewicht
	c spezifische Wärme
	b_H halbe Breite der Hertz'schen Abplattung

Der Grenzwert $t_{B \text{ max}}$ ist von der Werkstoff-Schmierstoff-Kombination abhängig. Die Blok'sche Beziehung hat den unbestreitbaren Vorteil, dass sie auf theoretischen Ableitungen aufbaut, weshalb sie bis heute einen festen Platz in der Zahnradberechnung hat.

Obwohl man in der Folgezeit einen Einfluss des hydroelastischen Zustandes auf $t_{B \text{ Grenz}}$ feststellte, blieb die Blok'sche Hypothese die Grundlage der Fresstragfähigkeitsberechnung. In Abschnitt 6.5.4.2 werden das Berechnungsverfahren und weitere Entwicklungen (Integraltemperaturmethode) näher erläutert.

1.2 Aufgaben und Einteilung der Getriebe und Verzahnungen

Nach der historischen Übersicht im vorherigen Abschnitt sollen nun Aufgaben und Einteilung der Getriebe und Verzahnungen zusammenfassend herausgestellt werden.

Getriebe sind Bestandteil des *Antriebes*. Sie waren, sind und werden auch künftig in vielen Fällen erforderlich sein, da der Motor allein nicht allen Forderungen und Kennlinien entsprechen kann.

Eine Verzahnung kann für die heutigen Forderungen im Allgemeinen nicht mehr isoliert betrachtet werden. Die umgebenden Bauteile beeinflussen durch ihr Verformungs- und Schwingungsverhalten die Tragfähigkeit bedeutend. Im Hinblick auf die Zusatzbelastungen durch erzwungene und parametererregte Schwingungen und die meist vorliegende Nichtlinearität muss zumindest anfangs das Gesamtsystem betrachtet werden. Es wird deshalb hier auch von den Aufgaben der Getriebe im Antrieb ausgegangen und dann erst die Einteilung der Getriebe und Verzahnungen vorgenommen.

¹⁾ Der Faktor 0,83 in Gl. (1/18) wurde später in 1,11 geändert. Damit wurde eine Ellipse berücksichtigt, die besser als eine Parabel der Form der Pressungsverteilung entspricht. Gleichzeitig entspricht das dem Zustand, dass anstatt der halben Abplattungsbreite b_H die gesamte Abplattungsbreite $2b_H$ unter der Wurzel im Nenner verwendet wurde.

Sachwortverzeichnis

A

- Abformverfahren 555
 Abklingfunktion der Zahnverformung 208
 Abkühlen 444, 610
 Abkühlungszeitkonstante 354
 Abmaßfaktor 527
 Abmessung, kennzeichnend 442
 Abnutzung 13, 323
 Abplattungsbreite 212, 239
 Abplatzer (spalling) 141
 Abrasivverschleiß 143
 Abrichten 587
 Abschreckbedingung 462
 Abschrecken 606, 613
 Abschreckintensität 441, 462, 622
 Abstandsänderung 65
 Abstrahlgrad 368, 382, 410
 Abstrahlmaß 368, 374
 Abstrahlverhalten 379
 Abtriebsmoment 35, 420
 Abweichung von der Parallelität 534
 Achsabstand 59, 133
 Achsabstandsabweichung 534
 Achskreuzungspunkt 570
 Achskreuzungswinkel 577, 589, 592
 Achsneigung und Achsschränkung 534
 Acoustic Emission 597
 ADI (Austempered Ductile Iron) 450
 Additiv 142, 304, 319, 359, 595
 Adhäsion 143, 323, 435, 468
 Adhäsivverschleiß 143
 Admittanz 368
 Äquivalenzfaktor 160
 Allzahnhärten 617
 Almen 18
 Anlassbeständigkeit 472, 547, 562, 631, 641
 Anlassen 490, 606, 610, 613
 Anlasstemperatur 453, 459, 609, 611, 632
 Annitrieren 634
 Anriss 132, 144, 147, 249, 276, 279, 292, 294, 298
 Anrissgefahr 274, 276
 Anschlusskontur 280
 Anti-Friction-Coating 641
 Antriebsmoment 36, 177
 Anwendungsfaktor 155, 178, 180
 Aufhärbarkeit 440, 454, 457, 462
 Aufkohlen 456, 495, 546, 620, 624, 625
 Aufkohlungstiefe 463, 544, 622
 Aufsticken 467, 546
 Aufsticktiefe 488
 Ausbröckelungen 140, 248, 319
 Auslegung 7, 63, 79, 97, 107, 121, 126, 133, 177, 230, 395, 401, 416, 420, 431
 Ausscheidungsschicht 469, 636
 Aussetzbetrieb 354
 Austenit 444, 450, 607, 613, 629, 631
 Axialkraft 173
 Axialteilung 76, 77
 Axialwalzen 560
 Axial-Wälzfräsen 572

B

- Bach, C. v. 13
 Bainit 444, 450, 453, 473, 545, 607, 613, 628
 Bainitisieren 545, 613
 Balligkeit 518
 - optimal 231
 Bandbreite 369
 Barkhausenrauschen 596
 Baud, V. 15
 Baustähle 444, 446
 Bauteilgeometrie 482, 606
 Beanspruchung bei max. Spannung 294
 Beanspruchungsfaktor 157, 159, 295, 297
 Beanspruchungskollektiv 153, 156, 158
 Beanspruchungstiefenverlauf 240, 665
 Bearbeitbarkeit 450, 563, 579, 606, 608, 610

- Bearbeitungszugabe 50, 544, 573, 577, 581, 592, 658
 Beidflankenhärten 616, 618
 Belastung, äquivalente 159, 249, 665
 Belastungsfaktor, thermischer 356
 Belastungskollektiv 172, 226
 Bereich, über-/unterkritisch 183, 198, 200, 431
 Berührlinie 21, 73
 Berührlinienlänge 77, 79
 Beschichten 436, 472, 543, 547, 550, 639
 Betriebsarten 354
 Betriebsartenfaktor 271
 Betriebseingriffswinkel 58
 Betriebsviskosität 319, 341, 358
 Betriebswälzkreisdurchmesser 59
 Betriebswälzprüfung 535
 Bezugsbasis 508, 540
 Bezugsgetriebe 390, 404
 Bezugsnennspannung 251
 Bezugsprofil 31, 47
 Bezugsspannung 251
 Biegemomente im Zahnkranz 278, 281
 Biegenachgiebigkeit 211
 Biegesteifigkeit 371, 381, 384, 404, 408
 Biegeverformung 168, 211, 214, 229, 232
 Blasensieden 606, 625
 Blitzfaktor 310, 315
 Blitztemperatur 143, 307, 308
 Blok, H. 19
 Bogenlänge 46
 Bogenverzahnung 23
 Boridschicht 471, 639
 Borieren 436, 547, 639
 Bornitrid 563, 579, 604
 Bosch, M. ten 14
 Breitenballigkeit 230, 232, 268, 398, 654
 Breitenfaktor 220, 221
 Breitenlastverteilung 12, 150, 203, 214, 220, 223, 234, 244, 325, 418
 Breitenverhältnis, günstig 13, 419, 420
 Brinellhärte 444, 448, 451, 473, 545, 678
 Broghammer 15
- C**
- Campbell-Diagramm 537
 Carbonitrieren 466, 631
 Carbonitrierhärbarkeit 454, 466, 467
 Carbonitrierhärte 469, 633
 CBN (Cubic Boron Nitride) 579, 583, 585, 591, 602, 604, 693
 Crestfaktor 413
 CVD (Chemical Vapour Deposition) 436, 547, 640
 C-Pegel 621, 631, 637
- D**
- Dämpfung 192, 403, 409
 Dauerbelastung 177, 181
 Dauerbetrieb 354
 Dauerfestigkeit 151, 156, 246, 270, 273, 293, 424, 431, 437, 445, 454, 473, 475, 477, 480, 489, 493, 497, 679
 Dauerschalldruckpegel 370
 Deckfläche 394, 406
 Diagnose, Körperschall 412
 Diagonalschaben 576
 Diagonal-Wälzfräsen 572
 Diffusionsschicht 468, 490, 633, 636
 Direkthärten 623, 626, 629, 633
 Direktschallfeld 369, 384
 DLC (Diamond-like Carbon) 640
 Dolan 15
 Doppelamplitude (Spannung) 139, 280, 289
 Doppeleingriff 62, 63, 175, 224
 Doppelkerbe (Schleifabsatz) 263
 Doppelschrägverzahnung 23
 Doppelwinkelverzahnung 23
 Dowson/Higginson 303
 Drehfrequenz 152, 378, 660
 Drehmomente 35
 Drehmomentverlauf 153
 Drehzahlbereiche 198, 200
 Druckfließgrenze 293
 Druckgießverfahren 554
 Druckumlaufschmierung 343, 360
 Dynamikfaktor 156, 183, 197
- E**
- Effektivwert 369, 372
 Eigenfrequenz 167, 182, 184, 187, 194, 201, 378, 381, 384, 404
 Eigenkreisfrequenz 182, 185, 196
 Eigenspannung 142, 240, 276, 454, 486, 492, 580, 594, 597, 606, 627, 629, 638, 665

- Eigenspannungs- und Härteverlauf 580
Eigentonbereich 380, 381
Einbaustörung, radial 107, 116, 122, 127
Einfachhärten 624, 626, 629
Einflankenschliff 584, 588, 590
Einflankenwälzprüfung 533
Einflussfunktion 208, 212, 269
Einflusszahlen 169, 205, 210, 213, 268, 270
Eingriffsebene 73
Eingriffsfaktor 243, 296, 315
Eingriffsfedersteifigkeit 171
Eingriffsfeld 73, 86
Eingriffsflankenspiel 526
Eingriffslinie 58
Eingriffspunkt 61, 63, 163, 237, 242
Eingriffssteifigkeit 170, 375
Eingriffsstörungen 101
Eingriffsstrecke 60
Eingriffsteilung 53
Eingriffsteilungsabweichung 524
Eingriffswinkel 31, 51, 81
Einhärtbarkeit 440, 456, 463
Einhärtungstiefe 454, 477, 618
Einkugelmaß 527, 531
Einlaufbetrag 227, 325
Einlauffaktor 316
Einlaufklappen 592, 603
Einlaufverschleiß 168, 325
Einsatzhärtebarkeit 456, 459
Einsatzhärten 436, 456, 466, 480, 489, 498,
546, 550, 575, 581, 591, 620
Einsatzhärtungstiefe, CHD 456, 462, 465,
482, 485
Einspannfaktoren (Hohlrad) 288
Einspritzschmierung 315, 333, 335, 360
Einstegrad 213, 234, 281
Eintauchtiefe 333, 335, 360
Einzelabweichung 507
Einzeleingriff 63, 175, 224
Einzeleingriffsfaktor 243, 296
Einzeleingriffspunkt 17, 63
Einzelfedersteifigkeit 167, 170
Einzelteilungsabweichung 522
Einzelteilverfahren 107, 523, 558, 560, 565
Einzyylindermaß 531
Elastizitätsfaktor 242
elastohydrodynamische Theorie 301
Elektronenstrahlhärten 436, 456, 614, 619
elliptisches Zahnpaar 21
Endrücknahme 231, 398, 518, 542, 655
Entkohlung 482, 556, 628, 629, 665
EP-Zusatz 143, 325, 360
Ermüdung 129, 140, 146, 148, 181, 250,
271, 275, 292, 294, 297, 319
Ermüdungsbeanspruchung 14, 266, 280, 292
Ermüdungsbruch 146, 250, 275, 280, 297
Ermüdungsfestigkeit 271, 666
Ermüdungsschäden 280, 294, 297
Erregerfrequenzen 181, 378, 409, 413
Erregerintensitäten 191
Erregerquelle 152, 181
Ersatzgeradverzahnung 83
Ersatzkrümmungsradius 241
Ersatzlastkollektiv 157
Ersatzmodell 184, 186
Ertel/Grubin 303
Ertel-Mohrenstein 303
Erwartungswert 226, 235, 388, 654
Erwärmen 441, 606, 609
Erwärmungszeitkonstante 353
Erzeugende 21, 72, 506, 509, 511, 516, 584
Erzeugungseingriffsstörungen 121, 125
Erzeugungsgetriebe 107, 111, 114, 120, 127
Erzeugungsprofilverschieb.-Faktor 105, 661
Euler-Savarysche Gleichung 7, 91
Evolventeneingriffsstörung 108
Evolventenentstehung 37
Evolventenfunktion 45
Evolventenschraubfläche 72
Evolventenverzahnung, Vor-/Nachteile 37
Exzenterbuchsen 230
- F**
Fässler 606
Feder-Masse-System 198
Feinbearbeitung 401, 551, 554, 575, 579,
590, 633, 638
Feingießen 598
Feinkornbeständigkeit 459
Feinkornstahl 622, 625
Feinwerktechnik 10, 129, 575
Feldgröße 369
Fernfeld 369
Fertigbearbeitung 554, 570
Fertigungsgenauigkeit 563
Fertigungshilfsstoff 563, 569, 579, 634

- Fertigungsverfahren 400, 486, 543
 Festigkeit für maximale Belastung 274
 Filmsieden 606, 625
 Fingerfräser 574
 Flächenmaß 374
 Flamm- und Induktionshärten 455, 545, 615
 Flanke, arbeitende 132, 542
 Flankenbruch 144, 667
 Flankenfläche, Abweich., Modifikation 517
 Flankenkorrektur 660, 682
 Flankenlinie 515
 Flankenpressung 133, 156, 238, 241, 244, 296, 457
 Flankenrichtung 74
 Flankenrichtungsabweichungen 396, 398
 Flankenspiel 105, 195, 506, 525, 653
 Flankentragfähigkeit (Grübchen) 21, 237, 294, 296, 420, 423, 498, 665
 Fliehkraft 235, 281, 292
 Fließpressen 555, 557
 Formabweichung 200, 322, 400, 506, 514
 Formänderung 120, 443, 580, 606, 628, 638
 Formfaktor 257, 265, 426
 Formkreisdurchmesser 104, 109, 111, 113
 Fräsertal 516, 524
 Freifeld 369, 384
 Freiformschmiedestück 440, 445, 447, 455
 Fremderregung 375, 400
 Frequenz gleicher Zahnstellung 379
 Frequenzanalyse 201, 521
 Frequenzbewertung 369
 Frequenzspektrum 369, 597
 Frequenzverhalten 369
 Fressen 142, 305
 Fresser (Schaden) 315, 681
 Fressintegraltemperatur 19, 307, 313, 428, 431
 Fresssicherheit 18, 310, 314
 Fressstemperatur 143, 308, 311
 Fressstragfähigkeit 19, 305, 428, 433, 472, 680
 Fressverschleiß 640
 Funktionsgruppen 504
 Fußformkreisdurchmesser 105, 109, 112
 Fußkreisdurchmesser 53, 65, 83, 125, 135
 Fußkurve 14, 16, 29, 70, 96, 104
 Fußnutzkreisdurchmesser 109
 FZG-Test 307, 312, 314, 317
- G**
 Gasaufkohlen 620
 Gasnitrieren 470, 496, 633
 Gefüge 425, 443, 477, 488, 595, 605, 607, 609, 612, 616, 628
 Gefügefaktor 311, 317
 Gefügemwandlung 563, 594, 607, 634, 638
 Gegenlauffräsen 571
 Gehäuseform 380, 419
 Gehäusewand 344, 374, 380, 405
 Gehäusewandtemperatur 344
 Genauigkeit 551, 563, 575, 581
 Geometriefaktor 310, 315
 Geradverzahnung 37
 Geräusch 367, 370
 Geräuschemission 370, 388
 Geräuschkennzeichnungswert 392
 Gesamtüberdeckung 79
 Gesamtverformung 204, 207, 214, 216
 Geschwindigkeitsanregung 370
 Getriebegeräusch 388, 403
 Getriebemasse 416, 419
 Gewaltbruch 145, 280, 298
 Glaubitz, H. 15
 Gleichlauffräsen 571
 Gleiten, spezifisch 165
 Gleiten, stemmend/ziehend 164
 Gleitfaktor 166
 Gleitgeschwindigkeit 162
 Gleitschleifen 593
 Gleitweg 165
 Glockenschneidrad 568, 692
 Glühen 545, 607, 608
 Grant 8
 Grashof, F. 13
 Graufleckentest 321
 Graufleckigkeit 142, 165, 319
 Grenzabweichung 480, 506
 Grenzfestigkeit 276, 298
 Grenzfrequenz 370, 382, 406
 Grenzkohlenstoffgehalt 465, 621
 Grenzlastwechselzahl 157
 Grenzwert ausgeführter Getriebe 6
 Grenzzähnezahl 71
 Grobkorn 628
 GROB-Verfahren 560
 Größenfaktor 246, 274
 Grübchenbildung (pitting) 140, 248, 304

Grübchendauerfestigkeit 140, 246, 445, 473, 476, 481, 484, 489, 493, 499
Grübchentragfähigkeit 18, 237, 240, 294, 319, 434, 472, 485
Grubin 303
Grundkreisabweichung 513
Grundkreisdurchmesser 52, 83
Grundkreisteilung 52
Grundkreisteilungsabweichung 525
Grundzylinder 38, 55, 73, 75, 508, 516
Gusseisen 242, 408, 444, 449, 473

H

Härtbarkeit 440, 452, 466, 481, 611
Härtbarkeitsstreuband 440, 452, 457
Härteprofilberechnung 463
Härtesack 617
Härte-Streubereich 442
Härtetiefe 440, 454, 480, 492
Härte-Tiefe-Kurve 454, 477, 483, 488, 492, 616, 637
Härteverteilung 441
Härteverzug 49, 93, 557, 595, 633
Härtungsgrad 441, 452, 611
Hallfeld 371
Hallraumverfahren 385
Halten 605
hartamorphe Kohlenstoffschicht 640
Hartfeinen 591, 602
Hartmetall 562, 572
Hartschaben 591, 602
Hartstoffschicht 472, 547, 640
Härtungsgrad 441, 452, 611
Hauptprozessstufe 552
Hauptresonanz 182, 196, 198
Hebelarm 15, 131, 209, 212, 252, 268, 670
Hertz'sche Abplattungsbreite (halbe) 212, 239, 310
Hertz'sche Pressung 17, 212, 237, 240, 294, 424
Heulen 375
Hobelkämme 71, 92, 251
Hochverzahnung 129, 138, 256, 397, 672
Höfler 601
Höhe bis zum Sehnenmaß 55
Höhenballigkeit 219, 398, 654
Hofer, H. 14, 18, 103
Hohlrad 58, 79

Hollomon-Jaffe-Parameter 638
Honen 401, 487, 536, 578, 590, 602
Hüllkurve 29, 40
Hüllschnittabweichungen 508, 563
Hyperboloid 21

I

Impedanz 369
Impulshärten 436, 614
induktionsgehärtet 144, 149, 480
Induktionshärten 436, 450, 454, 495, 614, 618
Innenradpaare (Auslegung) 121
Innenverzahnung 53
Innenzahnkranz 278, 288
Integraltemperaturverfahren 307, 313
Interferenz 67, 86, 101, 105, 137, 412, 434, 540, 670
isothermisches Umwandeln 608, 613

J

Jominy-Kurve 441

K

Kaltfließpressen 557
Kaltfressen 142, 305
Kaltwalzen 558, 598
Kaltziehen 556
Kankelwitz 13
Kapp 602
Keck 103
Kennzeichnung 544
Kerbempfindlichkeit 272, 277
Kerbparameter 93, 251, 284, 651
Kerbwirkung 15, 29, 72, 93, 131, 251, 669
Kernhärbarkeit 456
Kernhärtetemperatur 484, 612, 625
Klaffungsbetrag 223, 226
Klang 368
Körperschall 371, 376, 379, 386, 401, 412
Körperschallmaß, -pegel 371, 380, 384
Kohlenstoffpegel 621
Kokillengießverfahren 554
Kolbenstrahlerbereich 383
Kombinationsresonanz 196
Komplementbezugsprofil 132
Konstruktion des Gegenprofils 27
Kontaktelastizität 168

Kontaktlinie 73, 169, 203
 Kontaktlinienabweichung 204, 223, 226, 229
 Kontaktlinienlänge 220, 225
 Kontakttemperatur 307, 428
 Kontakttragbild 535
 Konvektion 342, 345, 606, 687
 Koordinatenmessgerät 509
 Koordinatenmessmaschine 510
 Kopf- und Fußrücknahmen 518, 654
 Kopfbahn 29, 39
 Kopfeingriffsstrecke 134
 Kopffaktor 97, 257, 261, 298, 664
 Kopfformkreisdurchmesser 108, 111
 Kopfhöhenänderungsfaktor 67, 86
 Kopfkantenbruch 114, 543, 573, 585
 Kopfkantenvoreingriff 190, 217, 668
 Kopfkreisdurchmesser 54, 83, 134
 Kopfnutkreisdurchmesser 60
 Kopfrücknahme 191, 217, 316, 398
 Kopfrücknahmefaktor 316
 Kopfrundung 29, 49, 72, 86, 89, 93, 97, 137
 Kopfrundungsradius 29, 71, 671
 Kopfspiel 47, 49, 67, 83, 86, 125, 135
 Kopfspielfaktor 102
 Kopplungsfrequenz 371
 Korngrenzenausscheidung 490
 Korngrenzenzementit 498, 636
 Korrekturfaktor, thermischer 303
 Korrosion 140, 144, 301, 359, 488, 546, 550, 641
 Korund 579
 Kräfte an der Schneide 561
 Kraftangriff 12, 169, 184, 252, 257, 264, 299, 669
 Kraftangriffswinkel 184, 264, 299
 Kraftanregung 371, 378
 Kraftpegel 376
 Kraftstufe 317, 680
 Kranzbiegemoment 289
 Kranzelastizität 168
 Kreisbogenverzahnung 12, 23
 Kreisteilungsabweichung 522
 Krümmungsradius 45, 84, 163
 – der Zahnfußkurve 89, 92, 97, 649
 kubisches Bornitrid 579
 Kugelstrahlen 480, 486
 Kühlfaktor 344, 348

Kühlkreislauf 342, 345
 Kühlfaktor 344, 348
 Kühlung 142, 353, 356, 360, 364
 Kurzschlussbereich 384
 Kurzzeitaustenitieren 618
 Kurzzeitbetrieb 354

L

Lärm 368, 371
 Lärminderung, aktiv 412
 Lagerkraft, dynamisch 376
 Lagerluft 228, 232
 Lagerstuhlgestaltung 402
 Lagerverformung 207, 226, 228, 232
 Lagerverschiebung 232
 Lagerzentrierung 233
 Langsamlauf-Verschleiß 325
 Laser-Doppler-Vibrometer 537
 Laserstrahlhärten 619
 Lastkollektiv 152, 155, 159, 244, 267, 295, 356
 Lastverteilung 203, 215, 219
 Lastverteilungsfaktoren 204, 219, 222
 Laufruhe 63, 129, 504
 Lebensdauerfaktor 246, 272, 474
 Lebensdauersicherheit 150
 Lechner 306
 Leerlaufverlust 333
 Legierungsfaktor 620
 Lehrzahnrad 531
 Lewis-Parabel 14
 Litvin 10
 Low-Noise-Shifting-Verfahren 587
 Luftfahrtstahl 459
 Luftschall 371

M

Maag 9, 322, 565, 582, 584, 601
 Maraging-Stahl 472
 Maßänderung 50, 409, 540
 Massentemperatur 307, 312
 Massivumformung 555
 Matschoss 1
 Maximalbeanspruchung 140, 237
 Maximalbelastung 177, 294, 297, 427
 Maximalhärte 452, 462
 Meisterrad 537
 Messzähnezahl 528

Mikro-Härteprüfung 595
Mikromagnetische Multiparameter-
Mikrostruktur-Analyse (3MA) 597
mikromagnetische Randzonenanalyse 596
Mikrostruktur 536
Mindestzähnezahl 88, 106, 137
Mischreibung 304
Mittelspannung 289, 676
Mittelspannungsanteil 292
Mittenrauhwert, arithmetisch 332
Modellbildung 179, 416
Modifikationen 518, 654
Modul 52, 77, 422
Muschenbroek 12

N

Nachgiebigkeit 171, 208, 211
Nahfeld 371
ND/HD-Verfahren 622
Nenndrehzahl 172
Nennleistung 172, 177
Nennspannung 251, 264, 267, 278, 284
Nennviskosität 311, 341
NHD (Nitriding Hardness Depth) 492
nichtlinear 168, 188, 195, 376, 659
Niemann, G. 15, 17, 190, 306, 357, 666
Niles 93, 583, 601
Nitalätzung 596
Nitridschicht 471, 636
Nitrierbarkeit 469
Nitrierbedingungen 468
Nitrieren 436, 546, 633
Nitrierhärte tiefe 467, 490, 492, 495, 546
Nitrierschicht 468, 496
Nitrierstähle 491
Nitrocarburieren 436, 546, 633
Normalglühen 607
Normalmodul 81
Normalschnitt 77, 81
Normalteilung 82
Normalverteilung 149, 159
Normschneidrad 107, 125
Nullrad 66
Null-Verzahnung 67
Nutzkreisdurchmesser 86, 102, 109
Nutzleistung 172

O

Oberflächenbehandlung 240, 557
Oberflächenbeschaffenheit, Prüfung 536
Oberflächenschutz 539
Oberflächentemperatur 307
Öleinspritzmenge 345, 361
Öleinspritzung 361
Ölstandsmessung 361
Ölüber Temperatur 344, 352, 356
Ölviskosität 143, 307, 357, 360
Oktavbandspektrum 369
Optimierung 416, 498, 586, 669
optische Überwachung 597
Oster 303
Oxidationskennzahl 634

P

PACVD (Plasma-Assisted Chemical Vapour
Deposition) 640
Palmgren-Miner-Regel 156
Parallelschaben 576
parametererregt (rheonom) 19, 188, 196, 235
Parametererregung 192, 195, 375
Passmaß 506
Pegelwert 372
Perlitisieren 608
Pfauder 9, 570
Pfeilverzahnung 21
Philon 1
Phosphatieren 550, 641
Planschverlust 333, 361
Plasmanitrieren 469, 496, 633
plastische Deformation 249, 435
polykristallines Bornitrid 563
Polymerlösung 616, 619, 639
Poren 632, 636
Präzisionsschmieden 556, 598
Profilabweichungen 513,
Profilfräsen 574
Profilieren 586, 589
Profilräumen 577
Profilschleifen 587, 589, 602, 693
Profilüberdeckung 60, 86
Profilverschiebung 8, 45, 53, 65, 68, 423
Profilverschiebungsaufteilung 8, 105, 116,
423, 430, 434, 658
Profilverschiebungsfaktor 53, 65, 69, 85, 94

Profilverschiebungssumme 8, 66, 85, 116, 426, 431
 Protuberanz 50, 53, 90, 102, 258, 573, 658
 Prüfgruppe 504
 Prüfvorschrift 543
 Pulver- und Pastenaufkohlen 622
 Pulverschmieden (Sintern) 556
 Punktberührung 471, 576
 PVD (Physical Vapour Deposition) 640

Q

Querschaben 576
 Querwalzen 558

R

Räderkette 33, 151, 187
 Radial-Axial-Wälzfräsen 572
 Radialflankenspiel 526
 Radialgleitlager 339
 Radialkraft 173
 Radial-Wellendichtring 340
 Radkörper 23, 147, 171, 207, 211, 213, 234, 278
 Radkörperbruch 147
 Radkranz 147, 213, 234, 278, 294
 Räummaschine 578
 Rainflow-Verfahren 152
 Randeinfluss 209, 218, 269
 Randeinflussfunktion 270
 Randentkohlung 482, 498, 556, 628, 665
 Randhärbarkeit 456, 462, 621
 Randkohlenstoffgehalt 620
 Randoxidation 481, 487, 620, 625, 627, 665
 Randschichthärten 436, 454, 545, 614
 Randschichtverfestigen 436
 Rauheitsfaktor 274, 300, 317
 Rauheitsmessung 536
 Reaktionsmoment 36
 rechtssteigend 74
 Reflexionsschallfeld 384
 Reibkraft 173, 181, 319
 Reibungsmoment 338, 684
 Reibungszahl 176, 309, 313, 331, 339
 Reishauer 585, 601, 602, 692
 Rekristallisation des Austenits 607
 Releaux, F. 13, 31
 Resonanzdrehzahl 193, 198
 Resonanzverhalten, nichtlinear 195

Restaustenit 306, 311, 487, 498, 595, 620, 627, 629, 632
 Reversierbetrieb 153
 Ringhon-Verfahren 591
 Rissbildung an der Oberfläche 141
 Rissprüfung 596
 Rissverläufe bei Innenverzahnungen 148
 Ritzeldurchmesser 417
 Rockwellhärte 441, 678
 Röntgendiffraktions-Analyse 595
 Rollgeschwindigkeit 162
 ROTO-FLOW-Verfahren 558
 Rundlaufabweichung 506, 525, 577, 591

S

Satzrad 30, 37, 47
 Schabrad 575, 576
 Schabschleifen 602
 Schadensfunktion 155
 Schadenskraftstufe 317, 319, 321, 681
 Schadenswahrscheinlichkeit 250, 444
 Schälwälzfräsen 564, 570, 572, 585, 600
 Schaftschneidrad 568
 Schall 367, 375, 379, 388, 400, 537
 Schallabsorptionsgrad 411
 Schallausbreitung 369, 371, 373, 410
 Schalldruckpegel 368, 372, 384, 389, 392, 409
 Schallemission 370, 388, 391
 Schallintensitätsmessverfahren 385
 Schallleistung 368, 371, 373, 384, 388
 Schallleistungspegel 368, 372, 374, 384, 388, 392
 Schallpegelmessgerät 386
 Schallschutzkapsel 410
 Scheibenmodell 169, 186
 Scheibenschneidrad 568, 692
 Schichten, galvanisch aufgebracht 550, 641
 Schichttiefe, Kurzzeichen 542
 Schichttyp 472, 636
 Schiebel 9, 18, 103
 Schiele 570
 Schleifabsatz 16, 49, 93, 105, 252, 256, 263
 Schleifbrand 580, 594
 Schleifkorn 578, 594
 Schleiffriss 140, 148, 580, 594, 620
 Schleifschnecke 585, 589, 601, 602
 Schleifverfahren 582

- Schleifwerkzeug 105, 583
Schmalbandspektrum 370
Schmierfilmdicke 301
Schmierfilmfestigkeit 306
Schmierölviskosität 357
Schmierstoff 304, 356
Schmierstoffeinfluss 247, 304, 342, 498
Schmierstofffaktor 309, 317
Schmierungsfaktor 311, 315
Schneidrad 49, 70, 95, 105, 108, 111, 116, 120, 125, 566, 568, 692
Schneidradzähnezahl 99, 121, 125, 251
Schnellarbeitsstähle 562
Schnellepegel 372
Schnellerwärmen 618
Schnittkraft 561, 579
Schnittleistung 561, 579
Schnittmomente 281, 283
Schnittreaktionen 278, 281
Schnitttiefen 123, 585
Schrägenfaktor 243, 267
Schrägungswinkel 31, 75, 77
Schrägungswinkelabweichung 220, 225, 515
Schrägungswinkelkorrektur 219, 230, 235
Schrägverzahnung 72
Schrägzahn 72, 74, 207
Schraubenlinie 74, 526
Schraubgetriebe 21, 557
Schraubwälzprinzip 569, 576, 585, 590
Schriftfeld 544
Schubverformung 168, 211
Schutzgas 556, 607, 613, 626, 639
Schwellbeanspruchung 271, 293
Schwellfestigkeit 240, 271, 274, 292, 677
Schwindung 554
Schwingbeschleunigung 413
Schwinggeschwindigkeit 370, 372, 386
Schwingung 19, 177, 181
Schwingungsmodell 179, 184, 187, 189, 659
Schwingungsverhalten 184, 195
Sehne 55, 85, 526, 531, 541
Seitzinger 307
Selbstabschreckung 614
Sicherheit 150, 157, 245, 249, 275, 280, 294, 297, 310, 313, 320
Siliziumkarbid 579
Sinterkorund 579
Sintern 472, 495, 555, 598
Sinterstahl 472, 495, 619
Smith-Diagramm 293
Sonderverzahnung 129, 399, 568, 674
Spanbarkeit 459, 563, 608
Spannung, äquivalent 156
Spannung, örtlich 251, 266, 276
Spannung, zulässig 13, 249, 275
Spannungsarmglühen 609
Spannungseinflussfunktion 269
Spannungsgefälle, bezogenes 272, 652
Spannungskomponenten 141, 239, 294, 667
Spannungskonzentrationsfaktor 15, 99, 251, 257, 260, 262, 263, 283, 285
Spannungskorrekturfaktor 251, 474
Spannungsverlauf 141, 253, 254, 256, 263, 279, 671
Spannungszyklus 280, 291
Spiegelung 209, 213, 219, 269
Spritzgießverfahren 554
Spritzölfaktor 335
Sprödbruch 145, 249, 276, 295
Sprungüberdeckung 9, 77, 134, 397
Stahlguss 444, 473
Standard-FZG-Test 314
Stegrad 171, 213, 234
Steifigkeitswert 170, 190
Steigungshöhe 75, 567
Steigungsrichtung 74
Stickstoffdiffusion 467, 488, 631
Stillstandsmarkierung 144
Stirn- und Kopfkantenbruch 543
Stirnabschreckhärte 461
Stirnabschreckprobe 441, 460, 464
Stirnabschreckversuch (Jominy-Test) 440, 459
Stirnabstand 441, 457, 460, 463, 484
Stirnfaktor 220
Stirnlastverteilung 203, 220, 225, 244
Stirnmodul 82
Stirnprofil 506
Stirnprofilabweichungen 512
Stirnprofilmodifikationen 518, 542, 656
Stirnschnitt 73, 77, 81
Stirnteilung 82
Stoßbelastung 177, 245, 257, 431, 665
Strangpressen 556, 598
Streckgrenzenverhältnis 490

Streuung,
 - der Belastung, 149
 - Fertigungsabweichungen 227, 322
 - Festigkeitswerte 483, 498
 - Messergebnisse, Schallmessung 391
 Stribeck'sche Wälzpressung 17
 Stülpmoment 281
 Stützwirkung 169, 232, 247, 256, 272, 282,
 288, 424, 427, 472, 639
 Stützziffer 272, 277, 425
 Stufenanzahl 389, 416, 418
 Summengeschwindigkeit 167
 Superschaben 591

T

Tangentialkraft 173
 Tangentialkraft, äquivalente 158
 Tauschschaben 576
 Tauchschmierung 334, 360
 Technologiefaktor 271
 Teileingriffsstrecke 60
 Teilkreisdurchmesser 51, 82, 84
 Teilkreisteilung 52, 87
 Teilschalleistungspegel 384
 Teilüberdeckung 60
 Teilung auf beliebigen Durchmesser 84
 Teilungsabweichung 102, 151, 181, 191,
 200, 220, 224, 246, 400, 510, 522, 524,
 577, 592
 Teilungsmessung im Fräsertal 524
 Teilungsspannenabweichungen 523
 Teilungssprung 523
 Teilungssummenabweichung 523
 Temperaturblitz 19, 240, 312
 Temperguss 449
 Teppichband-Effektivwert 413
 Terzbandspektrum 370
 Tiefnitrieren 491
 Timoschenko, St. 15
 Toleranzfeld 522
 Toleranzsystem 503
 Tonhaltigkeit 372
 Torsions-Biege-Modell 185
 Torsionsverformung 229, 233
 Touch-Honen 591
 Tragbild 535
 Tragfähigkeitsnachweis 237
 Tredgold 13

Triangulationssensor 597
 Tribokorrosion 144, 147
 Tribooxidation 435, 498, 633
 Triboverschleiß 144
 Triebstockverzahnung 1, 12, 21

U

Überdeckungsfaktor 243, 266, 315
 Übergangsdurchmesser (Fußausrundung zu
 evolventischer Flanke) 103, 106
 Überlebenswahrscheinlichkeit 149, 172, 498
 Überrollungszahl 246, 272, 294, 324
 Übersetzung 20, 25, 31
 Übersetzungsaufteilung 418
 Übertragungsabweichung 535
 Übertragungsadmittanz 373
 Übertragungsmaß 370, 372, 404
 Überzug 550, 641
 Umfangsgeschwindigkeit 32, 40
 Umformen 436, 553, 555
 Umlaufhärten 614, 616
 Umlaufrädergetriebe 34, 187
 Unterschnitt 37, 68, 71, 104, 110
 Unterwühlung 49, 102, 106
 Unwucht 181, 379, 581, 586
 Urformen 553, 554, 558

V

Vakuumbeschichten 639
 Verbindungsschicht 467, 488, 490, 544, 546,
 633, 636
 Verbundschicht 469, 636
 Verdrehflankenspiel 526
 Verformung, plastische 144, 146, 249, 274,
 276, 295, 609, 628, 666
 Verformung von Wellen und Lagern 207,
 227, 229, 654
 Verformungsanteile 168, 214
 Verformungseinflusszahlen 169, 206, 213,
 270
 Vergleichsspannung 141, 238, 276, 294, 666
 Vergleichsspannungsmaximum, Tiefe 486
 Vergüten 545, 610
 Vergütungsstähle 445, 452
 Verkupfern 550, 641
 Verlustfaktor 331, 682
 Verlustgrad 18, 330
 Verschleiß 323

- Verschleißabtrag 227, 323
Verschleißformen an der Schneide 561
Verschleißfortschritt 144
Verschleißhochlage 318, 324
Verschleißverlauf 324
Verzahnungsabweichungen 192, 219, 400
Verzahnungsachse 507
Verzahnungsdämpfung 192
Verzahnungsgesetz 25
Verzahnungsqualitäten, erreichbare 543
Verzahnungsreibungszahl 331
Verzahnungsschleifverfahren 582
Verzahnungssteifigkeit 167, 190
Verzug 435, 618, 624, 628, 638
Verzugskorrektur 609, 626, 638
Verzugsmessungen 628
virtuelle Zähnezahl (Ersatzzähnezahl) 87,
170, 647
Viskosität, dynamische 302, 304, 314
Viskosität, kinematische 320, 332, 336, 357
Vollräder 189, 213, 235, 250, 263, 282
Volumen-Momenten-Verhältnis 417
Vorschubeingriffsstörung 116, 123
Vorschubmarkierung 516, 565
V-Null-Verzahnung 67
V-Rad 66
V-Verzahnung 67
- W**
Wälzabweichungen 532
Wälzebene 72, 81
Wälzfräsen 570, 600
Wälzfräser 48
Wälzgeschwindigkeit 6, 40, 143, 324, 326
Wälzhobeln 565, 599
Wälzhonen 590, 602
Wälzkinematik 562, 564, 570, 583
Wälzkreisdurchmesser 59
Wälzkreise 25, 59
Wälzlänge 512
Wälzlappen 592, 603
Wälzlager, Verlustleistung 336
Wälzlagerfrequenz 378
Wälzpressung, Stribecksche 17
Wälzpunkt 7, 18, 26, 58, 60, 68, 72, 93, 134,
143, 164, 167, 173, 177, 181, 237, 241,
302, 309, 315, 320, 331, 682
Wälz-Rundlaufabweichung 534
Wälzschaben 575, 600
Wälzschalen 569, 599
Wälzschleifen 582, 583, 601
Wälzstoßen 566, 599
Wälzzyylinder 32, 72
Wärmdauer 617, 619
Wärmebehandlungsbild 544, 548
Wärmebehandlungsplan 545
Wärmebehandlungstemperatur 642
Wärmebilanz 342, 345, 687
Wärmedurchgang 345
Wärmedurchgangszahl 345
Wärmegrenzleistung 353
Wärmeleitkoeffizient 304
Wärmeleitung 343
Wärmestauwert 18
Wärmestrom 343, 352, 692
Wärmeübergangszahl 345, 347, 350, 689
Wandstärke 406
Warmfließpressen 557
Warmfressen 142, 304
Warmpressen 556, 598
Warmumformung 557
Waschbretteffekt 587
Weber und Banaschek 169, 211
Wechselbeanspruchung 147, 153, 293, 670
Wechseleinflusszahlen 205, 213
Wechselfestigkeit 292, 677
Wechselspannung 18, 139, 140, 250
Weibullverteilung 149
Weichglühen 608
Welligkeit 521
Wendeplatten-Wälzfräser 572
Werkstoffpaarungsfaktor 247
Werkzeugeigenschaft 604
Werkzeugkopfrundung 71, 89, 93, 137
Werkzeugprofil 28, 38, 47, 89, 540, 566,
574, 586, 647
Werkzeugverschleiß 508, 564
Wildhaber-Novikov-Verzahnung 12, 21, 23
Winkelfaktor 315
Winkelmodifikation 518, 541, 656
Wirkleistungsmessung 597
Wirkungsgrad 34, 330, 335, 341, 688
Wöhlerlinie 150, 156, 246, 272, 500, 501
Wöhlerlinienexponent 150
WPM-Verfahren 559
Wuchten 542

- Z**
- Zähigkeit 435, 443, 449, 468, 490, 562, 610, 627, 636
- Zähnezahl, virtuelle 87
- Zähnezahl der Ersatzgeradverzahnung (Ersatzzähnezahl) 87, 89, 91, 170, 647
- Zähnezahlverhältnis 133, 135, 419, 426, 431, 559, 647
- Zahnbelastung 13, 151, 177, 183, 204, 221
- Zahnbreite, gemeinsame 88, 244, 297
- Zahndicke 12, 54, 66, 85, 104, 132, 136, 506, 526, 653
- Zahndickenabmaße 105, 506, 540, 653
- Zahndickensehne 55, 85, 526, 531
- Zahneingriffsfrequenz 182, 196, 372, 378
- Zahneingriffssteifigkeit 375
- Zahneintrittsstoß 190
- Zahnfedersteifigkeit 170
- Zahnflankenkorrektur 398
- Zahnflankenmodifikation 541
- Zahnflankentopografie 511
- Zahnflankentragfähigkeit 237, 297, 420, 665
- Zahnflankenwelligkeitsnormale 509
- Zahnform 69
- Zahnfußbeanspruchung 12, 15, 156, 250, 264, 270, 424
- Zahnfuß-Biegenennspannung 251
- Zahnfuß-Dauerfestigkeit 475, 477, 481, 489
- Zahnfußdicke 89, 95, 103, 648
- Zahnfußeingriffsstörung 107, 108, 111, 121
- Zahnfuß-Grundfestigkeit 437, 445, 475, 477, 481, 489, 493
- Zahnfußhöhe 53
- Zahnfußnennspannung 257, 268, 427
- Zahnfußspannung 16, 61, 62, 250, 253, 263, 280, 297, 422, 427, 474, 669
- Zahnfußtragfähigkeit 219, 250, 278, 297, 422, 424, 431, 676
- Zahngrundhärten 616, 618
- Zahnhöhe 53
- Zahnkopfdicke 55, 121, 126, 131, 136, 324
- Zahnkopfeingriffsstörung 114, 122, 126
- Zahnkopfformkreisdurchmesser 111
- Zahnkopfhöhe 53
- Zahnkraft 151, 159, 172
- Zahnkranzdicke 171, 250, 289
- Zahnlänge, tragende 241
- Zahnlückenhärten 616
- Zahnlückenweite 57
- Zahnnormalkraft 172, 221, 241, 264
- Zahnprofilfläche 47
- Zahnradgeometrie, Entwicklung 9
- Zahnradkörperverformung 213
- Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine 317
- Zahnreibungszahl 313
- Zahnstange 30, 39, 47, 65
- Zahnsteifigkeit 167, 188, 221, 375, 395, 661
- Zahnteilungswinkel 67
- Zahnverformung 17, 49, 167, 169, 188, 191, 200, 207, 221, 225, 397, 399, 654, 661
- Zahnweite 88, 528
- Zeichnungsangaben 539, 544
- Zonenfaktor 243, 245
- ZTU-Diagramm 444, 483
- Zufallsgröße 226
- Zugfestigkeit 444, 449, 453, 470, 493, 545
- Zusatzkräfte 151, 167, 172, 177, 181, 193, 196, 201, 243, 265
- Zweiflankenschliff 584
- Zweiflanken-Wälzabweichung 534
- Zweiflankenwälz-Achsabstand 531
- Zweiflanken-Wälzsprung 534
- Zweikugelmaß 530
- Zweistegrad 213, 234
- Zweizylindermaß 531
- Zwischenglühen 624, 643
- Zwischenrad 33, 154, 187
- Zwischenstufenvergüten 613
- Zykloide 12, 29, 37
- Zykloidenverzahnung 21, 24