

# Maschinenelemente 1

Festigkeit, Wellen, Verbindungen,  
Federn, Kupplungen

2., aktualisierte Auflage

**Berthold Schlecht**

**EXTRAS**  
ONLINE

ALWAYS LEARNING

**PEARSON**

# Maschinenelemente 1



# Maschinenelemente 1

**Festigkeit, Wellen, Verbindungen,  
Federn, Kupplungen**

2., aktualisierte Auflage

**Berthold Schlecht**

## Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.dnb.de> abrufbar.

Die Informationen in diesem Buch werden ohne Rücksicht auf einen eventuellen Patentschutz veröffentlicht.

Warennamen werden ohne Gewährleistung der freien Verwendbarkeit benutzt.

Bei der Zusammenstellung von Texten und Abbildungen wurde mit größter Sorgfalt vorgegangen. Trotzdem können Fehler nicht ausgeschlossen werden.

Verlag, Herausgeber und Autoren können für fehlerhafte Angaben

und deren Folgen weder eine juristische Verantwortung noch irgendeine Haftung übernehmen.

Für Verbesserungsvorschläge und Hinweise auf Fehler sind Verlag und Autor dankbar.

Es konnten nicht alle Rechteinhaber von Abbildungen ermittelt werden. Sollte dem Verlag gegenüber der Nachweis der Rechtsinhaberschaft geführt werden, wird das branchenübliche Honorar nachträglich gezahlt.

Alle Rechte vorbehalten, auch die der fotomechanischen Wiedergabe und der Speicherung in elektronischen Medien.

Die gewerbliche Nutzung der in diesem Produkt gezeigten Modelle und Arbeiten ist nicht zulässig.

Fast alle Produktbezeichnungen und weitere Stichworte und sonstige Angaben, die in diesem Buch verwendet werden, sind als eingetragene Marken geschützt.

Da es nicht möglich ist, in allen Fällen zeitnah zu ermitteln, ob ein Markenschutz besteht, wird das ®-Symbol in diesem Buch nicht verwendet.

10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

20 19 18 17 16 15

ISBN 978-3-82734-268-2 (Buch)  
ISBN 978-3-86326-764-3 (E-Book)

© 2015 Pearson Studium  
ein Imprint der Pearson Deutschland GmbH,  
Lilienthalstraße 2, 85399 Hallbergmoos/Germany  
Alle Rechte vorbehalten  
[www.pearson.de](http://www.pearson.de)  
A part of Pearson plc worldwide

Programmleitung: Birger Peil, [bpeil@pearson.de](mailto:bpeil@pearson.de)  
Korrektorat: Katharina Pieper, Berlin  
Coverbild: © V. Yakobchuk, Fotolia  
Herstellung: Philipp Burkart, [pburkart@pearson.de](mailto:pburkart@pearson.de)  
Satz: mediaService, Siegen ([www.mediaservice.tv](http://www.mediaservice.tv))  
Druck und Verarbeitung: Drukarnia Dimograf, Bielsko-Biala

Printed in Poland

# Inhaltsverzeichnis

<b>Zum Geleit</b>	<b>15</b>
<b>Vorwort zur 2. aktualisierten Auflage</b>	<b>17</b>
<b>Kapitel 1 Maschinenelemente und Konstruktion</b>	<b>19</b>
1.1 Einführung – Formulierung der konstruktiven Aufgabe	20
1.2 Ausgewählte Beispiele technischer Systeme	22
1.3 Versagensursachen von Maschinenelementen	26
1.4 Berechnung von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit	30
1.4.1 Lastannahmen bei dynamischer Beanspruchung (Schwingbeanspruchung)	33
1.4.2 Lastannahmen bei statischer Beanspruchung (Maximalbeanspruchung)	42
1.5 Wirtschaftliche Bedeutung der Konstruktion und Methodisches Konstruieren	44
1.6 Literatur	48
<b>Kapitel 2 Normen, Toleranzen, Passungen und Oberflächen</b>	<b>53</b>
2.1 Einführung	54
2.2 Normen, Richtlinien und Standards	55
2.3 Normzahlen	56
2.4 Toleranzen und Abweichungen	57
2.4.1 Maßtoleranzen	58
2.4.2 Form- und Lagetoleranzen	62
2.4.3 Allgemeintoleranzen	65
2.4.4 Tolerierungsgrundsätze	67
2.5 Passungen	69
2.5.1 System Einheitsbohrung (EB)	70
2.5.2 System Einheitswelle (EW)	71
2.5.3 Beispiele zur Passungsauswahl	71
2.6 Oberflächen technischer Körper	73
2.7 Literatur	82
<b>Kapitel 3 Grundlagen der Festigkeitslehre</b>	<b>85</b>
3.1 Einführung	86
3.2 Gang und Schema einer Festigkeitsberechnung	89
3.3 Ermittlung von Lasten und Beanspruchungen	92
3.3.1 Linear-elastisches Werkstoffverhalten	94
3.3.2 Normalspannungen in Bauteilen – Zug, Druck und Biegung	100
3.3.3 Normalspannungen zwischen Flächen – Flächenpressung	107
3.3.4 Hertzsche Pressung	108
3.3.5 Schubspannungen aus Querkräften – Scheren und Schub	114

3.3.6	Schubspannungen aus Drehmomenten – Torsion . . . . .	116
3.3.7	Knickspannungen . . . . .	119
3.3.8	Wärmespannungen . . . . .	123
3.3.9	Eigenspannungen . . . . .	126
3.4	Behandlung zusammengesetzter Beanspruchungen . . . . .	130
3.4.1	Der lineare oder einachsige Spannungszustand . . . . .	131
3.4.2	Der ebene oder zweiachsige Spannungszustand . . . . .	134
3.4.3	Der räumliche oder dreiachsige Spannungszustand . . . . .	136
3.4.4	Festigkeithypothesen bei zusammengesetzter Beanspruchung. .	137
3.5	Ermittlung der Beanspruchbarkeit . . . . .	144
3.5.1	Beanspruchbarkeit bei statischer Belastung. . . . .	144
3.5.2	Beanspruchbarkeit bei dynamischer Belastung. . . . .	151
3.6	Festigkeitsmindernde Einflüsse – Kerbwirkung, Oberflächen- und Größeneinfluss . . . . .	165
3.6.1	Die Kerbformzahlen $\alpha_\sigma$ und $\alpha_\tau$ . . . . .	166
3.6.2	Die Kerbwirkungszahlen $\beta_\sigma$ und $\beta_\tau$ . . . . .	176
3.6.3	Oberflächen- und Größeneinfluss . . . . .	184
3.6.4	Weitere schwingfestigkeitsmindernde Einflüsse. . . . .	187
3.7	Festigkeitsberechnung – Vergleich von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit . . . . .	188
3.7.1	Statischer Festigkeitsnachweis . . . . .	191
3.7.2	Dauerfestigkeitsnachweis . . . . .	191
3.7.3	Kritische Anmerkungen zur Sicherheitszahl. . . . .	195
3.7.4	Betriebsfestigkeitsnachweis . . . . .	197
3.7.5	Zulässige Flächenpressung und Hertzsche Pressung . . . . .	209
3.8	Festigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie . . . . .	213
3.8.1	Statischer Festigkeitsnachweis . . . . .	223
3.8.2	Ermüdungsfestigkeitsnachweis . . . . .	264
3.8.3	Kerbformzahlen und Kerbwirkungszahlen . . . . .	324
3.8.4	Werkstofftabellen . . . . .	337
3.8.5	FAT-Bauteilklassen. . . . .	364
3.9	Festigkeitsnachweise in Normen und Richtlinien . . . . .	379
3.10	Literatur. . . . .	383

**Kapitel 4 Kleben 395**

4.1	Einführung . . . . .	396
4.2	Funktion und Wirkung – Adhäsion und Kohäsion. . . . .	398
4.3	Herstellen von Klebverbindungen . . . . .	399
4.3.1	Einteilung der Klebstoffe . . . . .	400
4.3.2	Klebtechnik und Oberflächenvorbehandlung . . . . .	402
4.4	Gestaltung von Klebverbindungen. . . . .	403
4.5	Festigkeit von Klebverbindungen . . . . .	405
4.5.1	Berechnung der Beanspruchung in einer einschnittigen Verbindung	407
4.5.2	Berechnung der Beanspruchung in Rundverbindungen und Welle-Nabe-Verbindungen . . . . .	413
4.5.3	Beanspruchbarkeit einer Klebverbindung . . . . .	414
4.5.4	Einflüsse auf die Festigkeit. . . . .	417
4.6	Literatur. . . . .	419

<b>Kapitel 5</b>	<b>Löten</b>	<b>421</b>
5.1	Einführung . . . . .	422
5.2	Funktion und Wirkung . . . . .	424
5.3	Herstellen und Prüfen von Lötverbindungen . . . . .	424
	5.3.1 Lötverfahren . . . . .	426
	5.3.2 Lotarten und Flussmittel . . . . .	427
5.4	Gestaltung von Lötverbindungen . . . . .	429
5.5	Festigkeit von Lötverbindungen . . . . .	432
	5.5.1 Berechnung der Beanspruchung in einer Lötverbindung. . . . .	433
	5.5.2 Beanspruchbarkeit einer Lötverbindung. . . . .	434
5.6	Literatur . . . . .	437
<b>Kapitel 6</b>	<b>Nieten</b>	<b>439</b>
6.1	Einführung . . . . .	440
6.2	Funktion und Wirkung . . . . .	441
	6.2.1 Nietformen und Werkstoffe . . . . .	442
	6.2.2 Herstellung einer Nietverbindung . . . . .	443
	6.2.3 Verbindungsarten und Schnittigkeit . . . . .	446
6.3	Gestaltung von Nietverbindungen. . . . .	447
	6.3.1 Maschinen- und Gerätebau . . . . .	449
	6.3.2 Stahl- und Kranbau . . . . .	450
	6.3.3 Leichtbau, Fahrzeug- und Flugzeugbau. . . . .	451
	6.3.4 Korrosionsschutz . . . . .	452
6.4	Festigkeit von Nietverbindungen . . . . .	452
	6.4.1 Kräfte in Nietverbindungen . . . . .	454
	6.4.2 Berechnung der Beanspruchungen in Nietverbindungen. . . . .	457
	6.4.3 Beanspruchbarkeit einer Nietverbindung . . . . .	458
6.5	Literatur . . . . .	462
<b>Kapitel 7</b>	<b>Schweißen</b>	<b>465</b>
7.1	Einführung . . . . .	466
7.2	Funktion und Wirkung . . . . .	468
7.3	Herstellen und Prüfen von Schweißverbindungen. . . . .	469
	7.3.1 Schweißverfahren. . . . .	470
	7.3.2 Schweißbeignung der Werkstoffe . . . . .	476
	7.3.3 Schweißpositionen. . . . .	479
	7.3.4 Stoß- und Nahtarten sowie Nahtformen beim Schmelzschweißen . . . . .	479
	7.3.5 Stoß- und Nahtarten sowie Nahtformen beim Pressschweißen . . . . .	485
	7.3.6 Gütesicherung von Schweißnähten . . . . .	487
7.4	Gestaltung von Schweißverbindungen . . . . .	489
	7.4.1 Allgemeine Gestaltungsregeln . . . . .	490
	7.4.2 Gestaltungsregeln im Stahlhoch-, Kran- und Brückenbau . . . . .	499
	7.4.3 Gestaltungsregeln im Kessel- und Druckbehälterbau . . . . .	502
	7.4.4 Gestaltungsregeln für Pressschweißverbindungen . . . . .	503

7.5	Festigkeit von Schweißverbindungen . . . . .	504
7.5.1	Festigkeitsnachweis im allgemeinen Maschinenbau. . . . .	507
7.5.2	Festigkeitsnachweis nach der alten DIN 15018. . . . .	520
7.5.3	Festigkeitsnachweis von Pressschweißverbindungen. . . . .	529
7.6	Literatur. . . . .	533
<b>Kapitel 8 Schrauben und Schraubenverbindungen</b>		<b>539</b>
8.1	Einführung . . . . .	540
8.2	Funktion und Wirkung. . . . .	541
8.2.1	Gewindearten und Gewindebezeichnungen . . . . .	542
8.2.2	Schrauben- und Mutterwerkstoffe sowie Herstellung. . . . .	546
8.2.3	Grundformen von Schrauben, Muttern und Sicherungen. . . . .	550
8.3	Kräfte und Momente im Gewinde . . . . .	557
8.4	Gestaltung und Beanspruchung von Schraubenverbindungen . . . . .	561
8.4.1	Gestaltung der Gewindeteile . . . . .	562
8.4.2	Gestaltung der Schraubenverbindungen . . . . .	564
8.4.3	Grundlagen zur Berechnung von Schraubenverbindungen . . . . .	570
8.4.4	Kräfte und Verformungen bei statischer Betriebskraft als Längskraft. . . . .	574
8.4.5	Kräfte und Verformungen bei dynamischer Betriebskraft als Längskraft. . . . .	576
8.4.6	Einfluss der Krafteinleitung in die Verbindung. . . . .	577
8.4.7	Kräfte und Verformungen bei Verwendung von Dehnschrauben. . . . .	580
8.4.8	Setzen der Verbindung . . . . .	580
8.4.9	Kräfte und Verformungen bei statischer oder dynamischer Querkraft . . . . .	582
8.4.10	Sichern von Schraubenverbindungen . . . . .	588
8.5	Montage von Schraubenverbindungen . . . . .	590
8.5.1	Streuung der Montagevorspannkraft beim Anziehen . . . . .	590
8.5.2	Kräfte und Momente beim Anziehen und Lösen. . . . .	593
8.6	Festigkeit von Schraubenverbindungen . . . . .	595
8.6.1	Grundsätzliche Vorgehensweise bei der Berechnung . . . . .	596
8.6.2	Überschlägige Schraubenberechnung nach VDI 2230. . . . .	597
8.6.3	Schraubenauswahl und Beanspruchbarkeit im Maschinenbau . . . . .	597
8.6.4	Einhaltung der maximal zulässigen Schraubenkraft. . . . .	602
8.6.5	Einhaltung der maximal zulässigen Dauerschwingbeanspruchung . . . . .	602
8.6.6	Einhaltung der Flächenpressung an der Schraubenkopf- und Mutterauflagefläche sowie im Gewinde. . . . .	605
8.6.7	Beanspruchbarkeit von Schrauben im Kran- und Stahlbau . . . . .	607
8.6.8	Konstruktive Maßnahmen zur Steigerung der Dauerfestigkeit . . . . .	609
8.7	Bewegungsschrauben und Spindeln . . . . .	611
8.7.1	Kinematik der Bewegungsschraube . . . . .	613
8.7.2	Auslegung und Berechnung von Spindel und Mutter. . . . .	614
8.8	Literatur. . . . .	617

<b>Kapitel 9</b>	<b>Stift-, Bolzenverbindungen und Sicherungselemente</b>	<b>623</b>
9.1	Einführung . . . . .	624
9.2	Funktion und Wirkung . . . . .	624
9.2.1	Stifte – Bauformen, Werkstoffe, Normen und Einsatzbeispiele . . .	624
9.2.2	Bolzen – Bauformen, Werkstoffe, Normen und Einsatzbeispiele. .	630
9.2.3	Sicherungselemente – Bauformen, Werkstoffe, Normen und Einsatzbeispiele . . . . .	631
9.3	Beanspruchung von Stift-, Bolzenverbindungen sowie Sicherungselementen. . . . .	634
9.3.1	Stiftverbindungen . . . . .	634
9.3.2	Bolzenverbindungen . . . . .	637
9.3.3	Sicherungselemente . . . . .	642
9.4	Festigkeit von Stift-, Bolzenverbindungen sowie Sicherungselementen. . .	643
9.4.1	Beanspruchbarkeit von Stift- und Bolzenverbindungen. . . . .	643
9.4.2	Beanspruchbarkeit von Sicherungselementen . . . . .	646
9.5	Literatur . . . . .	646
<b>Kapitel 10</b>	<b>Federn</b>	<b>649</b>
10.1	Einführung . . . . .	650
10.2	Funktion und Wirkung von Federn. . . . .	653
10.2.1	Federkennlinie und Federrate . . . . .	655
10.2.2	Arbeitsvermögen und Wirkungsgrad. . . . .	656
10.2.3	Nutzungsgrad . . . . .	657
10.2.4	Dämpfungsvermögen . . . . .	659
10.2.5	Zusammenschaltung von Federn. . . . .	660
10.2.6	Metallische Werkstoffe für Federn. . . . .	662
10.2.7	Nichtmetallische Werkstoffe für Federn . . . . .	663
10.3	Gestaltung und Beanspruchung von Federn. . . . .	665
10.3.1	Zug-Druckfedern. . . . .	666
10.3.2	Biegefedern . . . . .	673
10.3.3	Torsions-(Dehnungs-)federn . . . . .	687
10.3.4	Gummifedern . . . . .	700
10.4	Festigkeit von Federn. . . . .	707
10.4.1	Beanspruchbarkeit von Metallfedern. . . . .	708
10.4.2	Beanspruchbarkeit von Gummifedern. . . . .	715
10.5	Literatur . . . . .	716
<b>Kapitel 11</b>	<b>Wellen und Achsen</b>	<b>719</b>
11.1	Einführung . . . . .	720
11.2	Funktion und Wirkung . . . . .	721
11.2.1	Bauformen von Wellen und Achsen . . . . .	723
11.2.2	Werkstoffe, Halbzeuge und Herstellung . . . . .	728
11.3	Gestaltung und Berechnung von Wellen und Achsen . . . . .	729
11.3.1	Beanspruchungs- und verformungsgerechte Gestaltung. . . . .	731
11.3.2	Angreifende Kräfte und Momente . . . . .	737
11.3.3	Entwurfsberechnung – Überschlägiger Wellendurchmesser . . . . .	742

11.4	Festigkeit von Wellen und Achsen . . . . .	744
11.4.1	Nachweis der Sicherheit gegen Überschreiten der Dauerfestigkeit. . . . .	746
11.4.2	Nachweis der Sicherheit im Zeitfestigkeitsbereich unter Verwendung von Lastkollektiven. . . . .	760
11.4.3	Nachweis der Sicherheit gegen Überschreiten der Fließgrenze und Gewaltbruch. . . . .	764
11.4.4	Nachweis der Einhaltung der zulässigen Flächenpressung und Scherspannung . . . . .	771
11.4.5	Nachweis der Einhaltung der zulässigen Verformung . . . . .	771
11.5	Dynamisches Verhalten von Wellen und Achsen . . . . .	776
11.5.1	Biegeschwingungen . . . . .	776
11.5.2	Torsionsschwingungen . . . . .	780
11.5.3	Auswuchten . . . . .	784
11.6	Literatur. . . . .	787

**Kapitel 12 Welle-Nabe-Verbindungen 793**

12.1	Einleitung, Funktion und Wirkung . . . . .	794
12.2	Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen. . . . .	798
12.2.1	Passfedern und Scheibenfedern . . . . .	798
12.2.2	Keilwellen- und Zahnwellenverbindungen. . . . .	801
12.2.3	Polygonwellenverbindungen . . . . .	804
12.2.4	Stirnzahnverbindung . . . . .	807
12.3	Reibschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen . . . . .	808
12.3.1	Zylindrische Pressverbindungen . . . . .	811
12.3.2	Konische Pressverbindungen (Kegelpressverbindungen) . . . . .	822
12.3.3	Gestaltung von Pressverbindungen . . . . .	826
12.3.4	Klemmverbindungen . . . . .	828
12.4	Vorgespannte Formschlussverbindungen . . . . .	831
12.4.1	Längskeilverbindungen. . . . .	832
12.4.2	Weitere Keilverbindungen . . . . .	834
12.5	Spannelementverbindungen . . . . .	834
12.5.1	Ringkegel-Spannelemente, Spannsätze und Schrumpfscheiben . . . . .	835
12.5.2	Sternscheiben, Druckhülsen und Toleranzringe. . . . .	839
12.5.3	Hydraulische Spannbuchsen . . . . .	840
12.6	Festigkeitsabfall in Welle-Nabe-Verbindungen . . . . .	841
12.7	Literatur. . . . .	842

**Kapitel 13 Kupplungen und Bremsen 847**

13.1	Einführung . . . . .	848
13.2	Funktion und Wirkung. . . . .	848
13.3	Berechnungsgrundlagen zur Auslegung von Kupplungen und Bremsen . . . . .	854
13.3.1	Betriebsverhalten von Antriebsmaschine, Kupplung und Arbeitsmaschine . . . . .	854
13.3.2	Auslegung von nicht schaltbaren Kupplungen . . . . .	857
13.3.3	Auslegung von schaltbaren Kupplungen. . . . .	863
13.3.4	Auslegung von mechanischen Bremsen . . . . .	867

13.4	Bauarten von nichtschalbaren Kupplungen .....	870
13.4.1	Starre Kupplungen .....	870
13.4.2	Nachgiebige Wellenkupplungen .....	872
13.5	Bauarten von schaltbaren Kupplungen .....	892
13.5.1	Fremdbetätigte Kupplungen .....	892
13.5.2	Selbsttätig schaltende Kupplungen .....	895
13.6	Bauarten von Bremsen .....	899
13.6.1	Trommelbremsen (Backenbremsen) .....	899
13.6.2	Scheibenbremsen und Kegembremsen .....	902
13.7	Literatur .....	905

**Register****909**



*In Dankbarkeit gewidmet*

*meiner Frau Stefanie und unseren Kindern Leonie Annika,  
Berthold Georg und Konrad Julius*

*sowie allen Studenten Dresdens, Sachsens und der Welt*

*mit einer natürlichen Neugier auf die vielfältigen Möglichkeiten  
und Herausforderungen des Ingenieurwesens*



# Zum Geleit

Die klassischen Maschinenelemente gehören – genauso wie Mathematik, Mechanik, Thermodynamik und Regelungstechnik – zum grundlegenden Rüstzeug des modernen, gut ausgebildeten Ingenieurs aller Fachdisziplinen. Dabei ist es nebensächlich, ob es sich um eine Hochschul- oder Fachhochschulausbildung handelt, und auch die Graduierung zum Master oder Bachelor erfordert umfangreiche Kenntnisse über die Maschinenelemente.

Vor diesem Hintergrund enthält der vorliegende Band 1 den ersten Teil der klassischen Maschinenelemente in 13 Kapiteln, wie ich sie in den Vorlesungen des Grundstudiums Maschinenbau und Mechatronik an der TU Dresden behandle und wie sie auch an anderen Universitäten und Fachhochschulen unterrichtet werden. Die Schwerpunkte liegen auf einer ausführlichen Darstellung der Festigkeitsberechnung statisch und insbesondere dynamisch beanspruchter Maschinenelemente sowie der Auslegung und Berechnung von Wellen und Achsen unter besonderer Berücksichtigung antriebstechnischer Anwendungen. Zur Einführung in die Thematik dynamisch beanspruchter Maschinen und Anlagen nutze ich Beispiele ausgeführter technischer Systeme aus verschiedensten Branchen, die auch in den folgenden Kapiteln zum Kleben, Lötten, Schweißen, Nieten und Schrauben sowie zu Federn, Bolzen-, Stift- und Welle-Nabe-Verbindungen und Kupplungen immer wieder als Beispiele Verwendung finden. Einführende Betrachtungen zu Normen, Richtlinien, Toleranzen und Oberflächen runden den ersten Band ab.

Der zweite Band des Gesamtwerkes „Maschinenelemente“ wird die Wälz- und Gleitlager, Großwälzlager, Führungen und Dichtungen sowie Umschlingungsgetriebe (Riemen- und Kettentriebe) und Zahnradgetriebe darstellen, wobei hier insbesondere neben den Grundlagen auch auf die Besonderheiten der Auslegung und Berechnung von Planetengetrieben eingegangen wird.

Der didaktische Aufbau des vorliegenden Buches ist mit geprägt durch meinen beruflichen Hintergrund; ich war in verschiedenen Branchen und Verantwortlichkeiten für Konstruktionen des Einzel- und Sondermaschinenbaus zuständig. In fast allen Einsatzfällen war und ist der Nachweis der Festigkeit eines Bauteiles unter statischen und dynamischen Belastungen die zentrale Aufgabe, weshalb die Ausführungen zur Festigkeitsberechnung einen entsprechend breiten Raum im Buch einnehmen. Dabei ist auch heute noch die Nachweisführung oftmals schwierig, da sowohl die einwirkenden Lasten (als Eingangsgrößen) in vielen Fällen nur ungenügend bekannt sind als auch die Bestimmung der zulässigen Beanspruchungen (Beanspruchbarkeiten) oftmals Probleme bereitet.

Dementsprechend ist das Buch in nahezu allen Kapiteln nach dem gleichen Schema aufgebaut, so dass sich dem Studenten die erforderlichen Schritte nachvollziehbar einprägen und der Praktiker mit einem kurzen Nachschlagen die gewünschten Informationen findet. So erkläre ich nach einleitenden Bemerkungen zu jedem Maschinenelement Funktion und Wirkung und bringe gestalterische Hinweise, denen dann ein Festigkeitsnachweis in Form des Vergleiches von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit folgt. In allen Fällen werden auf der Grundlage von einwirkenden Kräften die daraus entstehenden Beanspruchungen ermittelt; Werte zur Beanspruchbarkeit finden sich immer am Ende eines jeden Kapitels.

Da das Verständnis für die Maschinenelemente eng mit zeichnerischen Darstellungen verknüpft ist, bieten das Konzept der zweifarbigen Buchgestaltung und in vielen

Fällen sogar die 3D-Darstellung anstelle von 2D-Ansichten neue Möglichkeiten der graphischen Stoffvermittlung. Gleichwohl habe ich bei der kompletten Neuerstellung von Grafiken oftmals auch auf bewährte Vorlagen zurückgegriffen, die ich schon aus meiner eigenen Studienzeit kenne und die sich nicht weiter verbessern lassen, wobei nach Möglichkeit die ursprüngliche Quelle zitiert wird.

Da eine vollkommene Neubearbeitung eines so umfangreichen Lehrgebietes auch bei gründlichsten Recherchen und Ausarbeitungen zwangsläufig nicht fehlerfrei sein kann, freuen der Verlag und ich uns über jeden Hinweis zur Berichtigung oder zur besseren Darstellung des Stoffes.



Aufgrund der Themenfülle und der gleichzeitig erforderlichen Beschränkung des Buchumfangs stelle ich statt im Buch selbst auf der **Companion Website (CWS)** des Verlags Pearson Studium, zu erreichen unter [www.pearson-studium.de](http://www.pearson-studium.de), begleitende Übungsaufgaben zur Verfügung. Sie erleichtern die gezielte Vor- und Nachbereitung von Vorlesungen, Übungen und Prüfungen. Unabhängig vom gedruckten Buch wird diese Aufgabensammlung kontinuierlich ausgebaut und aktualisiert, so dass der Student den gelernten Vorlesungsstoff anhand von Beispielen, Aufgaben und zugehörigen Musterlösungen vertiefen kann. Für den Dozenten stehen dort alle im Buch verwendeten Abbildungen und Tabellen als PowerPoint-Folien zur freien Verfügung. Damit lässt sich das Buch relativ einfach im Unterricht verwenden, da die aufwändige Erstellung von Grafiken entfällt.

Abschließend bleibt mir nur noch, mich bei all jenen zu bedanken, die mir auf meinem bisherigen Lebensweg mit Rat und Tat zur Seite standen und hoffentlich auch zukünftig immer ein offenes Ohr für mich haben werden. Stellvertretend für viele seien hier mein Doktorvater, Herr Prof. Dr.-Ing. Dieter Wünsch, und mein langjähriger Freund und Förderer in der Industrie, Herr Dr.-Ing. Dieter Jahn, genannt. Ersterer hat mein Interesse am Groß- und Schwermaschinenbau, insbesondere in der Hütten-, Kran- und Antriebstechnik, geweckt. Letzterer hat die praktische Vertiefung der Kenntnisse im Werk Lübeck der Krupp Fördertechnik und in vielen Tagebauen der Welt gefördert. Ein sehr persönlicher Dank geht an den Leitenden Oberarzt der Spezialklinik für Verbrennungen der Medizinischen Universität zu Lübeck, Herrn Dr. med. Werner Eisenbeiß, dessen Akribie bei meiner Gesunderhaltung ich es zu verdanken habe, dass ich auch weiterhin mit beiden Beinen im Leben stehen kann.

Seit meiner Berufung auf den Lehrstuhl für Maschinenelemente an der TU Dresden im Januar 2001 kann ich mich in besonderem Maße auf meinen Oberingenieur, Herrn Dr.-Ing. Michael Senf, verlassen, und mittlerweile steht mir dort auch eine hochmotivierte Mannschaft von wissenschaftlichen Mitarbeitern zur Seite, die mir das eigenständige Verfassen des vorliegenden Lehrbuches erlaubt hat, ohne dass in der Zwischenzeit der Forschungs- und Lehrbetrieb spürbar leiden musste. Stellvertretend für die vielen fleissigen Studenten, die bei der Erstellung von Zeichnungen mitgearbeitet haben, danke ich Herrn cand. Ing. Tobias Heine für seinen unermüdlichen Einsatz. Meinem Vater, Herrn Erwin Schlecht, danke ich für die Vorkorrektur des gesamten Textes.

An den Lektor des Buches, Herrn Dr. Rainer Fuchs, sowie an alle Mitarbeiter des Verlages geht ein Dank für die straff durchorganisierte und terminorientierte Zusammenarbeit, bei der trotz allem auch die Geduld nicht auf der Strecke blieb.

Zum Schluß, aber nicht an letzter Stelle, bedanke ich mich bei meiner Frau und unseren Kindern, die durch ihre Rücksichtnahme und ihr Verständnis die Bearbeitung und Fertigstellung des Buches wesentlich erleichtert haben.

Dresden und Tankenhagen

*Berthold Schlecht*

---

# Vorwort zur 2. aktualisierten Auflage

Nach mittlerweile 15 ereignisreichen Jahren in der akademischen Forschung und Lehre und nunmehr 8 Jahren seit dem erstmaligen Erscheinen dieses Buches sei mir der folgende Einstieg in dieses Vorwort gestattet.

Solange deutsche Firmen des Maschinen-, Anlagen- und Fahrzeugbaus wider allen Wenden und Widrigkeiten mit ihren hochwertigen Erzeugnissen immer noch führend im Export bestehen können, werden wohl auch die Maschinenelemente gebraucht, weshalb diese – nicht nur an der TU Dresden – weiterhin in angemessenem Umfang gelehrt werden. Im Gegensatz zu vielen anderen Universitäten und Fachhochschulen Deutschlands bilden wir in Dresden aber auch weiterhin mit ein wenig Stolz und großer Freude unseren akademischen Nachwuchs zum weltweit einmaligen und anerkannten Dipl.-Ing. aus, denn Alleinstellungsmerkmale haben noch nie geschadet.

Da die Lehre von den Maschinenelementen eine Erfahrungswissenschaft ist, die sich in vielen Bereichen durch die Grundlagen der theoretischen Wissenschaften der Physik und Mechanik unter Nutzung der Mathematik als Handwerkszeug beschreiben lässt, erwirbt der konstruierende Ingenieur erst im Laufe seiner Berufspraxis aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse aus erfolgreichen Konstruktionen und konstruktiven Misserfolgen ein Gespür für sehr gute konstruktive Lösungen und ein ausgeprägtes Gefühl für Gestaltungsdetails. Sein Erfahrungswissen – oftmals auch als „technisches Gefühl“ bezeichnet – befähigt ihn, die erforderlichen Querschnitte von Bauteilen und die Auswahl von Maschinenelementen ebenso genau wie nach einer Berechnung festzulegen. Als verantwortungsvoller Konstrukteur wird er jedoch seine Konstruktion immer zusätzlich durch nachprüfbare Berechnungen unterstützen.

Hier soll in bewährter Weise die 2. aktualisierte Auflage des vorliegenden Bandes *Maschinenelemente 1 in Studium und Beruf* ein zuverlässiger Begleiter sein. Nach einführenden Betrachtungen zu Normen, Richtlinien, Toleranzen und Oberflächen leiten Beispiele dynamisch beanspruchter Maschinen und Anlagen ausgeführter technischer Systeme aus verschiedensten Branchen über zu einer ausführlichen Darstellung der Festigkeitsberechnung statisch und insbesondere dynamisch beanspruchter Maschinenelemente sowie der Auslegung und Berechnung von Wellen und Achsen unter besonderer Berücksichtigung antriebstechnischer Anwendungen.

Als wesentliche Neuerung hat die vollständige FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ Eingang in das grundlegende Kapitel der Festigkeitsberechnung gefunden. Dabei werden nicht nur die statischen Nachweise und Ermüdungsfestigkeitsnachweise mit Nennspannungen und Örtlichen Spannungen, sondern auch alle Kennwerte der Beanspruchbarkeit zu Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen sowie die FAT-Bauteilklassen für geschweißte Bauteile berücksichtigt.

Somit steht nun auch für den nicht geregelten Bereich der Schweißkonstruktionen im Maschinenbau mit der FKM-Richtlinie ein einheitlicher Berechnungsgang zur Verfügung, der über lange Jahre durch die mittlerweile zurückgezogene DIN 15018 abgedeckt wurde. Um auch weiterhin bereits bestehende Alt-Konstruktionen beurteilen zu können, wurde das Verfahren der DIN 15018 jedoch im Kapitel Schweißen belassen.

Weitere Neuerungen betreffen die Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen im Zeitfestigkeitsbereich unter Verwendung von Lastkollektiven. Ferner wurde das Erscheinen der überarbeiteten und um Blatt 2 ergänzten VDI-Richtlinie 2230 zum Anlass genommen, die Schraubenberechnung zu aktualisieren.

Eine erst beim genaueren Hinsehen auffallende Neuerung ist die vollständige Aktualisierung sämtlicher Verweise auf die gültigen Normen und Richtlinien in den Kapiteln zum Kleben, Löten, Schweißen, Nieten und Schrauben sowie zu Federn, Bolzen-, Stift- und Welle-Nabe-Verbindungen und Kupplungen.

Die bisher noch nicht erwähnten Wälz- und Gleitlager, Dichtungen, Stirnrad-, Kegelrad- und Schneckenverzahnungen sowie Umlaufrädergetriebe, Hüllgetriebe und allgemeine Betrachtungen zu Antriebssystemen enthält Band 2 des Gesamtwerkes *Maschinenelemente*. Eine Zusammenfassung aller Formeln, ausgewählter Bilder und Tabellen findet sich in der ergänzenden Formelsammlung zu Band 1 und 2.

Abschließend sei hinsichtlich der beanspruchungsgerechten Auslegung von dynamisch belasteten Maschinen und Anlagen angemerkt, dass am Lehrstuhl für Maschinenelemente der TU Dresden stetig an einer Zusammenführung der Arbeitsgebiete „Festigkeitsberechnung“, „Verzahnungsberechnung“ und „Ermittlung dynamischer Belastungen“ geforscht wird. Eine Vielzahl von deutschen und europäischen Firmen des Maschinen-, Anlagen- und Fahrzeugbaus hat bereits auf diesen Gebieten vertrauensvoll mit uns zusammengearbeitet, wofür ich allen unseren Industriepartnern ausdrücklich danken möchte, wir werden sie auch zukünftig vertraulich und zuverlässig beraten. Dem studentischen Leser kann ich die Firmen des deutschen und europäischen Maschinen- und Anlagenbaus besonders als zukünftige Arbeitgeber empfehlen, da sie weltweit technisch herausragende Anforderungen in Verbindung mit hervorragenden Arbeitsbedingungen für Ingenieure bieten.

In Erweiterung der Danksagung an meine bereits im Geleit zur 1. Auflage erwähnten Freunde und Förderer ergeht ein besonderer Dank an meine Mitarbeiter Herrn Dipl.-Ing. Wolf Wagner für die gründliche Erstellung der vielen neuen Abbildungen und an die Herren Dipl.-Ing. David Bretschneider, Dipl.-Ing. Henry Graness, Dipl.-Ing. Kai Neikes, Dipl.-Ing. Martin Tragsdorf und Dipl.-Ing. Jörg Wendler für die umfangreiche Aktualisierung der Angaben zu den Normen und Richtlinien.

An den Lektor des Buches, Herrn Birger Peil, sowie an alle Mitarbeiter des Verlages, insbesondere aber an die Korrekteurin, Frau Katharina Pieper, und die Setzerin, Frau Talia Wobig, geht ein Dank für die straff durchorganisierte und terminorientierte Zusammenarbeit, bei der trotz allem auch die Geduld nicht auf der Strecke blieb.

Wie immer zum Schluss, aber nicht an letzter Stelle, bedanke ich mich bei meiner Frau und unseren Kindern, die durch ihre Rücksichtnahme und ihr Verständnis die Bearbeitung und Fertigstellung des Buches wesentlich erleichtert haben.

Dresden und Tankenhagen

*Berthold Schlecht*

# Maschinenelemente und Konstruktion

1

1.1	Einführung – Formulierung der konstruktiven Aufgabe.....	20
1.2	Ausgewählte Beispiele technischer Systeme.....	22
1.3	Versagensursachen von Maschinenelementen....	26
1.4	Berechnung von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit .....	30
1.5	Wirtschaftliche Bedeutung der Konstruktion und Methodisches Konstruieren.....	44
1.6	Literatur.....	48

ÜBERBLICK

### Lernziele

- Kennenlernen der konstruktiven Aufgabe zur Auswahl und Auslegung von Maschinenelementen und Kombination zu einem funktionierenden Gesamtsystem
- Kennenlernen ausgewählter technischer Systeme und ihrer Belastungssituation in der Praxis
- Kennenlernen der Versagensursachen Gewaltbruch, Dauerbruch, Verformung, Korrosion, Verschleiß und Temperatur
- Kennenlernen grundlegender Zusammenhänge zwischen Beanspruchung und Beanspruchbarkeit eines technischen Systems und der darin verwendeten Maschinenelemente
- Kennenlernen der unterschiedlichen Lastannahmen bei dynamischer und statischer Beanspruchung
- Kennenlernen der Begriffe Anwendungsfaktor und Stoßfaktor in Verbindung mit Ermüdungs- und Maximalbeanspruchungen
- Erkennen der wirtschaftlichen Bedeutung der Konstruktion und des methodischen Konstruierens im Rahmen der Produktentwicklung

## 1.1 Einführung – Formulierung der konstruktiven Aufgabe

Alle uns heute bekannten technischen Systeme sind zur Erfüllung einer bestimmten Aufgabe entwickelt, konstruiert und gebaut worden. In Abhängigkeit von den gestellten Anforderungen bestehen diese Systeme aus verschiedenen Teilsystemen und Baugruppen, die sich wiederum aus weiteren einzelnen Elementen, den Maschinenelementen, zusammensetzen.

Die konstruktive Aufgabe des Ingenieurs umfasst nun die geschickte Auswahl und Auslegung dieser einzelnen Maschinenelemente und deren Kombination zu einem funktionierenden Gesamtsystem, entsprechend den Kundenanforderungen, die üblicherweise in einem Pflichtenheft (Lastenheft) zusammengefasst sind. Hierzu sind folgende Kenntnisse erforderlich:

- Kenntnisse zu allen Maschinenelementen unter besonderer Berücksichtigung von Funktion und Wirkung sowie Festigkeits- und Verformungsnachweis
- Kenntnisse der Konstruktionsmethodik zur wissenschaftlichen, methodischen Suche nach Lösungen für die konstruktive Aufgabe

Generell ist die Lehre von den Maschinenelementen auch heute noch eine Erfahrungswissenschaft, die sich in vielen Bereichen durch die Grundlagen der theoretischen Wissenschaften der Physik und Mechanik unter Nutzung der Mathematik als Handwerkszeug beschreiben lässt. Auch ist die Weiterentwicklung einer Konstruktion von der ersten Ausführung bis zur idealen, ausgereiften Form von vielen Erfahrungen abhängig, die bei der Neukonstruktion noch nicht vorlagen oder aber sogar außerhalb des eigentlichen Konstruktionsprozesses liegen. Dabei lassen sich fremde Erfahrungen nur eingeschränkt nutzen, denn sie werden erst durch eigene, vergleichbare Erfahrungen anwendbar und wertvoll.

Demzufolge erwirbt der konstruierende Ingenieur erst im Laufe seiner Berufspraxis aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse aus erfolgreichen Konstruktionen und konstruktiven Misserfolgen ein Gespür für effiziente konstruktive Lösungen und ein ausgeprägtes Gefühl für Gestaltungsdetails. Sein Erfahrungswissen – oftmals auch als „technisches Gefühl“ bezeichnet – befähigt ihn, die erforderlichen Querschnitte von Bauteilen und die Auswahl von Maschinenelementen (z.B. Schrauben und Lager) ebenso genau wie nach einer Berechnung festzulegen. Als verantwortungsvoller Konstrukteur wird er jedoch seine Konstruktion immer zusätzlich durch nachprüfbar Berechnungen unterstützen.

Die stetige Zunahme des Erfahrungswissens bei den Maschinenelementen wurde begleitet durch die Verwissenschaftlichung der Anwendung der Maschinenelemente im Rahmen des Konstruktionsprozesses, was zu dem eigenen Fachgebiet der Konstruktionsmethodik geführt hat [1.16], [1.23], [1.25]. Durch die Konstruktionsmethodik werden dem konstruierenden Ingenieur Hilfsmittel und Verfahren zur Verfügung gestellt, die die schöpferische Seite des Konstruierens stärker unterstützen [1.26], [1.49], [1.50]. Das systematische Vorgehen führt zur Erfassung des gesamten, möglichen Lösungsfeldes für eine bestimmte konstruktive Aufgabe.

Das vorliegende Buch befasst sich nur am Rande mit der Konstruktionsmethodik (siehe Abschnitt 1.5). Entsprechend dem Titel sollen vielmehr die grundlegenden Kenntnisse über Funktion, Wirkung, Auswahl, Auslegung, Berechnung und Kombination von Maschinenelementen im allgemeinen Maschinen-, Anlagen- und Fahrzeugbau behandelt werden. Auch wenn diese Aufgabe zunächst nur eine Teilaufgabe des konstruktiven Entwicklungsprozesses darstellt, so lässt sich die zugeordnete Funktion eines technischen Systems nur durch das Gesamtverständnis des Zusammenwirkens der einzelnen Maschinenelemente und deren sichere, beanspruchungsgerechte Auslegung erzielen.

In diesem Zusammenhang ist die Festigkeit eines Bauteiles oder Maschinenelementes von zentraler Bedeutung für die Funktionalität während der geplanten Nutzungszeit, wobei neben der beanspruchungsgerechten Gestaltung auch die fertigungsgerechte Gestaltung und die wirtschaftliche Herstellung nicht unberücksichtigt bleiben dürfen. Ferner können die Verfügbarkeit von Rohmaterial bzw. Halbzeugen sowie die Größe von Fertigungs- und Montage-Einrichtungen (z.B. Werkzeugmaschinen oder Krantragfähigkeit, Werks- oder Baustellenmontage) Einfluss auf die konstruktive Gestaltung eines Maschinenelementes oder einer größeren Baugruppe haben. Gerade im Einzel- und Sondermaschinenbau sind im Vergleich zur Großserienfertigung häufig Kompromisse erforderlich [1.31], [1.37]. Ungeachtet dieser möglichen Einschränkungen soll im Folgenden der Schwerpunkt jedoch auf die Festigkeit und beanspruchungsgerechte Gestaltung von Maschinenelementen, Bauteilen und Baugruppen gelegt werden, wobei auch bei Bedarf auf Aspekte der wirtschaftlichen Fertigung eingegangen wird.

Zum besseren Verständnis der Komplexität des Einsatzes von Maschinenelementen werden im folgenden Abschnitt zunächst aus verschiedenen Branchen einige technische Systeme vorgestellt, die alle aus einer Vielzahl von Maschinenelementen bestehen. Anschließend werden mögliche Versagensursachen von Maschinenelementen sowie grundlegende Überlegungen zu Belastungen und Beanspruchungen behandelt.

Die Festigkeitsberechnung als zentrales Element der Auswahl und Auslegung von Maschinenelementen wird ausführlich im dritten Kapitel vorgestellt. Die Behandlung der Maschinenelemente im Einzelnen erfolgt in den darauffolgenden Kapiteln, wobei immer wieder auf die grundlegenden Zusammenhänge des Vergleichs von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit gemäß Kapitel 3 eingegangen wird.

## 1.2 Ausgewählte Beispiele technischer Systeme

Auch wenn das vorliegende Buch die einzelnen Maschinenelemente zum Thema hat, so soll doch anhand mehrerer technischer Gesamtsysteme ein Gefühl für den Systemzusammenhang vermittelt werden. Zum einen ist das eine moderne Diesellokomotive mit mechanisch-hydraulischer Leistungsübertragung und einer Nutzungszeit von 30 Jahren, Abbildung 1.1, ein moderner Großhydraulikbagger für Festgesteintagebau mit einer Nutzungszeit von 20 Jahren, Abbildung 1.2, ein schwerer Brückenkran für Stahlwerksanwendungen mit einer Nutzungszeit von 30 Jahren, Abbildung 1.3, die auf absehbare Zeit größte Drehbrücke der Welt mit einer Nutzungszeit von 100 Jahren, Abbildung 1.4, und die momentan zur zunehmenden dezentralen Erzeugung von Energie genutzten Windenergie-Anlagen mit geplanten Nutzungszeiten von 20 Jahren, Abbildung 1.5.

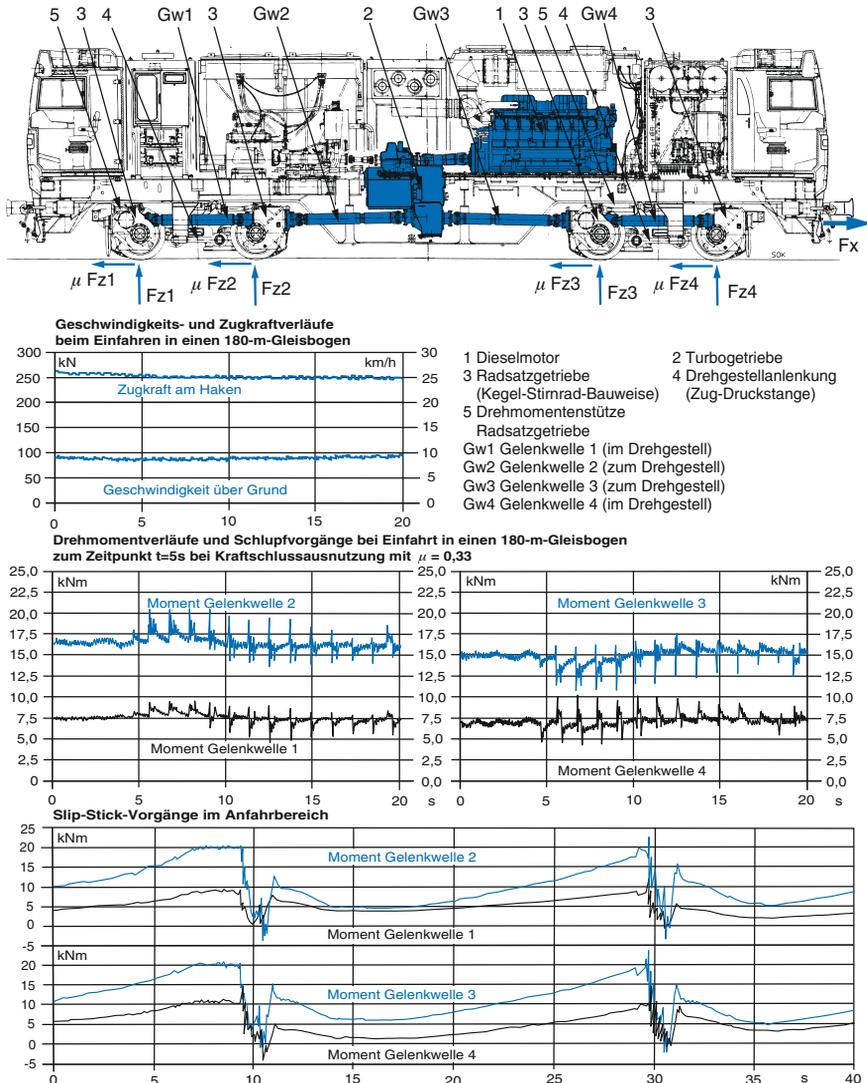


Abbildung 1.1: Diesellokomotive G 2000 Vossloh und dynamische Belastung [1.61]

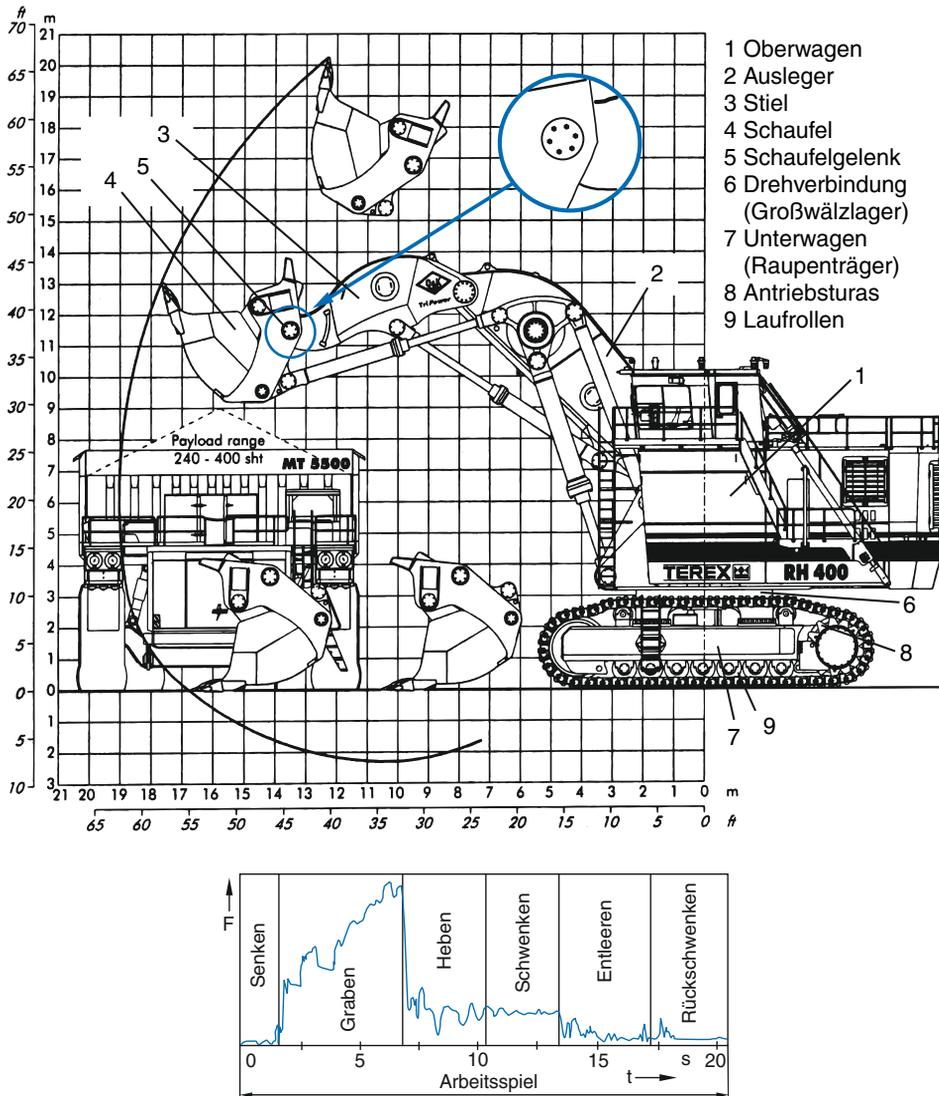


Abbildung 1.2: Großhydraulikbagger Terex RH 400 – Dynamische Belastungen im Betrieb [1.29]

Anhand dieser willkürlich ausgewählten Beispiele aus der Bahntechnik, der Bau- maschinentechnik, der Fördertechnik, dem Ingenieurbau und der Anlagentechnik soll verdeutlicht werden, wozu Maschinenelemente benötigt werden und was man bei ihrer Berechnung berücksichtigen muss und kann. Gleichzeitig sollen diese Beispiele jedoch auch verdeutlichen, dass sie trotz ihrer auf den ersten Blick großen Unterschiedlichkeit in den meisten Detailproblemen gleichen Fragestellungen unterliegen. Daraus leitet sich unter anderem auch die Notwendigkeit ab, dass man als (Ingenieur-)Student gewisse grundlegende Dinge einmal verstanden haben muss, um dieses Wissen auf beliebige technische Systeme branchenunabhängig zur Problemlösung anwenden zu können.

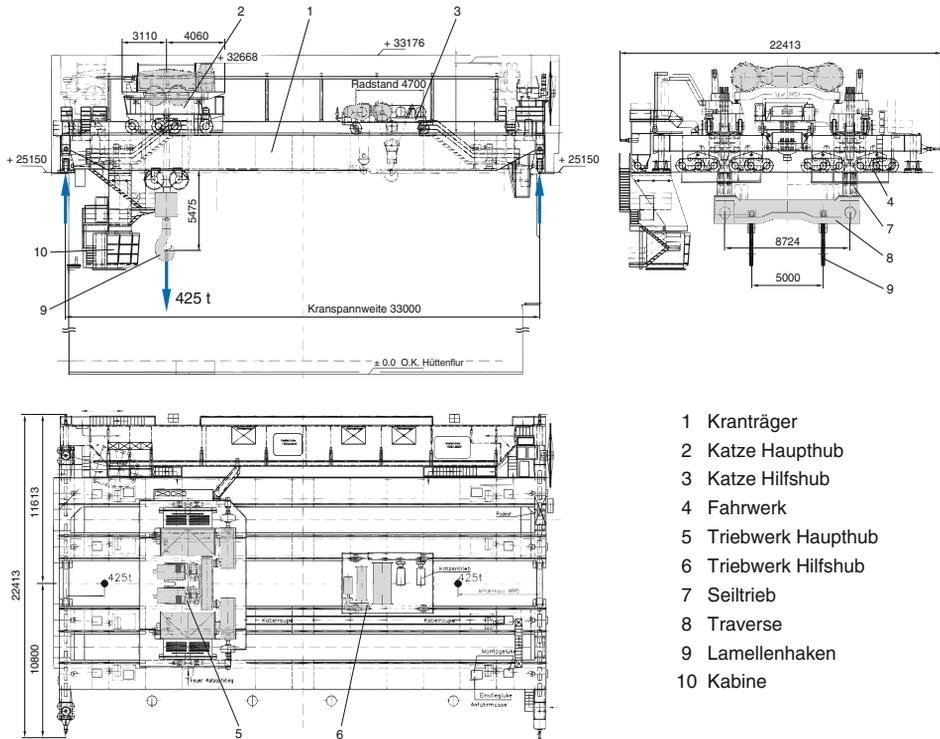


Abbildung 1.3: Gießkran mit 425 Tonnen Tragfähigkeit und 33 Metern Spannweite für Stahlwerksanwendungen [1.21], [1.36]

Bei näherer Betrachtung der Beispiele fällt auf, dass alle Systeme neben einer statischen Gewichtsbelastung hauptsächlich dynamischen Lasten unterliegen. Dies ist nicht nur bei den vorgestellten Beispielen der Fall, sondern branchenunabhängig bei nahezu allen technischen Systemen. Meistens sind es ungewollte Schwingungsbelastungen, die auf ein System einwirken. Diese haben zum einen ihre Ursache in zeitlich veränderlichen Kräften, die aus Arbeits-, Steuer- und Regelvorgängen in Verbindung mit der bestimmungsgemäßen Nutzung eines technischen Systems resultieren (z.B. Beschleunigen und Bremsen eines Fahrzeuges). Zum anderen wirken äußere Kräfte aus der Umgebung auf die Konstruktion ein (z.B. Windböen, Seegang). Sowohl die aus der Nutzung als auch die aus der Umgebung entstehenden Kräfte sind zeitlich veränderlich (dynamisch). Grundsätzlich handelt es sich bei allen technischen Systemen um schwingungsfähige Gebilde, die auf derartige zeitlich veränderliche Anregungen in ihren Eigenfrequenzen antworten. Daraus folgt, dass an Stellen innerhalb der Konstruktion, die genügend weit von der Krafteinleitungsstelle entfernt liegen, dynamische Beanspruchungen auftreten, die sich hinsichtlich Amplitude, Frequenz und Phasenlage von denen der äußeren Anregung erheblich unterscheiden. Noch komplizierter werden diese Zusammenhänge, wenn gleichzeitig mehr als eine zeitlich veränderliche Kraft einwirkt und sich die Steifigkeiten der Konstruktion in den Kraftwirkungslinien erheblich voneinander unterscheiden.

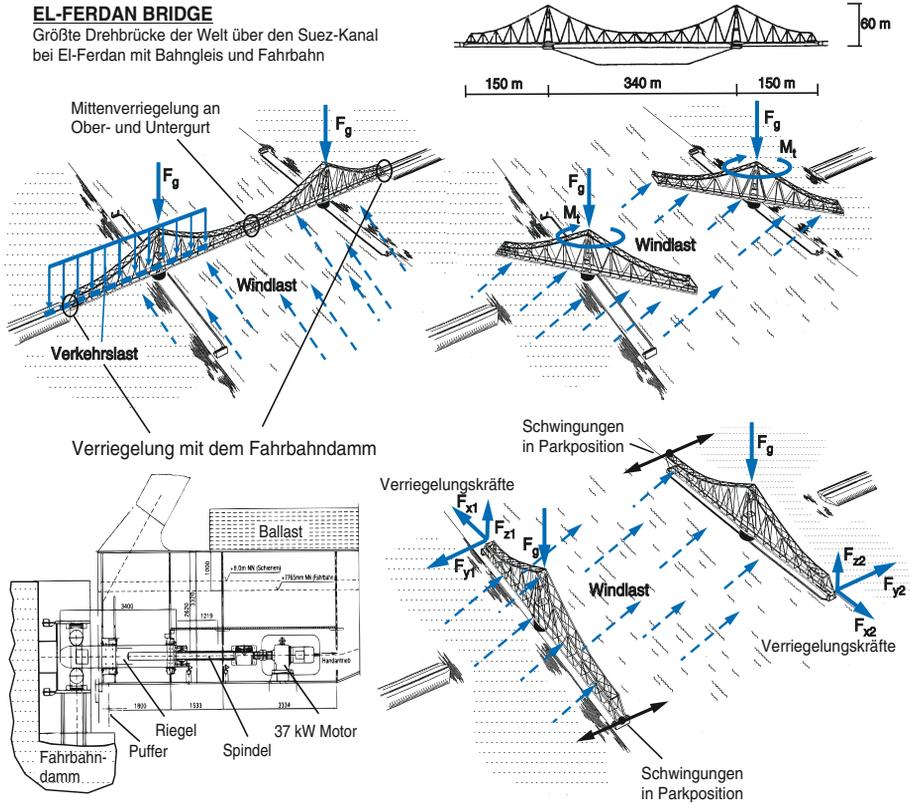


Abbildung 1.4: Drehbrücke El Ferdan – Belastungen im Betrieb [1.32], [1.39]

Nur bei wenigen Maschinensystemen setzt man gezielt Schwingungen ein, um einen gewünschten Verfahrensablauf (Funktion) ermöglichen zu können. Hierzu gehören z.B. unwuchterregte Verdichtungssysteme in der Bau- und Baustoffmaschinenindustrie (Walzen, Betonsteinmaschinen, Rüttelsysteme, Vibrationsrammen), Schwingförderer, Sieb- und Klassiermaschinen in der Verfahrens- und Fördertechnik [1.18], [1.24], [1.34]. In allen anderen Fällen sind diese Schwingungen unerwünscht, müssen jedoch zwangsläufig zum ordnungsgemäßen Betrieb beherrscht werden.

Bei der Lokomotive sind das z.B. Reibschwingungen zwischen Rad und Schiene beim Anfahren und in Kurven, die sich durch den gesamten Antriebsstrang und die Tragkonstruktion (Rahmen) hindurchziehen, Abbildung 1.1. Beim Bagger treten dynamische Grabkräfte auf, die die Hydraulik einschließlich Pumpen und damit ebenfalls den Antriebsstrang sowie den Stahlbau als tragende Struktur belasten, Abbildung 1.2 [1.18], [1.41], [1.42]. Der Gießkran unterliegt erheblichen dynamischen Beanspruchungen in der Stahlbaustruktur und im Antriebsstrang beim Anheben und Absetzen der Last, hinzu kommen thermische Beanspruchungen wegen der rauen Umgebungsbedingungen im Stahlwerk, Abbildung 1.3 [1.21], [1.36]. Bei der Drehbrücke treten dynamische Lasten (horizontal) durch eine stochastische Windanregung sowie vertikal durch Verkehrslasten (Zugüberfahrten) auf. Diese dynamischen Lasten treten übrigens bei allen Brückenbauwerken auf und machen sie zu dynamisch hoch belasteten Strukturen [1.27]. Im Falle der Drehbrücke bzw. anderer beweglicher Brücken resul-

tieren zusätzliche dynamische Lasten aus dem Dreh- und Parkiervorgang, Abbildung 1.4. So kommt es z.B. im Parkierzustand aufgrund einer einseitigen Einspannung der Brücke zu windinduzierten Schwingungen am freien Brückenende und aus der Gesamtverformung resultieren auch ständig oszillierende Bewegungen im Rollenlager, die im Rahmen eines Ermüdungsfestigkeitsnachweises berücksichtigt werden müssen [1.32]. Bei der Windenergie-Anlage schließlich kommt es ebenfalls zu stochastischen Windanregungen auf Rotorblätter und Turm. Schwingungen des Rotors werden auf den Antriebsstrang übertragen, der zusätzlich auch noch die Dynamik des elektrischen Netzes ertragen muss. Schwingungen der Stahlbaustruktur werden über die Lagerung des Antriebsstranges ebenfalls auf diesen übertragen, Abbildung 1.5, [1.35].

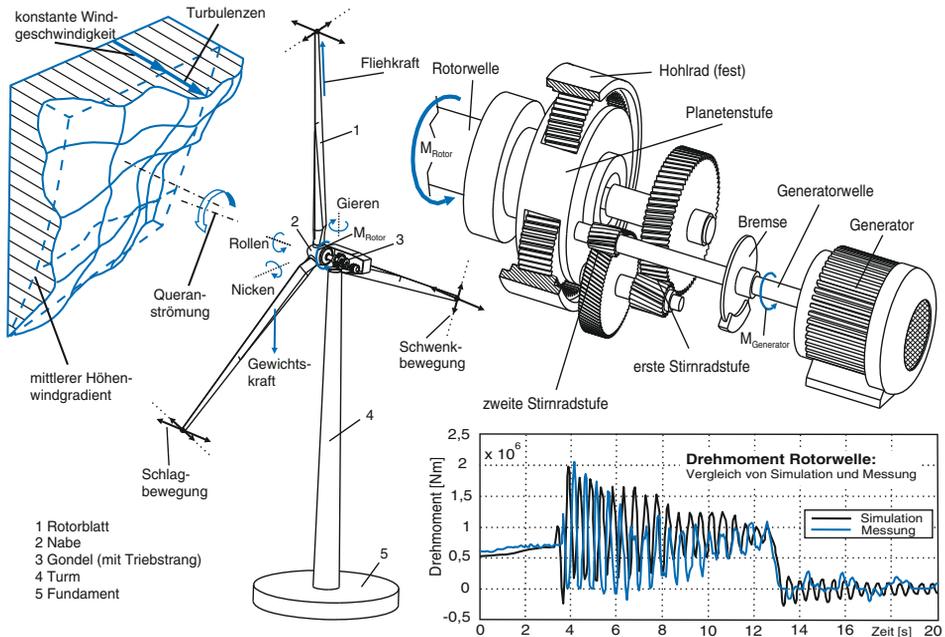


Abbildung 1.5: Windenergie-Anlage und dynamische Belastung [1.35]

### 1.3 Versagensursachen von Maschinenelementen

Es ist leicht einzusehen, dass die im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Lasten direkten Einfluss auf die Festigkeit der Konstruktion insgesamt und natürlich auch auf alle im Kraft- und Momentenfluss liegenden einzelnen Maschinenelemente (Wellen, Kupplungen, Zahnräder, Lager, Schrauben) haben. Die wesentlichen Ursachen, warum ein Bauteil bzw. Maschinenelement seine Funktionsfähigkeit verlieren kann, lassen sich in zwei Gruppen einteilen:

- 1 Versagenskriterien der Belastung – Hierzu gehören Gewaltbruch, Ermüdungsbruch (Dauerbruch) und plastische Verformung
- 2 Versagenskriterien der Anforderung – Hierzu gehören Verschleiß, Korrosion und Elastische Verformung

Das Bauteilversagen durch Gewaltbruch, Ermüdungsbruch oder plastische Verformung tritt immer dann auf, wenn entweder die tatsächlich auftretenden Beanspruchungen größer sind als die Beanspruchbarkeit des Bauteils oder aber die der Berechnung der Beanspruchbarkeit zugrunde liegenden Werkstoffkennwerte haben sich geändert (Materialermüdung oder veränderte Umgebungseinflüsse, z.B. Temperatur).

Dabei entsteht ein Gewaltbruch gemäß Abbildung 1.6 spontan (schlagartig), wenn die vom Werkstoff und der Bauteilgestalt abhängige Tragfähigkeit (Beanspruchbarkeit) eines belasteten Bauteilquerschnittes kleiner ist als die tatsächlich einwirkenden Beanspruchungen aufgrund äußerer Lasteinwirkung. Dies kann bei ruhender, konstanter oder zügig ansteigender Beanspruchung der Fall sein (statische Beanspruchung). Hierzu gehören auch Fliehkrafteinwirkung und seltener auftretende Beanspruchungsspitzen, z.B. beim Anfahren und Bremsen von Anlagen. Eine Gewaltbruchfläche ist eindeutig an der zerklüfteten Oberfläche zu erkennen.

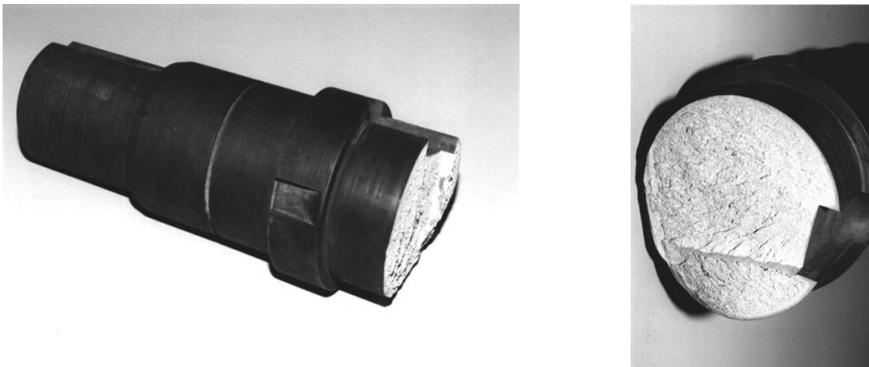


Abbildung 1.6: Gewaltbruch einer Welle eines Getriebeprüfstandes durch Biegung [1.30], [1.44]

Im Gegensatz dazu entstehen Dauerbrüche gemäß Abbildung 1.7 und Abbildung 1.8 über einen längeren Zeitraum, d.h. unter dem Einfluss sehr vieler Lastwechsel (dynamische Beanspruchung bzw. Ermüdungsbeanspruchung), um dann mit einem Gewaltbruch zu enden. Bei jedem Lastwechsel entstehen durch örtliche Spannungsspitzen – insbesondere an gefährdeten Querschnitten (z.B. Kerben) – zunächst kleine Anrisse im Bauteil. Jeder weitere Lastwechsel erzeugt eine weitere Spannungsspitze mit entsprechendem Rissfortschritt. Dieser Vorgang wird dann durch einen Gewaltbruch beendet, wenn der verbleibende Restquerschnitt den einwirkenden Beanspruchungen nicht mehr standhalten kann. Charakteristisch für einen Dauerbruch sind die so genannten Rastlinien, an denen die Pausen zwischen den einzelnen Spannungsspitzen zu erkennen sind, sowie meistens eine matte Oberfläche und die Restbruchfläche (Gewaltbruchfläche).

Die Rastlinien sind besonders gut sichtbar ausgeprägt, wenn die Belastung nicht mit konstanter Größe einwirkt. Liegen dagegen eine konstante äußere Belastung und ein Durchlaufbetrieb vor, so kann die Ausprägung der Rastlinien nicht in dem Maße wie bei Abbildung 1.7 (links) festgestellt werden, Abbildung 1.7 (rechts). Es hebt sich aber die Ermüdungsbruchfläche in ihrem feinkörnigen Aussehen von der Restbruchfläche mit grobkörnigem Bruchbild deutlich ab.

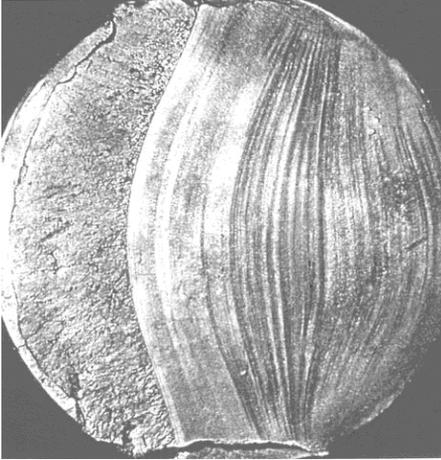


Abbildung 1.7: Dauerbruch einer Welle aus einer Presse (links) und einer Windenergie-Anlage (rechts) durch Biegebelastung [1.30], [1.44]

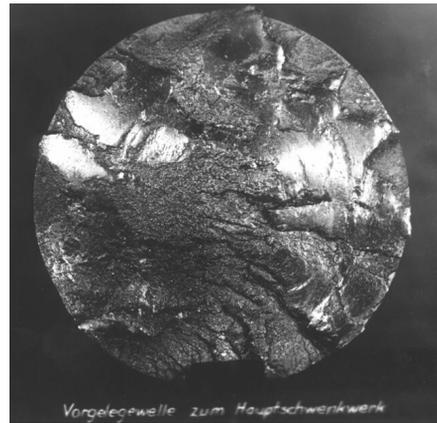
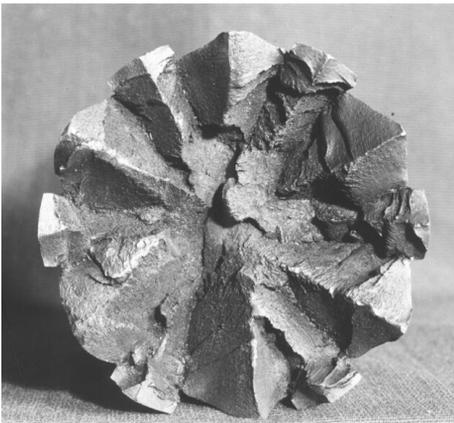


Abbildung 1.8: Dauerbruch einer Welle mit Vielkeilprofil (links) und Passfedernut (rechts) durch Torsionsbelastung [1.30]

Weitere Beispiele für Ermüdungsschäden aufgrund dauernd einwirkender dynamischer Beanspruchungen sind die Grübchenbildung (oftmals auch als Pittingbildung bezeichnet) bei Wälzkörpern und Laufbahnen von Wälzlagern sowie an den Flanken von Zahnrädern, aber auch zwischen Rad und Schiene aufgrund der vorliegenden Hertzschen Pressung im Wälzkontakt, Abbildung 1.9. Bei dem abgebildeten Zahnrad in Abbildung 1.9 (rechts) ist zusätzlich auch noch ein Dauerbruch der Zahnflanke zu sehen, der durch die vorliegende Pittingbildung begünstigt wurde. Im Vergleich dazu treten bei Verzahnungen Ermüdungsbrüche im Zahngrund (Zahnfußbrüche) erheblich häufiger auf.



Abbildung 1.9: Ermüdungsschaden an den Wälzkörpern und der Laufbahn eines Wälzlagers (links) und Grübchenbildung an den Zahnflanken eines schräg verzahnten Großrades eines Schaufelradgetriebes (rechts), zusätzlich ist auch noch ein Zahnbruch (Flankenbruch) aufgetreten [1.47]

Neben dem Bauteilversagen durch Gewalt- oder Ermüdungsbruch kann ein Bauteil seine Funktionsfähigkeit auch durch zu große Maßänderung aufgrund plastischer Verformung verlieren. Dabei reichen die auftretenden Beanspruchungen zwar nicht aus, um einen Bruch zu verursachen, dennoch wird die Beanspruchbarkeit des Bauteils überschritten, der Werkstoff gibt nach, es kommt zur plastischen Verformung und das Bauteil wird unbrauchbar. Bei dem in Abbildung 1.10 gezeigten Wellenzapfen einer Förderbandtrommel hat ein heißgelaufenes Lager zu sehr hohen Temperaturen geführt, die eine deutliche Absenkung der Beanspruchbarkeit bewirkt haben [1.48].



Abbildung 1.10: Plastische Verformung eines Wellenzapfens einer Förderbandtrommel [1.48]

Betrachtet man dagegen die Versagenskriterien der Anforderungen, so können infolge des Bauteileinsatzes Verschleiß, Korrosion und elastische Verformung auftreten. Die Verschleißbeanspruchung ist gekennzeichnet durch einen kontinuierlichen Materialabtrag von einer Bauteiloberfläche und führt zu einer Minderung der Funktion, ab einer bestimmten Verschleißgrenze kann das Bauteil dann auch vollständig versagen. So zeigt Abbildung 1.11 z.B. den Verschleiß einer Zahnflanke im fortgeschrittenen Stadium. Hierdurch wird zum einen der Eingriff gestört, d.h. der Verschleiß der Flanke wird progressiv zunehmen, da die abgetragene Flanke keine ideale Abwälzbewegung mehr zulässt. Auch ist ein Bruch der Flanke vorstellbar, da durch den Materialabtrag der tragende Zahnquerschnitt geschwächt wird. Vergleichbare Probleme treten z.B. auch bei

Radreifen von Bahnfahrzeugen auf, da diese bis zu einem Grenzverschleißmaß abgefahren werden dürfen. Unterhalb dieses Maßes ist das Widerstandsmoment gegen Biegung nicht mehr ausreichend, so dass es zum Bruch des Radreifens unter normalen Betriebslasten kommen kann.

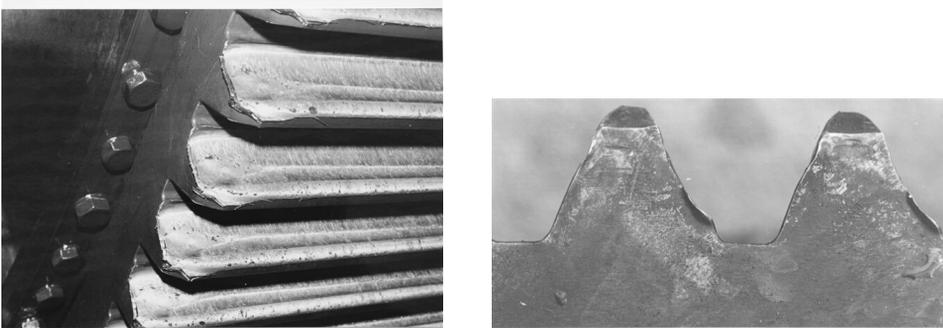


Abbildung 1.11: Abtrag einer Zahnflanke durch Verschleiß am Großrad eines Schaufelradgetriebes [1.47]

Ähnlich wie der Verschleiß führt auch die Korrosion, bedingt durch Umgebungseinflüsse und verschiedene elektrochemische Potentiale der sich berührenden Bauteile, zu einem Materialabtrag, der einerseits durch Gefüge-Umwandlung oder aber durch Schwächung des tragenden Querschnittes zum Bauteilversagen führen kann.

Eine zu große elastische Verformung kann durch statische oder dynamische Belastungen während des Betriebes hervorgerufen werden. Das Bauteil verliert dann seine Funktionsfähigkeit wegen zu großer Maßänderung trotz ausreichender Festigkeit. Beispiele hierfür sind zu große Durchbiegungen bei Getriebewellen, so dass der Zahneingriff gestört wird. Auch haben sich schon Rotorblätter von Windenergie-Anlagen so stark verformt, dass es zum Anstreifen am Turm gekommen ist. Im Gegensatz zur plastischen Verformung ist die elastische Verformung am unbelasteten Bauteil nicht zu erkennen. Die häufigsten Ursachen für die elastische Verformung sind eine falsche Bauteildimensionierung oder aber veränderte Umgebungseinflüsse.

Ergänzend zu den bisher genannten Versagenskriterien ist noch die Temperaturbeanspruchung zu erwähnen, da sie entscheidenden Einfluss auf die Beanspruchbarkeit eines Bauteiles haben kann. Sowohl zu hohe Temperaturen ( $> 120^\circ\text{C}$ ) als auch zu tiefe Temperaturen ( $< -40^\circ\text{C}$ ) mindern die Festigkeitswerte und können damit zum Bauteilversagen durch Kriechen oder Versprödung führen. Des Weiteren können einzelne Bauteile in Abhängigkeit von der Temperatur ihre Eigenschaften ändern (z.B. Reibbeiwert und Lebensdauer von Kupplungsbelägen, Steifigkeit und Dämpfung von Elastomeren).

## 1.4 Berechnung von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit

Zur Vermeidung des im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Bauteilversagens sind bei der Bearbeitung der konstruktiven Aufgabe mehrfach Berechnungen durchzuführen. Ziel dieser Berechnungen ist, einen treffsicheren Tragfähigkeitsnachweis zu erbringen, dass die Beanspruchbarkeit größer ist als die Beanspruchung. Somit sind die folgenden Fragen zu beantworten:

- 1** Welchen Beanspruchungen nach Art und Höhe unterliegen die gesamte Konstruktion bzw. das Maschinenelement im Einzelnen während der geplanten Nutzungszeit?
- 2** Welche Beanspruchbarkeit weist die Konstruktion bzw. das Maschinenelement im Einzelnen auf?

Dabei erweist es sich als grundlegendes Problem, dass ein überprüfbarer und abgesicherter Tragfähigkeitsnachweis nur als Nachrechnung einer gegebenen Konstruktion ausgeführt werden kann [1.6], [1.7], [1.10]. Es müssen nämlich alle grundlegenden Daten – hierzu gehören einerseits alle einwirkenden Lasten, andererseits alle Längen, Durchmesser, Kerbgeometrien, Abmessungen von Lagern, Verzahnungen und Welle-Nabe-Verbindungen sowie die Werkstoff- und Bauteilfestigkeiten – bekannt sein.

Häufig ist ein großer Teil dieser Daten aus vorherigen oder vergleichbaren Konstruktionen bekannt, so dass im Falle einer Anpassungskonstruktion relativ schnell ein neuer Entwurf mit zugehöriger Entwurfsrechnung erstellt werden kann.

Sind die erforderlichen Daten jedoch nicht bekannt – z.B. bei einer völligen Neuentwicklung – so werden im Zuge einer ersten Entwurfsrechnung mit vereinfachten Berechnungsansätzen und wiederum unter Nutzung von Erfahrungsdaten aus vergleichbaren Anwendungen die zur Erstellung eines Entwurfes notwendigen Hauptabmessungen abgeschätzt. Der daraus entstehende Entwurf ist dann die Grundlage für eine genauere Nachrechnung bzw. einen ersten Tragfähigkeitsnachweis.

Die so ermittelten Beanspruchungen vergleicht man nun mit der Beanspruchbarkeit des Bauteiles bzw. der Konstruktion. Dabei empfiehlt es sich in der Entwurfsphase, zunächst jeweils die in den Tabellen der Werkstoffnormen angegebenen Mindestwerte der Werkstofffestigkeiten anzusetzen, es sei denn höhere Werte werden vom Zulieferer oder durch Werkszeugnis garantiert. Lässt sich über das Verhältnis von Beanspruchbarkeit zu Beanspruchung eine Mindestsicherheit  $S_{min} > 1$  nachweisen, so kann eine ausreichende Tragfähigkeit erwartet werden. In Abhängigkeit vom Einsatzfall und vom Schadensrisiko (Gefährdung von Personen oder Sachen im Schadensfall) wird man jedoch höhere Mindestsicherheiten ansetzen (siehe auch Kapitel 3). Ist die ausgewiesene Sicherheit zu klein, ist der Entwurf durch Änderung der Abmessungen, Gestaltung oder Einsatz höherwertiger Werkstoffe anzupassen. Dies gilt umgekehrt auch bei zu hohen Sicherheiten, da dann wahrscheinlich eine Überdimensionierung mit zu hohem Gewicht oder auch zu hohen Kosten vorliegt.

Der Entwurf einer Konstruktion mit zugehörigem Tragfähigkeitsnachweis ist demzufolge schrittweise zu optimieren. Mittlerweile kann ein großer Teil der dabei anfallenden Arbeiten rechnergestützt erfolgen, indem parametrisierte CAD-Modelle einerseits und umfassende Berechnungsprogramme andererseits, z.B. zur Wellen-, Lager- und Verzahnungsberechnung sowie numerische Verfahren wie die Finite-Elemente-Methode (FEM), Boundary-Elemente-Methode (BEM) und die Mehrkörper-Simulation (MKS) verwendet werden [1.1], [1.38]. Wesentlich dabei ist jedoch, dass die Programme den konstruierenden Ingenieur von Routinetätigkeiten entlasten und bei der kreativen Konstruktionstätigkeit unterstützen sollen. Generell sind die Berechnungsergebnisse auf ihre Plausibilität zu überprüfen. Die Gesamtverantwortung für die Konstruktion hat der Ingenieur, nicht das verwendete Berechnungsprogramm!

Ein weiterer wichtiger Schritt zur gelungenen Konstruktion ist die Berücksichtigung der wechselseitigen Beeinflussung von Geometrie und Lastannahmen sowie das Zusammenwirken der Einzelelemente (Mechanik, Elektrik und Steuerung bzw. Rege-

lung) im Gesamtsystem einer Konstruktion. Man muss deshalb bei der Auslegung eines Einzelelementes immer auch das Gesamtsystem im Auge behalten. Viele Schäden resultieren nicht zuletzt daher, dass sich ein Maschinenelement im Vergleich zu einer Einzelbetrachtung in einer Baugruppe anders verhält [1.29], [1.35], [1.40]. Erschwerend kommt hinzu, dass äußere dynamische Lasten aufgrund von Nichtlinearitäten unterschiedliche Reaktionen bei Einzelelementen bewirken können. Gleichsam folgt daraus, dass für die beanspruchungsgerechte Auslegung eines Maschinenelementes oder einer Baugruppe die Grundlagen der Festigkeitsberechnung unbedingt beherrscht werden müssen. Zusätzlich ist es ratsam, sich bei einer Festigkeitsberechnung nicht nur auf einen der Schwerpunkte Lastannahme, Bauteilgeometrie oder Werkstoff zu konzentrieren. Der gute Ingenieur wird alle drei Komplexe gleichberechtigt behandeln, um ein Bauteil, eine Baugruppe oder ein ganzes System beanspruchungsgerecht zu dimensionieren.

Hier sollte August Wöhler (1819–1914), der „königlich preußische Obermaschinenmeister“ der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahnen in Frankfurt an der Oder, als Vorbild dienen. Er hat nicht nur als Erster die Zusammenhänge zwischen der Abnahme der ertragbaren Spannungsamplitude mit steigender Lastwechselzahl erkannt, was zu dem nach ihm benannten Dauerfestigkeitsschaubild „Wöhlerlinie“ führte, sondern er hatte stets das Gesamtproblem vor Augen, das der Ingenieur lösen muss, wenn er Bauteile auf Schwingfestigkeit dimensioniert [1.46], [1.55], [1.56], [1.57], [1.58]. Sowohl die Betriebsbeanspruchungen, d.h. die auftretenden Spannungen als auch die ertragbaren und, daraus abgeleitet, die zulässigen Spannungen müssen bekannt sein.

Demzufolge sind Detailverbesserungen z.B. im Bereich der noch genaueren Beschreibung der Bauteilgeometrie zur Erfassung und Berechnung der Kerbwirkung im 1-Prozent-Bereich unsinnig, wenn gleichzeitig bei der zugehörigen Lastannahme mit Ungenauigkeiten von größer als 10 % gearbeitet werden muss, da die einwirkenden Lasten nur sehr ungenügend genau beschreibbar sind. In solch einer Situation ist es auf jeden Fall besser zu versuchen, die Ungenauigkeiten im Bereich der Lastannahme spürbar zu verringern. Erst dann wird die Festigkeitsberechnung im Endergebnis aussagefähiger.

Ungeachtet aller mittlerweile verfügbaren Berechnungsverfahren sind ausführliche Laborversuche und aufwändige Betriebsmessungen oftmals der einzige Weg zu realistischen Lastannahmen, insbesondere bei überwiegend dynamisch beanspruchten Konstruktionen. Im Labor gehören hierzu Dauerfestigkeitsversuche an Proben oder ganzen Bauteilen bzw. Baugruppen zur versuchstechnischen Ermittlung von Proben- und Bauteil-Wöhlerlinien. Bei Betriebsmessungen an ausgeführten Anlagen wird über einen begrenzten Zeitraum mittels Dehnungsmessstreifen, Beschleunigungs-, Weg- und Temperatureaufnehmern das tatsächliche Beanspruchungsgeschehen ermittelt [1.42].

Grundsätzlich erzeugen die auf ein Maschinenelement einwirkenden äußeren Kräfte und Momente im Inneren Bauteilbeanspruchungen, die sich entsprechend ihrem Verlauf über der Zeit in statische und dynamische Beanspruchungen einteilen lassen, Abbildung 1.12. Auch wenn der statische Beanspruchungsfall einfacher zu berechnen ist, so werden im folgenden Abschnitt zunächst die dynamischen Beanspruchungen behandelt, da die meisten Maschinen und Anlagen nur in Ausnahmefällen ausschließlich einer statischen Beanspruchung unterliegen. Die dynamische Beanspruchung stellt den allgemeineren Belastungsfall dar, die statische Beanspruchung lässt sich als Sonderfall aus der dynamischen Beanspruchung herleiten.

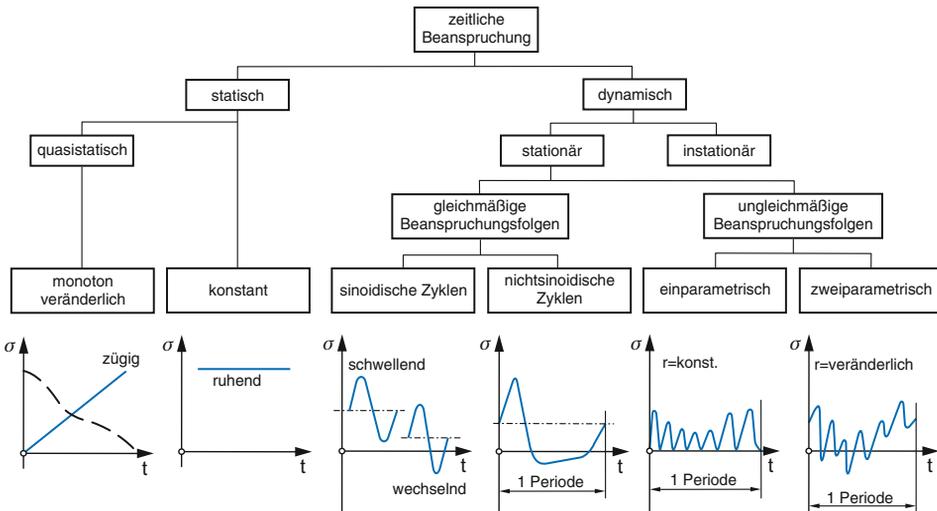


Abbildung 1.12: Einteilung der Beanspruchungs-Zeit-Funktionen und typische Spannungs-Zeit-Verläufe [1.54]

### 1.4.1 Lastannahmen bei dynamischer Beanspruchung (Schwingbeanspruchung)

Dynamische Beanspruchungen (schwingende Beanspruchungen) lassen sich in stationäre und instationäre aufteilen, Abbildung 1.12. Instationäre Schwingungsvorgänge treten z.B. immer beim An- und Abfahren von Anlagen auf. Auch die stochastische Windbelastung einer Windenergie-Anlage, eines Kranes oder einer Brücke (bzw. eines Bauwerkes) führt zu instationären Schwingungen. Die stationären dynamischen Beanspruchungen lassen sich nochmals in gleichmäßige (zyklische) und ungleichmäßige (regellose) Beanspruchungsfolgen untergliedern. In den meisten Fällen lassen sich dynamische Beanspruchungen durch sinusförmige Verläufe mit schwellenden oder wechselnden Anteilen annähern. Demzufolge stellt die sinusartige Beanspruchungs-Zeit-Funktion die Grundfunktion für Dauerfestigkeitsuntersuchungen bzw. -nachweise von Maschinenelementen und Baugruppen bzw. schwingend beanspruchten Konstruktionen dar, was auch bei der sinusförmigen Belastung beim Wöhlerversuch genutzt wird. Aus Abbildung 1.13 ist ersichtlich, dass sich auch tatsächliche, kompliziertere Beanspruchungs-Zeit-Verläufe auf eine vereinfachende sinusförmige Annäherung zurückführen lassen. Dabei entspricht ein Lastspiel  $L$  bzw. die Periodendauer  $T$  einer vollen Sinusschwingung. Das Minimum wird mit der Unterspannung  $\sigma_u$ , das Maximum mit der Oberspannung  $\sigma_o$  bezeichnet. Der stationäre Mittelwert ist die Mittelspannung  $\sigma_m$ , die betragsmäßig gleiche positive und negative Ausschlagsspannung lautet  $\sigma_a$  (siehe hierzu auch Kapitel 3).

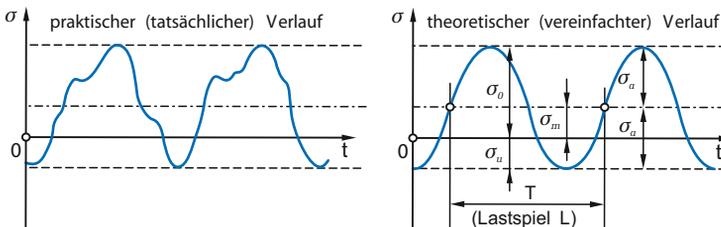


Abbildung 1.13: Beanspruchungs-Zeit-Verlauf – theoretisch und tatsächlich

Betrachtet man vor diesem Hintergrund die ausgeführte Haupthubwinde des Gießkranes (s. Abbildung 1.3) gemäß Abbildung 1.14 mit zwei Motoren, Vorschalt- und Trommelgetrieben sowie zwei Seiltrommeln und einem mehrfach gescherten Seiltrieb, so ist ein ausschließlich statischer Tragfähigkeitsnachweis – wie im folgenden Abschnitt 1.4.2 beschrieben – nicht mehr ausreichend.

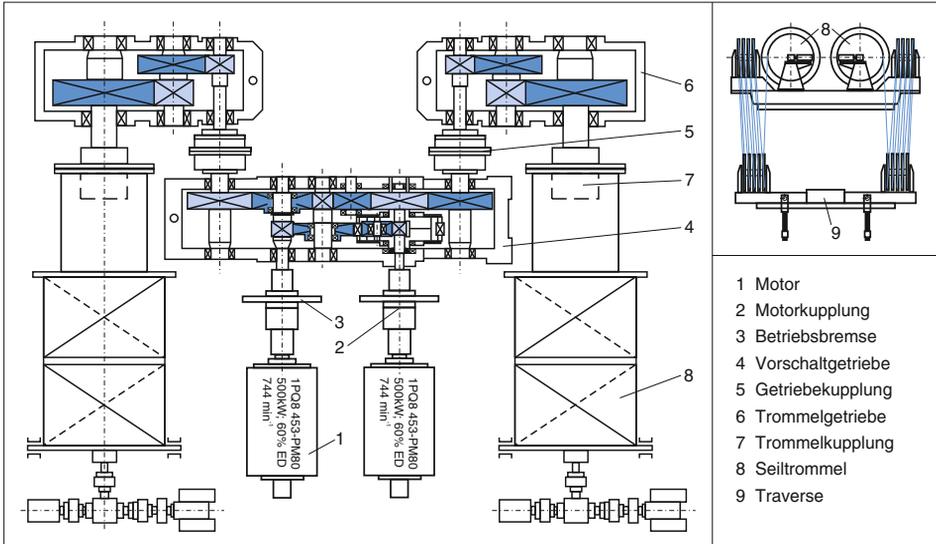


Abbildung 1.14: Haupthubwinde des Gießkranes mit 425 Tonnen Tragfähigkeit aus Abbildung 1.3

Zum motorischen Anheben und Absenken der Last sind Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge erforderlich, die in Kombination mit den Elastizitäten in den Wellen, Verzahnungen, Kupplungen und Seilen zu einer dynamischen Beanspruchung in allen Elementen und Bauteilen führen. Darüber hinaus sind aus Sicherheitsgründen – der Lastabsturz einer mit 350 Tonnen Roheisen gefüllten Gießpfanne ist unbedingt zu vermeiden – verschiedene Notfallsituationen wie z.B. Bruch einer Trommelwelle oder einer Getriebewelle trotz erheblicher dynamischer Beanspruchungen sicher zu beherrschen, Abbildung 1.15 [1.36].

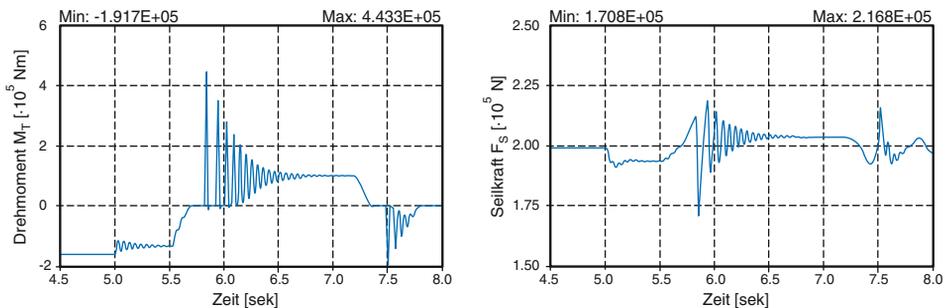


Abbildung 1.15: Simulierte dynamische Beanspruchungs-Zeit-Funktionen (Drehmoment am Getriebe-Ausgang und Seilkraft) in der Haupthubwinde eines Gießkranes bei Notbremsung im Fall eines Getriebewellenbruchs [1.36]

In ähnlicher Weise unterliegen Windenergie-Anlagen dynamischen Beanspruchungen [1.29], [1.35], [1.40], [1.45]. Abbildung 1.16 zeigt links schematisch den aufgelösten Antriebsstrang einer Windturbine ausgehend vom Rotor (links) über das Getriebe zum Generator sowie im rechten Teil des Bildes eine Detailansicht des Getriebes mit zwei Planetenstufen und einer Stirnradstufe.

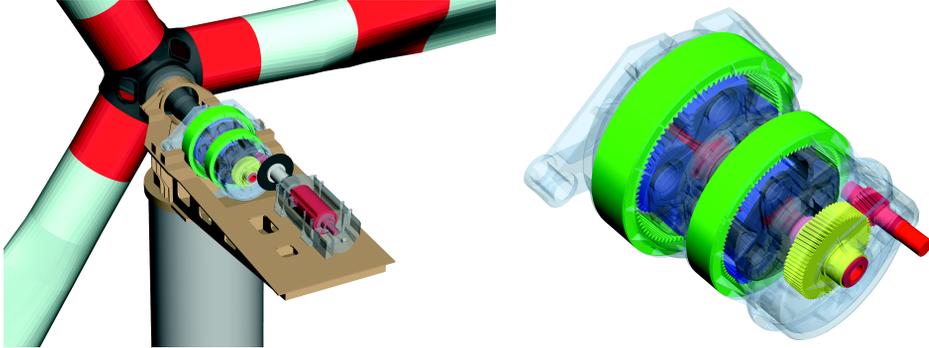


Abbildung 1.16: Antriebsstrang einer Windenergie-Anlage sowie Detailansicht des Getriebes mit zwei Planetenstufen und einer Stirnradstufe [1.40], [1.45]

In Abbildung 1.17 und Abbildung 1.18 sind für diese Windturbine als Verläufe über der Zeit die vorliegende Windgeschwindigkeit, das Drehmoment in der Rotorwelle (zwischen Rotor und Planeteneingangsstufe), die Generator Drehzahl sowie die erzeugte elektrische Leistung am Generator für einen Hochlauf, den sich dann einstellenden Normalbetrieb sowie einen normalen Stopp wiedergegeben.

Die Turbine befindet sich bereits mit einer Generator Drehzahl von ca.  $1.000 \text{ min}^{-1}$  im Leerlauf, Drehmoment und Leistung pendeln noch um die Nulllage. Bei ca. 35 Sekunden erfolgt das Umschalten auf das Netz, Drehmoment und Leistung steigen an, der Generator fährt auf Nenndrehzahl hoch, Abbildung 1.17. Der rechte Teil des Bildes zeigt die gleichen Betriebsgrößen über der Zeit im stationären Normalbetrieb. Mit Ausnahme der natürlich schwankenden Windgeschwindigkeit weisen die anderen Größen nur eine geringe Dynamik auf.

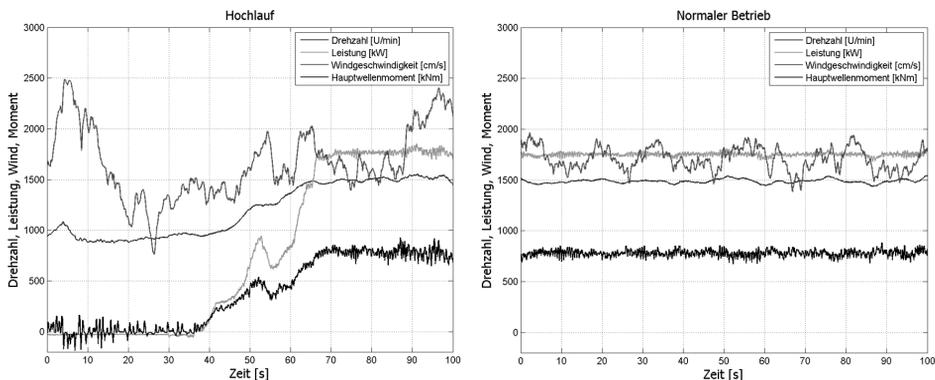


Abbildung 1.17: Simulierte Beanspruchungs-Zeit-Funktionen einer Windturbine für Hochlauf und Normalbetrieb (Mehrkörper-Simulations-Modell mit gemessenen Lasten als Lasteingangsfunktion) [1.40], [1.45]

Betrachtet man dagegen das Abschalten der Anlage in Abbildung 1.18, so resultiert aus diesem instationären Betriebszustand eine Zunahme der dynamischen Beanspruchungen, insbesondere beim Not-Stopp im rechten Diagramm zwischen 35 und 50 Sekunden, obwohl dieser Not-Stopp nicht aus dem Volllastbetrieb, sondern nur aus dem Teillastbetrieb bei einer Leistung von ca. 500 kW heraus erfolgte.

Sämtliche Daten wurden auf der Grundlage eines dynamischen räumlichen Mehrkörper-Simulations-Modells mit Torsions- und Translationsfreiheitsgraden ermittelt, wobei das Gesamtmodell mit den tatsächlich gemessenen Lasten einer Originalanlage beaufschlagt wurde [1.40], [1.45]. Dadurch lassen sich bereits in der Konstruktionsphase mittels Simulation sämtliche Beanspruchungen in einer Anlage sehr genau erfassen [1.31], [1.38].

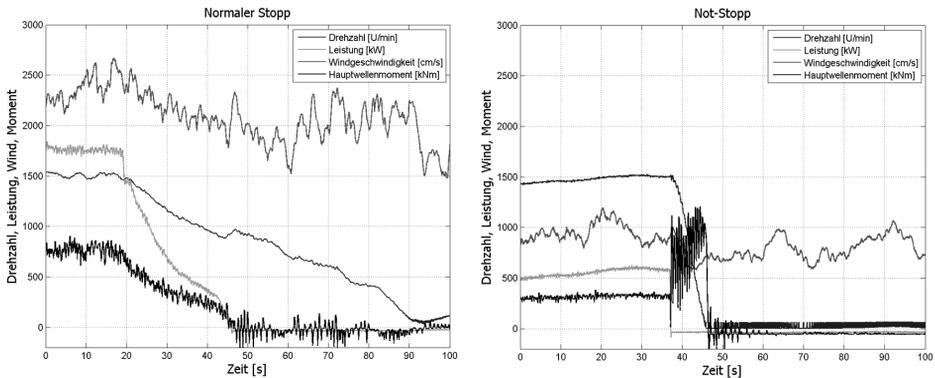


Abbildung 1.18: Simulierte Beanspruchungs-Zeit-Funktionen einer Windturbine für normalen Stopp und Not-Stopp (Mehrkörper-Simulations-Modell mit gemessenen Lasten als Lasteingangsfunktion) [1.40], [1.45]

Bevor abschließend auf die zu treffenden Lastannahmen bei dynamischer Beanspruchung eingegangen wird, soll anhand zweier typischer Maschinenelemente noch erläutert werden, dass auch statisch einwirkende Lasten eine dynamische Beanspruchung erzeugen können. So unterliegt z.B. die umlaufende Achse (z.B. in einem Bahnfahrzeug) aufgrund eines statisch einwirkenden Biegemomentes  $M_b$  einer dynamischen (wechselnden) Biegebeanspruchung  $\sigma_b(\alpha)$ , Abbildung 1.19.

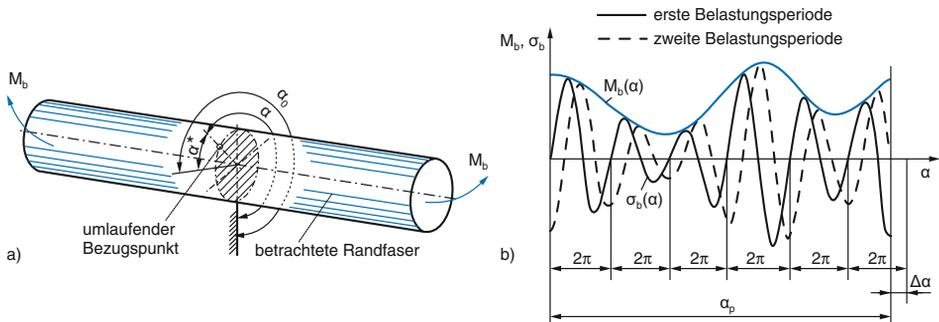


Abbildung 1.19: Umlaufbiegung – dynamische Beanspruchung einer rotierenden Achse bzw. Welle aufgrund einer statisch einwirkenden Last

Bei dieser so genannten Umlaufbiegung bewirkt ein konstantes Biegemoment einen rein sinusförmigen Beanspruchungsverlauf. Schwankt nun zusätzlich das Biegemoment als Funktion der Zeit  $t$  oder des Drehwinkels  $\alpha$ , so wird auch der Verlauf der Biegebeanspruchung  $\sigma_b(\alpha)$  in entsprechender Weise moduliert. Liegt außerdem noch eine Relativbewegung zwischen dem betrachteten Bezugspunkt und der äußeren Belastung vor (z.B. durch Spiel), so tritt eine zusätzliche Verschiebung des Beanspruchungsverlaufes auf (gestrichelt dargestellt). In allen Fällen beträgt die Mittelspannung  $\sigma_{bm}(\alpha) = 0$ .

In vergleichbarer Weise erzeugen Zahnräder aufgrund ihrer Geometrie und Eingriffsverhältnisse unter konstanter (statischer) Drehmomentbelastung eine gleichmäßige Spannungszyklenfolge, Abbildung 1.20. Sobald ein Zahn des Rades 1 innerhalb des Eingriffsgebietes mit einem Zahn des Rades 2 in Kontakt kommt, entsteht in Abhängigkeit vom Eingriffswinkel aufgrund des größer werdenden Hebelarmes zwischen Zahnfuß und Angriffspunkt der Zahnkraft eine zunehmende Biegespannung im Zahnfuß, die nach Überschreiten eines Maximalwertes wieder zu Null wird, wenn der betreffende Zahn nicht mehr im Eingriff ist. Schwankt nun das Drehmoment  $M_T$  in Abhängigkeit vom Drehwinkel  $\alpha$  oder der Zeit  $t$ , so variiert in Abhängigkeit davon der Maximalwert der Oberspannung der Zahnfußbiegebeanspruchung  $\sigma_b(\alpha, t)$ . Aufgrund des vorhandenen Zahnspiels kann eine zusätzliche Phasenverschiebung mit Modulation der Amplitude der Zahnfußbiegespannung auftreten (gestrichelte Blöcke für zweite Belastungsperiode). Unabhängig von dieser Modulation ist die Unterspannung der Zahnfußbiegung immer  $\sigma_{bu}(\alpha) = 0$ , dagegen variieren die Oberspannung  $\sigma_{bo}(\alpha)$  und damit auch die Mittelspannung  $\sigma_{bm}(\alpha)$  in Abhängigkeit von der Modulation.

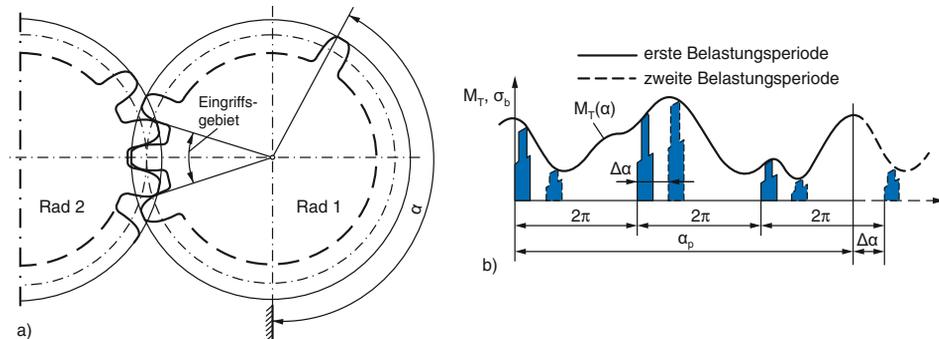


Abbildung 1.20: Dynamische Zahnfußbiegebeanspruchung aus einem stationär einwirkenden (konstanten) Drehmoment

Anhand der eingangs erwähnten Beispiele sowie der bisher vorgestellten Zusammenhänge wird deutlich, dass in den überwiegenden Bemessungsfällen für Maschinen und Anlagen der Nachweis der dynamischen Tragfähigkeit (Schwingfestigkeitsnachweis) zu erbringen ist. Dabei stellt sich jedoch das grundlegende Problem, dass nicht mit einem Maximalwert gerechnet werden kann, sondern dass eine Vielzahl von zeitlich veränderlichen Belastungswerten zu berücksichtigen ist.

Bei genauerer Betrachtung lassen sich jedoch die anlagenspezifischen Beanspruchungs-Zeit-Funktionen infolge sich wiederholender charakteristischer Arbeitsvorgänge oder Betriebszustände in charakteristische Teilprozesse wie z.B. Anlaufvorgänge, Konstantbetrieb, Schalten, Reversieren oder Bremsen zerlegen, Abbildung 1.21.

Unter der Annahme, dass eine repräsentative Belastungsperiode sehr viel kleiner ist als die angestrebte Lebensdauer einer Maschine oder Anlage, kann man die Reihenfolge der einzelnen Belastungshöhen vernachlässigen und nach Größe und Häufigkeit sortieren. Dieses als Klassierung bezeichnete Verfahren führt auf die ebenfalls in Abbildung 1.21 wiedergegebene Belastungshäufigkeitsfunktion, die sich durch ein sogenanntes Belastungskollektiv (oftmals auch als Lastkollektiv bezeichnet) annähern lässt [1.2], [1.9], [1.12], [1.13]. Im wiedergegebenen Beispiel liegen folgende Belastungsstufen  $M_{T_i}$  und Häufigkeiten in % vor:

- $M_{T_1}$  während 10 % des Klassierzeitraumes
- $M_{T_2}$  während 15 % des Klassierzeitraumes
- $M_{T_3}$  während 55 % des Klassierzeitraumes
- $M_{T_4}$  während 20 % des Klassierzeitraumes

Ferner sind die Maximalbelastung  $M_{T_{max}}$ , die Minimalbelastung  $M_{T_{min}}$  und die Erwartungsbelastung  $M_{T_e}$  als statistischer Mittelwert eingezeichnet. Liegt eine rein harmonische (sinusförmige) Belastung vor, so wird die Belastungshäufigkeitsfunktion zu einer Geraden, parallel zur  $x$ -Achse, die sich durch eine einzige Belastungsstufe (Ein-Stufen-Kollektiv) wiedergeben lässt. Diese Situation liegt auch beim Wöhlerversuch vor.

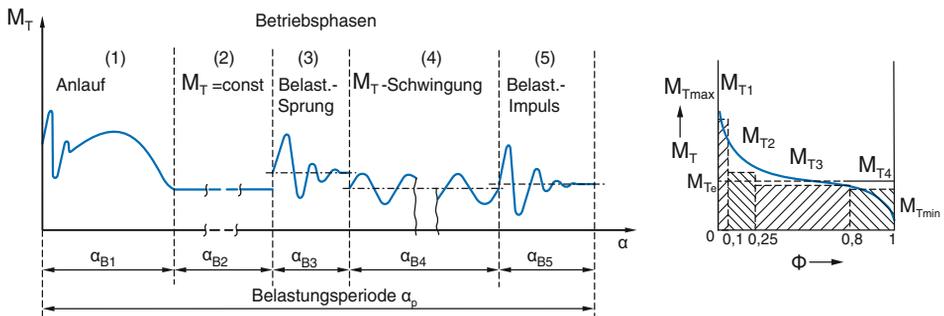


Abbildung 1.21: Betriebsphasen während einer Belastungsperiode sowie Belastungshäufigkeitsfunktion und Belastungskollektiv [1.54]

Unter Nutzung dieses Zusammenhanges bietet es sich nun an, ein Lastkollektiv als Kennfunktion der (dynamischen) Beanspruchung mit einer Wöhlerlinie als Kennfunktion der (dynamischen) Beanspruchbarkeit in Beziehung zu setzen, Abbildung 1.22, [1.2], [1.3], [1.13], [1.60]. Ohne bereits an dieser Stelle auf die komplexeren Zusammenhänge bei der Gegenüberstellung von Lastkollektiv und Wöhlerlinie im Rahmen einer Schädigungsrechnung mit dem Ziel einer Lebensdauerabschätzung einzugehen, lässt sich vereinfachend zusammenfassen, dass ein Bauteil eine ausreichende Betriebsfestigkeit aufweist, solange das Lastkollektiv links von der Wöhlerlinie liegt und keinen Schnittpunkt mit dieser aufweist. Ist darüber hinaus der Maximalwert  $M_{T_1}$  des Kollektivs (Kollektivhöchstwert) kleiner als das unendlich ertragbare Drehmoment  $M_T$ , so liegt sogar eine dauerfeste Bauteilauslegung vor. Die genaue Vorgehensweise ist detailliert in Kapitel 3 beschrieben.

Auch wenn diese Vorgehensweise die wirklichkeitgetreueste Grundlage für einen Schwingfestigkeitsnachweis bietet, so ergeben sich bis heute erhebliche Einschränkungen in der Anwendung, da nur in den wenigsten Fällen die exakt zutreffenden Lastkollektive für die jeweilige Maschine und den zugehörigen Einsatzfall sowie die entsprechende Wöhlerlinie bekannt sind. Deshalb behilft man sich meistens mit ähnlichen Kollektiven, die für relevante Betriebszustände an vergleichbaren Anlagen gemessen wurden. Steht kein Messobjekt zur Verfügung (z.B. bei Neukonstruktionen), so können mittels geeigneter Simulationsmodelle aus simulierten Beanspruchungs-Zeit-Funktionen synthetische Lastkollektive mit hinreichender Genauigkeit berechnet werden [1.40], [1.59]. Ebenso lassen sich auch mittlerweile synthetische Wöhlerlinien berechnen [1.12], [1.14].

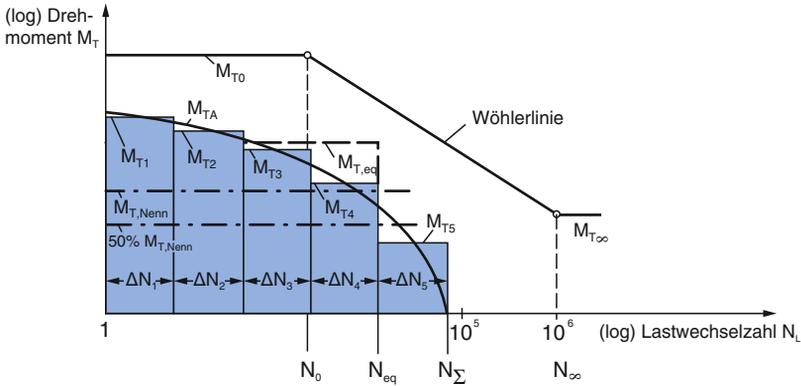


Abbildung 1.22: Zusammenhang zwischen Lastkollektiv und Wöhlerlinie

Aufgrund dieser komplexen Zusammenhänge nutzt man in der Praxis eine bedeutend einfacher zu handhabende Methode. Dabei wird das die dynamische Belastung repräsentierende gesamte Lastkollektiv gemäß Abbildung 1.22 in einen einzigen Wert  $M_{T,eq}$  (bzw.  $F_{eq}$ ) überführt, der dem Lastkollektiv schädigungsäquivalent ist:

$$M_{T,eq} = K_A \cdot M_{T,Nenn} \tag{1.1}$$

Hierin bezeichnen  $M_{T,Nenn}$  das maximale Nennmoment einer Anlage und  $K_A$  den so genannten Anwendungsfaktor. Bei gegebenem Lastkollektiv und bekannter Wöhlerlinie gemäß Abbildung 1.22 lässt sich dieser wie folgt berechnen:

$$K_A = \frac{M_{T,eq}}{M_{T,Nenn}} = \left[ \frac{\Delta N_1}{N_{eq}} \cdot \left( \frac{M_{T1}}{M_{T,Nenn}} \right)^k + \frac{\Delta N_2}{N_{eq}} \cdot \left( \frac{M_{T2}}{M_{T,Nenn}} \right)^k + \dots \right]^{\frac{1}{k}} \tag{1.2}$$

Für die Neigung  $k$  der Wöhlerlinie folgt:

$$k = \frac{\log \frac{N_{\infty}}{N_0}}{\log \frac{M_{T0}}{M_{T\infty}}} \tag{1.3}$$

Für den jeweiligen Anwendungsfall ist die Neigung  $k = const$ . Sie variiert jedoch in Abhängigkeit von der Belastungsart (z.B. Zug/Druck, Biegung, Torsion) und vom Bauteil (z.B. Welle, Zahnrad). Beim Zahnrad ist nochmals zu unterscheiden zwischen Grübchenbildung oder Zahnfußbruch.

Die Gleichungen (1.1) bis (1.3) gelten sinngemäß auch für Kräfte, Drücke und Leistungen, wobei man immer davon ausgeht, dass es sich um die maximalen Belastungen aus dem stationären Betrieb (Nennbetrieb) handelt (z.B. das Drehmoment für die maximale Hublast eines Kranhubwerkes im Dauerbetrieb, das maximale Dauerwalzmoment). Abbildung 1.23 verdeutlicht diesen Zusammenhang für zwei verschiedene Anlagentypen. Das stationäre Nennmoment für Anlage 1 beträgt  $M_{T,Nenn1}$  und wird um den Faktor  $K_{A1}$  erhöht, um ein schädigungsäquivalentes Moment zu erhalten, das auch die auftretenden Lastspitzen berücksichtigt. Dem Diagramm entsprechend wird die Anlage insgesamt nur ca.  $10^4$  Lastwechsel ertragen können, es liegt also eine zeitfeste bzw. betriebsfeste Auslegung vor. Für Anlage 2 beträgt das stationäre Nennmoment  $M_{T,Nenn2}$ , wobei die Multiplikation mit dem Anwendungsfaktor  $K_{A2}$  auf ein schädigungsäquivalentes Moment führt, welches geringfügig kleiner ist als das dauerfest ertragbare  $M_{T\gamma}$ . Demzufolge liegt bei Anlage 2 eine dauerfeste Auslegung vor.

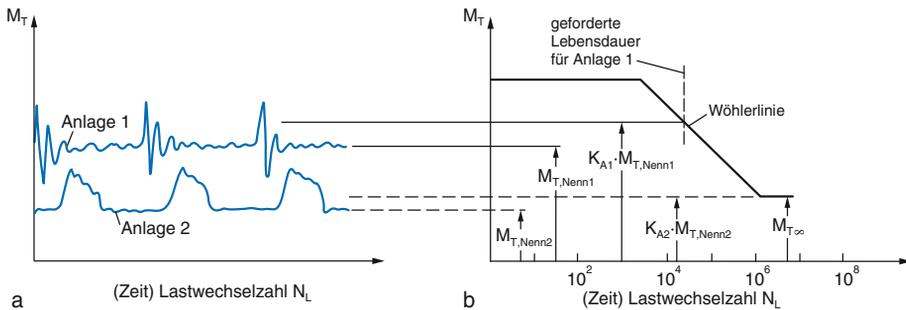


Abbildung 1.23: Anwendungsfaktor  $K_A$  und schädigungsäquivalentes Moment nach [1.22]

Tabelle 1.1 enthält in Abhängigkeit von den Arbeitsweisen der Antriebsmaschine und der getriebenen Maschine Anhaltswerte für den zu verwendenden Anwendungsfaktor  $K_A$  unter Berücksichtigung des Nennmomentes [1.7]. Ersatzweise kann auch das Nennmoment des Antriebsmotors verwendet werden, vorausgesetzt es entspricht ungefähr dem Momentenbedarf der Arbeitsmaschine.

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	Arbeitsweise der getriebenen Maschine			
	Gleichmäßig	Mäßige Stöße	Mittlere Stöße	Starke Stöße
Gleichmäßig	1,00	1,25	1,50	1,75
Leichte Stöße	1,10	1,35	1,60	1,85
Mäßige Stöße	1,25	1,50	1,75	2,00 oder höher
Starke Stöße	1,50	1,75	2,00	2,25 oder höher

Tabelle 1.1: Anwendungsfaktor  $K_A$  für Getriebe mit Übersetzung ins Langsame nach DIN 3990 [1.7]

Die jeweils anzusetzenden Arbeitsweisen sind den nachfolgenden Tabellen zu entnehmen [1.7]. Tabelle 1.2 beinhaltet Beispiele für die Antriebsmaschinen. In Tabelle 1.3 sind für Industriegetriebe bis zu Drehzahlen von  $3.600 \text{ min}^{-1}$  die Arbeitsweisen zusammengestellt.

Arbeitsweise	Antriebsmaschine
Gleichmäßig	Elektromotor (z.B. Gleichstrommotor), Dampf-, Gasturbine bei gleichmäßigem Betrieb (geringe, selten auftretende Anfahrmomente)
Leichte Stöße	Dampfturbine, Gasturbine, Hydraulik-, Elektromotor (größere, häufig auftretende Anfahrmomente)
Mäßige Stöße	Mehrzylinder-Verbrennungsmotor
Starke Stöße	Einzylinder-Verbrennungsmotor

Tabelle 1.2: Beispiele für Antriebsmaschinen mit unterschiedlicher Arbeitsweise nach DIN 3990 [1.7]

Arbeitsweise	Getriebene Maschine
Gleichmäßig	Stromerzeuger; gleichmäßig beschickte Gurtförderer o. Plattenbänder; Förderschnecken; leichte Aufzüge; Verpackungsmaschinen; Vorschubantriebe von Werkzeugmaschinen; Lüfter; leichte Zentrifugen; Kreiselpumpen; Rührer u. Mischer für leichte Flüssigkeiten oder Stoffe mit gleichmäßiger Dichte; Scheren; Pressen, Stanzen <sup>a)</sup> ; Drehwerke, Fahrwerke <sup>b)</sup>
Mäßige Stöße	Ungleichmäßig (z.B. mit Stückgut) beschickte Gurtförderer oder Plattenbänder; Hauptantrieb von Werkzeugmaschinen; schwere Aufzüge; Drehwerke von Kranen; Industrie- und Grubenlüfter; schwere Zentrifugen; Kreiselpumpen; Rührer und Mischer für zähe Flüssigkeiten oder Stoffe mit unregelmäßiger Dichte; Kolbenpumpen mit mehreren Zylindern, Zuteilpumpen; Extruder (allgemein); Kalender; Drehöfen; Walzwerke <sup>c)</sup> (kontinuierliche Zinkband-, Aluminiumband- sowie Draht- und Stab-Walzwerke)
Mittlere Stöße	Extruder für Gummi; Mischer mit unterbrochenem Betrieb für Gummi und Kunststoffe; Kugelmühlen (leicht); Holzbearbeitung (Sägegatter, Drehmaschinen); Block-Walzwerke <sup>c),d)</sup> ; Hubwerke; Einzylinder-Kolbenpumpen
Starke Stöße	Bagger (Schaufelradantriebe), Eimerkettenantriebe, Siebantriebe, Löffelbagger; Kugelmühlen (schwer); Gummikneiter, Brecher (Stein, Erz); Hüttenmaschinen; schwere Zuteilpumpen; Rotary-Bohranlagen; Ziegelpressen; Entrindungstrommeln; Schälmaschinen; Kaltband-Walzwerke <sup>c),e)</sup> ; Brikettpressen; Kollergänge.

a) Nennmoment ist maximales Schnitt-, Press-, Stanzmoment

b) Nennmoment ist maximales Anfahrmoment

c) Nennmoment ist maximales Walzmoment

d) Drehmoment aus Strombegrenzung

e)  $K_A$  bis 2,0 wegen häufiger Bandrisse

Tabelle 1.3: Industriegetriebe: Beispiele für die Arbeitsweise der getriebenen Maschinen nach DIN 3990 [1.7]

Tabelle 1.4 enthält Beispiele für die Arbeitsweise der getriebenen Maschinen für Getriebe mit Drehzahlen größer als  $3600 \text{ min}^{-1}$ .

Arbeitsweise	Getriebene Maschine
Gleichmäßig	Radialverdichter für Klimaanlage, – für Prozessgas; Leistungsprüfstand; Generator und Erregermaschine für Grundlast oder Dauerlast; Papiermaschinen – Hauptantrieb
Mäßige Stöße	Radialverdichter für Luft oder Rohrleitungen; Axialverdichter; Zentrifugal-Ventilator; Generator und Erregermaschine für Spitzenlast; Kreiselpumpe (alle Arten, außer den nachstehend besonders angegebenen), axial durchströmte Rotationspumpe, alle Arten; Zahnradpumpe; Papierindustrie: Jordan- oder Refinermaschine, Papiermaschinen-Nebenantrieb, Papierzeugstampfer
Mittlere Stöße	Rotations-Nockengebläse; radial durchströmter Rotations-Nockenkompressor; Kolbenkompressor (3 oder mehr Zylinder); Ventilatoren; Saugluft, Industrie- und Bergwerk (große, mit häufigen Anlaufvorgängen); Kesselspeise – Kreiselpumpe, Rotations-Nockenpumpe, Kolbenpumpe (3 Zylinder und mehr)
Starke Stöße	Kolbenkompressor (2 Zylinder); Kreiselpumpe (mit Wassertank); Schlammpumpe; Kolbenpumpe (2 Zylinder)

Tabelle 1.4: Schnelllaufgetriebe und Getriebe ähnlicher Anforderungen: Beispiele für die Arbeitsweise der getriebenen Maschinen nach DIN 3990 [1.7]

Abschließend ist festzuhalten, dass die hier zusammengestellten Beispiele der Orientierung dienen sollen. Nicht aufgeführte Anlagen sind sinngemäß einzuordnen. Oftmals werden auch in Berechnungsvorschriften bzw. Normen und Richtlinien für spezielle Anwendungsfälle, z.B. im Kranbau und im Schiffbau, verbindliche Anwendungsfaktoren vorgegeben, die dann anstelle der hier genannten zu verwenden sind (siehe auch Kapitel 3.8) [1.4], [1.5], [1.8], [1.11].

Ebenso kann in Abhängigkeit vom Einsatzfall der Anwendungsfaktor  $K_A$  auch niedriger angesetzt werden, wenn z.B. hydrodynamische Kupplungen oder drehelastische, schwingungsdämpfende Kupplungen die betriebsbedingt auftretenden Stöße abmildern. Umgekehrt ist bei ungünstigen Betriebsbedingungen auch eine Erhöhung des Anwendungsfaktors vorzunehmen. Im Zweifelsfall sollten Hersteller und Betreiber gemeinsam eine sorgfältige Analyse des zu erwartenden Betriebsgeschehens (z.B. durch Messung oder Simulation) durchführen.

### 1.4.2 Lastannahmen bei statischer Beanspruchung (Maximalbeanspruchung)

Im Gegensatz zur dynamischen Beanspruchung liegt eine statische Beanspruchung immer dann vor, wenn sich während der Einsatzzeit Betrag und Richtung der Beanspruchung nicht ändern, Abbildung 1.12. Als quasistatisch bzw. monoton veränderlich bezeichnet man eine Beanspruchungs-Zeit-Funktion, wenn der Beanspruchungsgradient den Grenzwert  $d\sigma/dt = 10 \text{ N/mm}^2/\text{s}$  nicht überschreitet [1.54].

Bei dem einfachen und langsam laufenden Antriebssystem der Seilwinde gemäß Abbildung 1.24 muss nur die (statische) Gewichtskraft  $F$  der angehängten Masse mithilfe eines (statischen) Drehmomentes  $M_T$  überwunden werden. Besonders deutlich wird dieser Zusammenhang, wenn man sich anstelle des Motors eine Handkurbel vorstellt, mit der die Last angehoben wird. Der Bewegungsvorgang im Handbetrieb ist so langsam, dass keine dynamischen Einflüsse (z.B. Stöße bei ruckartigem Anheben der Last) spürbar werden. Dynamische Beanspruchungen, wie sie in Abbildung 1.15 für

die große Kranhubwinde dargestellt sind, werden hier nicht auftreten. Für einen rein statischen Festigkeitsnachweis würde es demzufolge ausreichen, die größte zu übertragende Kraft bzw. das zugehörige Drehmoment im Nennbetrieb zu berücksichtigen.

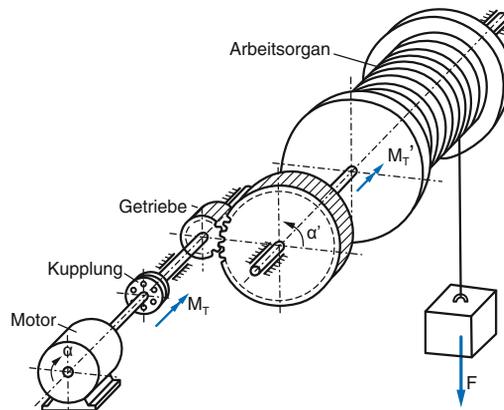


Abbildung 1.24: Antriebssystem einer einfachen Seilwinde

Betrachtet man jedoch die im vorigen Abschnitt gezeigten Beanspruchungs-Zeit-Funktionen, so treten immer maximale Spitzenwerte auf, deren Amplituden deutlich über der durchschnittlichen Beanspruchung liegen. Gründe für diese quasistatischen Maximalbeanspruchungen können sein:

- Kurzschlussstoß bei elektromotorischen Antrieben
- Maximale Losbrechkraft bei Baggern
- Anstichstoß bei Walzwerksantrieben
- Maximale Windböe bei Windenergie-Anlagen
- Stoß beim Anheben der Last bei Kranen
- Höchstzulässiger Betriebsdruck oder Prüfdruck bei Behältern, Kesseln oder Rohrleitungen
- Maximale Drehzahl bei fliehkraftbeaufschlagten Bauteilen
- Blockieren von Anlagen

In Analogie zum Anwendungsfaktor  $K_A$  gemäß Gleichung (1.1) lassen sich diese Maximalbeanspruchungen (z.B. aus Stoßbelastungen) mithilfe des Stoßfaktors  $K_{A,Stoß}$  berücksichtigen:

$$K_{A,Stoß} = \frac{M_{T,Stoß}}{M_{T,Nenn}} = \frac{M_{T,max}}{M_{T,Nenn}} \quad (1.4)$$

Manchmal wird der Stoßfaktor  $K_{A,Stoß}$  auch als TAF (Torque Amplification Factor) bezeichnet. Im Gegensatz zum Anwendungsfaktor  $K_A$ , der gemäß Abbildung 1.22 die Umrechnung eines Belastungskollektivs einer Dauerschwingbelastung in einen einzelnen schädigungsgleichen Belastungswert erlaubt, gibt der Stoßfaktor  $K_{A,Stoß}$  das tatsächliche Verhältnis der Maximalbelastung  $M_{T,max}$  zur Nennbelastung  $M_{T,Nenn}$  wieder. Diese Maximalbelastung  $M_{T,max}$  tritt bei einem Lastkollektiv gemäß Abbildung 1.22 genau einmal, nämlich bei der Lastwechselzahl 1, auf. Zur möglichst genauen Bestimmung des Stoßfaktors sind langfristige Messungen des Belastungsgeschehens an ausgeführten Anlagen erforderlich, alternativ bietet sich die Schwingungssimulation an [1.38].

Aufgrund dieser Zusammenhänge zwischen (dynamischer) Dauerschwingbelastung und überlagerter (quasistatischer) Maximalbelastung ist in Ergänzung zu jedem Nachweis der Dauerschwingfestigkeit auch der Nachweis gegen Anriss, Gewaltbruch oder unzulässige Verformung aufgrund von Maximalbeanspruchungen zu führen.

Dabei ist eindeutig zwischen dem Anwendungsfaktor  $K_A$  für Ermüdungsbeanspruchung (Dauerschwingbeanspruchung) gemäß Gleichung (1.1) und  $K_{A,Stoß}$  für (quasistatische) Maximalbeanspruchung nach Gleichung (1.4) zu unterscheiden [1.19], [1.20].

## 1.5 Wirtschaftliche Bedeutung der Konstruktion und Methodisches Konstruieren

Die Selbstkosten eines Produkts im Maschinen- und Anlagenbau werden zu über 70 % durch die Konstruktion bestimmt und damit in einer sehr frühen Phase der Produktentwicklung festgelegt. Gleichzeitig trägt die Konstruktionsabteilung nur mit ca. 6 % zur Kostenentstehung bei, so dass durch kostenorientiertes Konstruieren weitaus mehr erreicht werden kann als durch Sparen an der personellen und technischen Ausstattung der Konstruktionsabteilung.

Allerdings sollte der konstruierende Ingenieur auch über grundlegende Kenntnisse der Kostenrechnung verfügen, da sowohl die Funktion als auch die Kosten eines Produkts den Umsatz und den für erfolgreiche Unternehmen notwendigen Gewinn bestimmen [1.51], [1.52]. Dem Konstrukteur sollte immer bewusst sein, dass seine Auswahl von Geometrie und Werkstoff direkt die Herstellkosten beeinflusst. Zusätzlich zu diesen direkten Kosten für Material, Fertigung, Kontrolle, Zukaufteile und Montage summieren sich die Konstruktions-, Vertriebs- und Versandkosten zu den Selbstkosten eines Produkts. In zunehmendem Maße werden auch die Folgekosten für den Energieverbrauch, die Wartung, notwendige Ersatzteile und auch die Entsorgung bei der Berechnung so genannter Lebenszyklus-Kosten einbezogen, da sie die Wirtschaftlichkeit des Produkts während seiner gesamten Lebensdauer beeinflussen.

Leider sind die Herstellkosten in der Entwurfsphase eines Produktes immer schwer abzuschätzen, so dass es empfehlenswert ist, mehrere Konzepte zu entwerfen und die kostenbestimmenden Elemente der Konstruktion zu kalkulieren. Während in der Vergangenheit überwiegend intuitiv konstruiert wurde, versucht man heute vielfach unter Einsatz heuristischer Methoden zu konstruieren, um eine optimale Lösung zu finden [1.16], [1.23], [1.25], [1.26]. Dabei ist der Grundgedanke der Konstruktionsmethodik die Abstraktion der zur Aufgabe gestellten Gesamtfunktion und eine Zerlegung in Teilfunktionen bis herunter zum „physikalischen Wirkprinzip“. Grundsätzlich lassen sich die für eine Neukonstruktion erforderlichen Arbeitsschritte gemäß Abbildung 1.25 in die folgenden Phasen unterteilen:

- Planen
- Konzipieren
- Entwerfen
- Ausarbeiten
- Fertigungsfreigabe

Jede Phase ist in sich abgeschlossen und enthält eine Vielzahl abzuarbeitender Teilaufgaben. Mit dem Ziel einer optimalen Lösungsfindung sind die einzelnen Phasen unter Umständen auch mehrfach zu durchlaufen. Die markierten Entscheidungs-

punkte erlauben auch immer wieder ein Zurück in eine bereits abgeschlossene Phase. Insofern gibt dieses Schaubild auch sehr gut die allgemeine Erfahrung wieder, dass die Weiterentwicklung einer Konstruktion zur ausgereiften Form nur schrittweise erfolgt und das Optimum nur in Ausnahmefällen sofort erreicht wird. Dabei treten auch immer wieder Zielkonflikte auf und es gilt Prioritäten zu setzen.

Während man in der Planungsphase herausfinden möchte, welche Produkte zukünftig gewinnbringend abgesetzt werden können – das kann auf der Grundlage von Marktanalysen und Trendstudien oder aber auch vor dem Hintergrund konkreter Kundenanfragen erfolgen –, ist die grundlegende Voraussetzung für die erfolgreiche Bearbeitung aller weiteren Phasen die Erstellung einer Anforderungsliste (auch als Lastenheft bzw. Pflichtenheft bezeichnet). Ein derartiges Lastenheft muss so ausführlich wie möglich sein und ist zwischen Auftraggeber und Lieferant abzustimmen und vertraglich festzuhalten. Alle weiteren Arbeiten (Erstellung von Konzeptvarianten, Auswahl eines Konzeptes und Gestaltung) basieren dann auf diesem Lastenheft. Grundlegende Gesichtspunkte für die Erstellung einer Anforderungsliste sind in Anlehnung an die Richtlinie VDI 2222 in Tabelle 1.5 zusammengestellt [1.50]. Ausgehend von diesen Anforderungen sollte zunächst eine Funktionsanalyse durchgeführt werden (welches Bauteil übernimmt welche Funktion?), auf deren Grundlage dann unter Beantwortung folgender Fragen neue Lösungen erarbeitet werden können:

- Welche Anforderungen sind besonders wichtig? Was kann noch ergänzt werden?
- Wie würde die ideale Lösung aussehen? Welche Einschränkungen sind unvermeidbar?
- Wie lässt sich der Aufwand zur Zweckerreichung reduzieren?
- Welche Lösungen hat man bereits bei anderen (vergleichbaren) Anwendungen bevorzugt?

Gerade der letzte Punkt ist von besonderer Bedeutung, da es häufig branchenübergreifend bewährte Konstruktionsprinzipien gibt, die sich oftmals erfolgreich zur Lösung der eigenen Konstruktionsaufgabe einsetzen lassen. Ist dann die Entscheidung zugunsten einer Lösung gefallen – z.B. mittels der Wertanalyse oder der Punktebewertung nach Kesselring –, so kann ein maßstäblicher Entwurf mit den zugehörigen Festigkeitsnachweisen erstellt werden [1.15], [1.23], [1.53].

Des Weiteren sind im Rahmen der Ausarbeitungsphase die Einzelteile zu gestalten und zu optimieren, die Ausführungsunterlagen (Zeichnungen, Stücklisten, Anweisungen) zu erstellen, bei Bedarf ein Prototyp oder Baumuster herzustellen sowie vor der abschließenden Fertigungsfreigabe die Kosten zu überprüfen.

Dabei werden in Abhängigkeit von den nachfolgend beschriebenen Konstruktionsarten nicht immer alle Phasen gemäß Abbildung 1.25 durchlaufen:

- Konstruktion mit festem Prinzip: Zur Dimensionierung der Einzelteile ist nur die Ausarbeitungsphase zu durchlaufen, da Arbeitsprinzip und Gestalt festliegen. Beispiel: Veränderung des Achsabstandes an einem Getriebe innerhalb einer festgelegten Baureihe.
- Variantenkonstruktion: Zur Veränderung der Gestalt sind Entwurfs- und Ausarbeitungsphase zu durchlaufen, da das Arbeitsprinzip festliegt. Beispiel: Umstellung eines Getriebegehäuses von Guß- auf Schweißkonstruktion.
- Anpassungskonstruktion: Zum Auffinden neuer bzw. zusätzlicher Lösungsprinzipien in Teilbereichen sind Konzipierungs-, Entwurfs- und Ausarbeitungsphase teilweise zu durchlaufen (Entwurf eines neuen Konzeptes). Beispiel: Änderung der Stufenzahl sowie der Lage von An- und Abtrieb eines Getriebes.

- Neukonstruktion: Auf der Grundlage eines neuen Entwicklungsauftrages ist ein vollständig neues Arbeitsprinzip zu finden, so dass alle Konstruktionsphasen durchlaufen werden müssen. Beispiel: Ersetzen eines mehrstufigen Getriebes durch ein stufenloses Getriebe.

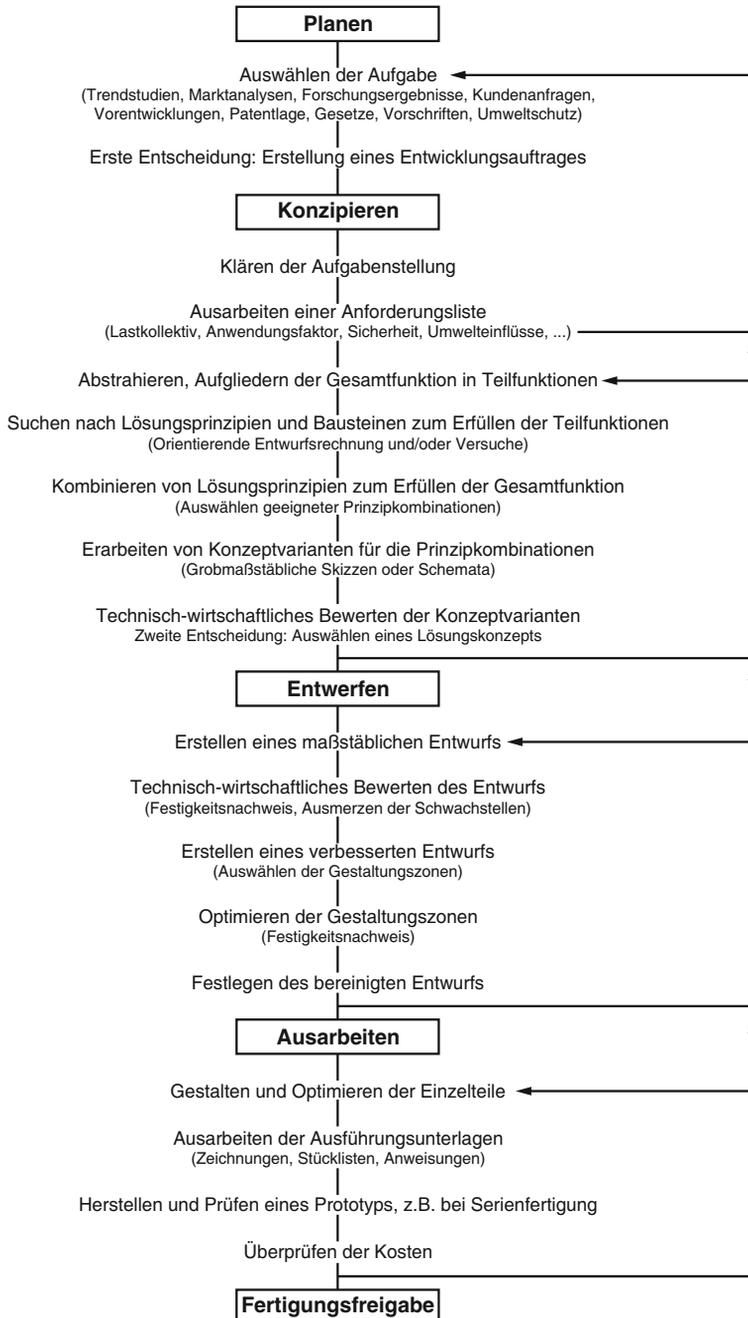


Abbildung 1.25: Phasen der Konstruktionsarbeit nach VDI 2222 [1.50]

Hauptmerkmal	Beispiele
Geometrie	Größe, Höhe, Breite, Länge, Durchmesser, Raumbedarf, Form, Anzahl, Anordnung, Anschluss, Ausbau und Erweiterung
Kinematik	Bewegungsart, Bewegungsrichtung, Geschwindigkeit, Beschleunigung
Statik, Dynamik, Elastomechanik	Kräfte und Momente (Richtung, Größe, Häufigkeit), Gewicht, Last, Verformung, Steifigkeit, Stabilität, Federeigenschaften, Schwingungsverhalten (Resonanzen)
Energie	Leistung, Wirkungsgrad, Verlust, Reibung, Ventilation, Zustand, Druck, Temperatur, Erwärmung, Kühlung, Anschlussenergie, Speicherung, Arbeitsaufnahme, Energie-Umformung, Materialfluss und Materialtransport
Stoff	Physikalische und chemische Eigenschaften des Ein- und Ausgangsproduktes, Hilfsstoffe, vorgeschriebene Werkstoffe (Nahrungsmittelgesetz u.Ä.)
Signal	Ein- und Ausgangsmesswerte, Anzeige, Betriebs- und Überwachungsgeräte
Ergonomie	Mensch – Maschine: Handhabung (Bedienung), Formgestaltung, Übersichtlichkeit, Sitzkomfort, Beleuchtung, Arbeitssicherheit, Umweltschutz
Herstellung und Herstellungskontrolle	Einschränkungen durch Produktionsstätte: größte herstellbare Abmessung, bevorzugtes Herstellungsverfahren, mögliche Qualität und Toleranzen, vorhandene Werkzeuge, Ausschlussquote, Mess- und Prüfmöglichkeit, besondere Vorschriften und Verfahren (TÜV, ASME, DIN, ISO ...)
Montage und Transport	Besondere Montagevorschriften, auch für Transport und Fundamentierung, Begrenzung durch Hebezeuge (Krane), Bahnprofil, Wege nach Größe und Gewicht
Gebrauch und Wartung	Geräuscharmheit, Verschleißrate, Anwendung und Absatzgebiet, Einsatzort (z.B. schweflige Atmosphäre, Tropen ...), Wartungsfreiheit bzw. Anzahl und Zeitbedarf der Wartung, Anstrich, Säuberung, Austausch und Reparatur, Folgen eines Schadensfalls, Maßnahmen, Sicherheiten (siehe Kapitel 3)
Kosten	Zulässige Herstellkosten, Werkzeugkosten, Amortisation, Aufwendungen
Termin	Ende der Entwicklung, Fertigung, Montage, Netzplan für Zwischenschritte, Lieferzeit

Tabelle 1.5: Allgemeine Gesichtspunkte zur Erstellung von Anforderungslisten nach VDI-Richtlinie 2222 [1.50]

Neben diesen grundlegenden, in der Konstruktionsmethodik definierten Gruppenbegriffen der Konstruktionsarten sind in der betrieblichen Praxis noch die folgenden Bezeichnungen üblich:

- **Entwicklungs konstruktion:** Neukonstruktion von Serienprodukten auf der Grundlage von Bedarfsanalysen und Marktbeobachtungen, weit verbreitet in der Automobilindustrie und in der Konsumgüterindustrie
- **Auftrags konstruktion:** Neukonstruktion von Einzelprodukten oder Kleinserien aufgrund von Kundenanfragen bzw. -bestellungen, weit verbreitet im Maschinen- und Anlagenbau bzw. in der Investitionsgüterindustrie

- **Angebotskonstruktion:** Anpassungskonstruktion von Einzelprodukten oder Kleinserien aufgrund von Kundenanfragen bzw. zum Auffinden neuer technischer Lösungen auf der Grundlage eines vorhandenen Produktprogrammes. Ziel ist die Sicherstellung der Realisierbarkeit der neuen technischen Lösung und eine sichere Kalkulation der Kosten. Einzelteilzeichnungen sind hierzu nicht erforderlich und werden deshalb auch nicht erstellt.
- **Betriebsmittelkonstruktion:** Neukonstruktion oder Anpassungskonstruktion von Vorrichtungen, Werkzeugen und Sondermaschinen zur Sicherstellung einer rationalen Fertigung von Klein- oder Großserienprodukten. Auftraggeber ist üblicherweise die Fertigungsplanung eines Produktionsbetriebes.

Abschließend lässt sich zusammenfassen, dass der gesamte Konstruktionsprozess branchenunabhängig ein äußerst vielfältiges Fachgebiet darstellt. Ungeachtet der immer weiteren Rechnerdurchdringung zur Informationsbereitstellung von Konstruktionsdaten und Produktentwicklungen sowie zur Berechnung und Optimierung einerseits und zur überwiegend rechnergesteuerten Auftragsabwicklung und Variantenkonstruktion andererseits werden auch zukünftig komplexe Neukonstruktionen und kundenspezifische Einzelkonstruktionen mit hohem Konstruktionsaufwand nur von kreativen Ingenieuren erstellt werden können. Darüber hinaus wird die Entscheidungskompetenz (z.B. durch konzentrierte Gegenüberstellung von Lösungsalternativen) des Ingenieurs noch stärker gefordert, ebenso die Koordination an der Konstruktion beteiligter Spezialisten, die zur schnellen, zielgerichteten Weiterentwicklung einzelner Fachgebiete unbedingt notwendig sind.

Somit sind die Anforderungen an den konstruierenden Ingenieur bereits heute sehr hoch, sie werden aber zukünftig noch zunehmen. Deshalb sei am Ende dieses einleitenden Kapitels zu dem grundlegenden Fachgebiet Maschinenelemente darauf hingewiesen, dass der erfolgreiche Ingenieur nicht nur die ingenieurwissenschaftlichen Grundlagenfächer (Mathematik, Mechanik, Werkstofftechnik, Thermodynamik, Elektrotechnik, Physik, Chemie) beherrschen muss, sondern auch über umfassende Kenntnisse auf den Wissensgebieten Mess- und Regelungstechnik, Maschinendynamik, Strömungstechnik, elektrische Antriebe und elektronische Steuerungen, Getriebetechnik, Produktionstechnik und Mechatronik verfügen sollte.

## 1.6 Literatur

- [1.1] Börner, J., Senf, M., Linke, H.; Beanspruchungsanalyse bei Stirnradgetrieben – Nutzung der Berechnungssoftware LVR, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2003, Tagungsband, S. 75–86
- [1.2] Buxbaum, O.; Betriebsfestigkeit, 2. Aufl., Verlag Stahleisen, Düsseldorf 1992
- [1.3] Cottin, D., Puls, E.; Angewandte Betriebsfestigkeit, VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig 1985
- [1.4] Det Norske Veritas, DNV Rules and Classifications for Ships, Oslo 2005
- [1.5] DIN-Fachbericht 1; Berechnungsgrundsätze für Triebwerke in Hebezeugen, 1. Auflage, Beuth-Verlag 1982
- [1.6] DIN 743 Tragfähigkeit von Wellen und Achsen; T1 Einführung, Grundlagen; T2 Formzahlen und Kerbwirkungszahlen; T3 Werkstoff-Festigkeitswerte; T4 Zeitfestigkeit, Dauerfestigkeit – Schädigungsäquivalente Spannungsamplitude; (2012-12)

- [1.7] DIN 3990 Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, T1 Einführung und allgemeine Einflussfaktoren (1987-12); T2 Berechnung der Grübchentragfähigkeit (1987-12); T3 Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit (1987-12); T4 Berechnung der Freßtragfähigkeit (1987-12); T5 Dauerfestigkeitswerte und Werkstoffqualitäten 1987-12); T6 Betriebsfestigkeitsrechnung (1994-12); T11 Anwendungsnorm für Industriegetriebe; Detail-Methode (1989-02); T21 Anwendungsnorm für Schnellaufgetriebe und Getriebe ähnlicher Anforderungen (1989-02); T31 Anwendungsnorm für Schiffsgetriebe (1990-07); T41 Anwendungsnorm für Fahrzeuggetriebe (1990-05)
- [1.8] DIN 15018 Krane; Grundsätze für Stahltragwerke; T1 Berechnung; T2 Grundsätze für die bauliche Durchbildung und Ausführung; T3 Berechnung von Fahrzeugkranen (1984-11)
- [1.9] DIN 45667 Klassierverfahren für das Erfassen regelloser Schwingungen (1969-10)
- [1.10] FKM 2012; Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen, VDMA-Verlag, Frankfurt am Main 2012
- [1.11] Germanischer Lloyd; GL Bauvorschriften und Richtlinien für den Schiffbau, Hamburg 2005
- [1.12] Gudehus, H., Zenner, H.; Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung, 4. Aufl., Verlag Stahleisen, Düsseldorf 1999
- [1.13] Haibach, E.; Betriebsfestigkeit, VDI-Verlag, Düsseldorf 1989
- [1.14] Hück, M., Thrainer, L., Schütz, W.; Berechnung von Wöhlerlinien für Bauteile aus Stahl, Stahlguss und Grauguss – Synthetische Wöhlerlinien, Bericht ABF 11, Verlag Stahleisen, Düsseldorf 1983
- [1.15] Kesselring, F.; Bewertung von Konstruktionen, ein Mittel zur Steuerung von Konstruktionsarbeit, VDI-Verlag, Düsseldorf 1951
- [1.16] Koller, R.; Konstruktionslehre für den Maschinenbau; Grundlagen zur Neu- und Weiterentwicklung technischer Produkte mit Beispielen, Springer Verlag, Berlin 1994
- [1.17] Künne, B.; Einführung in die Maschinenelemente, Teubner Verlag, Stuttgart 2001
- [1.18] Kunze, G., Göhring, H., Jacob, K.; Baumaschinen, Vieweg Verlag, Braunschweig 2002
- [1.19] Linke, H., Römhild, I., Melzer, D., Trempler, U.; Tragfähigkeit von Achsen und Wellen – alles klar?, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2005, Tagungsband, S. 255–267
- [1.20] Linke, H.; Stirnradverzahnung, Hanser Verlag, München 1996
- [1.21] Matta, F., Markworth, M.; Vorzeitiger Ausfall einer drehstarrten Kupplung an einem Gießkran – Der Versuch einer Ursachenanalyse, DMK 2005 Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2005, Tagungsband, S. 717–736
- [1.22] Niemann, G., Winter, H.; Maschinenelemente Bd. II, 2. Aufl., Springer Verlag, Berlin 1989
- [1.23] Pahl, G., Beitz, W.; Konstruktionslehre, 5. Auflage, Springer Verlag, Berlin 2003
- [1.24] Pajer, G., Kuhnt, H., Kurth, F.; Stetigförderer, VEB Verlag Technik, Berlin 1988
- [1.25] Rodenacker, W. G.; Methodisches Konstruieren, Konstruktionsbücher Bd. 27, Springer Verlag, Berlin 1991
- [1.26] Roth, K.; Konstruieren mit Konstruktionskatalogen, Bd. I Konstruktionslehre, Bd. 2 Konstruktionskataloge, Springer Verlag, Berlin 1994

- [1.27] Ryall, M. J., Parke, G. A. R., Harding, J. E.; Manual of Bridge Engineering, Thomas Telford Publishing, London 2003
- [1.28] Scheffler, M., Feyrer, K., Matthias, K.; Fördermaschinen, Vieweg Verlag, Braunschweig 1998
- [1.29] Schlecht, B.; Schwingungen in Antriebssystemen – Wie aussagefähig ist die Ermittlung von Sicherheiten, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2005, Tagungsband, S. 11–76
- [1.30] Schlecht, B.; Tragfähigkeitsnachweis von Wellen und Achsen nach DIN 743, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2005, Tagungsband, S. 287–317
- [1.31] Schlecht, B.; Aktuelle Entwicklungstendenzen zur beanspruchungsgerechten Auslegung von Antriebssystemen, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2003, Tagungsband, S. 3–44
- [1.32] Schlecht, B.; Krüger, H., Heß, H.; Drehbrücke über den Suez-Kanal bei El-Ferdan – Maschinenbau, Antriebs- und Steuerungstechnik; Stahlbau 68 (1999), Heft 5, S. 329–346
- [1.33] Schlecht, B.; Vergleichende Untersuchungen zur dauerhaftesten Auslegung von Getriebewellen; Konstruktion 49 (1997), Heft 11/12, S. 33–38
- [1.34] Schlecht, B., Neubauer, A.; Hydraulic Compaction System (HCS) – Steigerung der Produktqualität durch effiziente Verdichtung. BFT – Betonwerk- und Fertigerteiltechnik (66) 2000, Heft 9, S. 44–52
- [1.35] Schlecht, B., Schulze, T., Hähnel, Th.; Untersuchung der Interdependenzen von Rotor-, Triebstrang- und Gondelschwingungen von Multi-Megawatt-Windenergieanlagen mittels Mehrkörper-Simulation; AKIDA – Aachener Kolloquium für Instandhaltung und Diagnose, 9. und 10. November 2004
- [1.36] Schlecht, B., Wünsch, D., Matta, F., Christianhemmers, A., Gutt, S.; Simulation von redundanten Notaus-Stop-Bremssystemen in Haupthubwerkantrieben von Gießkranen, Tagebaugroßgeräten und Umschlaganlagen, VDI-Tagung „Schwingungen in Antrieben“ 18. und 19. September 2001 in Würzburg
- [1.37] Schlecht, B.; Einsatzbedingungen von großen Sondergetrieben und die daraus resultierenden Anforderungen an Bemessung, Konstruktion und Fertigung, Fachtagung „Antriebstechnik/Zahnradgetriebe“ 14./15. September 2000, TU Dresden
- [1.38] Schlecht, B.; Mehrkörpersimulation von Großantrieben, Antriebstechnik 44 (2005), Teil I, Heft 10, S. 24–29, Teil II, Heft 12, S. 38–42
- [1.39] Schlecht, B.; Modern Drive Technology for Large Moveable Railway Bridges – The El-Ferdan Swing Bridge over the Suez Canal, First International Conference on Advances in Bridge Engineering, Brunel University London, 26. bis 28. Juni 2006, London
- [1.40] Schlecht, B., Schulze, T., Hähnel, Th., Rosenlöcher, Th., Höfgen, M.; Analyse der Wechselwirkung von Triebstrang- und Strukturschwingungen in elektrisch-mechanischen Großantrieben, VDI-Tagung „Elektrisch-mechanische Antriebssysteme“ 27. und 28. September 2006 in Böblingen
- [1.41] Schlecht, B., Wünsch, D., Christianhemmers, A.; Theoretical Investigations on the Dynamic Behaviour of Bucket Wheel Drives Bulk Solids Handling, Volume 19, 1999, Number 1, pp. 71–80
- [1.42] Schlecht, B., Wünsch, D., Deckers, J., Holtmann, M.; Experimental Analysis of the Cutting Forces of a Compact Bucket Wheel Excavator Bulk Solids Handling, Volume 19, 1999, No. 4, pp. 507–516

- [1.43] Schlecht, B., Böhme, G.; Maschinentechnische Ausrüstungen zur Fahrzeugproduktion und -instandhaltung. *Der Eisenbahn Ingenieur* 51 (2000), Heft 4, S. 42–50
- [1.44] Schlecht, B.; Tragfähigkeitsnachweis von Wellen und Achsen nach DIN 743, *Antriebstechnik* 42 (2003), Teil I, Heft 3, S. 52–56, Teil II, Heft 5, S. 47–49
- [1.45] Schulze, T.; Ganzheitliche dynamische Antriebsstrangbetrachtung von Windenergieanlagen unter Verwendung modularer Simulationsmodelle, Diss. TU Dresden, erscheint demnächst
- [1.46] Schütz, W.; Zur Geschichte der Schwingfestigkeit; Bericht ABF 55 – Betriebsfestigkeit in Forschung, Lehre und Praxis; Verein Deutscher Eisenhüttenleute, Düsseldorf 1992
- [1.47] van den Heuvel, B.; Langzeitschäden an großmoduligen Verzahnungen; Vortrag im Arbeitskreis Werkstätten des VDEh
- [1.48] van den Heuvel, B.; Wälzlagerungen im betrieblichen Einsatz, Vortrag zum VDI-Seminar Wälzlagertechnik, 16. und 17.11.2004
- [1.49] VDI-Richtlinie 2221 Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte, VDI-Verlag, Düsseldorf 1993
- [1.50] VDI-Richtlinie 2222 Konstruktionsmethodik; Bl. 1 Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien; Bl. 2 Erstellung und Anwendung von Konstruktionskatalogen, VDI-Verlag, Düsseldorf 1997
- [1.51] VDI-Richtlinie 2234 Wirtschaftliche Grundlagen für den Konstrukteur, VDI-Verlag, Düsseldorf 1990
- [1.52] VDI-Richtlinie 2235 Wirtschaftliche Entscheidungen beim Konstruieren; Methoden und Hilfen, VDI-Verlag, Düsseldorf 1987
- [1.53] VDI-Richtlinie 2801 Wertanalyse, Blatt 1 und 2, VDI-Verlag Düsseldorf 2010
- [1.54] Wächter, K.; Konstruktionslehre für Maschineningenieure, VEB Verlag Technik, Berlin 1987
- [1.55] Wöhler, A.; Bericht über die Versuche, welche auf der königlich Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn mit Apparaten zum Messen der Biegung und Verdrehung von Eisenbahnachsen während der Fahrt angestellt wurden; *Zeitschrift für Bauwesen*, Bd. VIII (1858), S. 641–652
- [1.56] Wöhler, A.; Über Versuche zur Ermittlung der Festigkeit von Achsen, welche in den Werkstätten der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn zu Frankfurt an der Oder angestellt sind; *Zeitschrift für Bauwesen*, Bd. XIII (1863), S. 233–258
- [1.57] Wöhler, A.; Resultate der in der Central-Werkstatt der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn zu Frankfurt an der Oder angestellten Versuche über die relative Festigkeit von Eisen, Stahl und Kupfer; *Zeitschrift für Bauwesen*, Bd. XVI (1863), S. 67–84
- [1.58] Wöhler, A.; Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl; *Zeitschrift für Bauwesen*, Bd. XX (1870), S. 73–106
- [1.59] Wünsch, D.; Einsatz der Simulation bei Betriebsfestigkeitsmaßnahmen, *Stahl und Eisen* 106 (1986), Heft 7, S. 339–344
- [1.60] Zammert, W. U.; Betriebsfestigkeit, Vieweg Verlag, Braunschweig 1985
- [1.61] Zwicker, D., Derda, Th.; Antriebsstrangauslegung, Beanspruchungs- und Betriebsschwingungsanalyse einer Lokomotive mit hydrodynamischer Leistungsübertragung, *Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2003*, Tagungsband, S. 657–674

**Z U S A M M E N F A S S U N G**

Alle technischen Systeme erfüllen eine bestimmte Aufgabe und werden aus einzelnen Maschinenelementen zusammengebaut. Die konstruktive Aufgabe des Ingenieurs besteht nun in der optimalen Auswahl und richtigen Auslegung der einzelnen Elemente sowie der Kombination zu einem funktionierenden Gesamtsystem, das die im Pflichtenheft formulierten Anforderungen erfüllt. Hierfür benötigt der Ingenieur zum einen umfassende Kenntnisse zu den Maschinenelementen, damit er unter Berücksichtigung von Funktion und Wirkung Festigkeits- und Verformungsnachweise erstellen kann. Zum anderen braucht er Kenntnisse der Konstruktionsmethodik zur zielgerichteten Suche nach Lösungen für die konstruktive Aufgabe.

Anhand ausgeführter technischer Beispiele (Lokomotive, Bagger, Kran, Brücke und Windenergie-Anlage) wird erläutert, welchen überwiegend dynamischen Beanspruchungen Maschinen und Anlagen im Betrieb unterliegen. Davon ausgehend werden die häufigsten Versagensursachen von Maschinenelementen behandelt. Hierbei wird nach den Versagenskriterien der Belastung – Gewaltbruch, Ermüdungsbruch (Dauerbruch) und plastische Verformung – sowie der Anforderung – Verschleiß, Korrosion und elastische Verformung – unterschieden.

Zur Vermeidung dieser Ausfallursachen bei Maschinenelementen sind folgende Fragen zu klären:

- Welchen Beanspruchungen nach Art und Höhe unterliegt die gesamte Konstruktion bzw. das Maschinenelement im Einzelnen während der geplanten Nutzungszeit?
- Welche Beanspruchbarkeit weist die Konstruktion bzw. das Maschinenelement im Einzelnen auf?

Anschließend sind Beanspruchung und Beanspruchbarkeit im Rahmen eines Festigkeitsnachweises miteinander zu vergleichen. Dabei wird grundsätzlich zwischen statischen und dynamischen Beanspruchungen unterschieden. Anhand der Beispiele wird gezeigt, wie dynamische und statische Beanspruchungen entstehen und wie sie innerhalb einer Berechnung mit Nennmomenten und Anwendungsfaktor bei Schwingbeanspruchung sowie Stoßfaktor bei Maximalbeanspruchung berücksichtigt werden können. Auf der Grundlage einer systematischen Einteilung der Beanspruchungs-Zeit-Funktionen werden charakteristische Betriebsphasen unterschieden sowie die Zusammenhänge zwischen Lastwechsel, Lastkollektiv und Wöhlerlinie behandelt. Diese Ausführungen bilden den Einstieg in das zentrale Thema der Festigkeitsberechnung von Maschinenelementen im Kapitel 3 des Buches.

Abschließend wird kurz auf die wirtschaftliche Bedeutung der Konstruktion und die Grundzüge des methodischen Konstruierens eingegangen, um den Zusammenhang zwischen Maschinenelement, Konstruktion und Produktentwicklung darzustellen.

**Z U S A M M E N F A S S U N G**

# Normen, Toleranzen, Passungen und Oberflächen

2

2.1	Einführung .....	54
2.2	Normen, Richtlinien und Standards .....	55
2.3	Normzahlen .....	56
2.4	Toleranzen und Abweichungen .....	57
2.5	Passungen .....	69
2.6	Oberflächen technischer Körper .....	73
2.7	Literatur .....	82

ÜBERBLICK

### Lernziele

- Kennenlernen der Bedeutung der nationalen und internationalen Normung für die Konstruktion und die Anwendung von Maschinenelementen
- Kennenlernen der Notwendigkeit von Toleranzen und Toleranzsystemen für die wirtschaftliche Fertigung und das Zusammenwirken von Maschinenelementen
- Kennenlernen der Anwendung von Passungen und Passungssystemen beim Einsatz von Maschinenelementen
- Kennenlernen der Bedeutung und Klassifikation möglicher Gestaltabweichungen technischer Oberflächen von Maschinenelementen

## 2.1 Einführung

Die Behandlung der Maschinenelemente erfordert einige grundlegende Kenntnisse zu Normen und Richtlinien, Toleranzen, Passungen und Oberflächen. Im Folgenden werden jedoch nur die zum wesentlichen Verständnis erforderlichen Zusammenhänge in Kürze erläutert. Für weiterführende Informationen wird auf die entsprechenden Normen sowie die umfangreiche Fachliteratur verwiesen [2.24], [2.28].

Normen und Richtlinien sind von Fachleuten erstellte technische Regelwerke nationaler oder internationaler Gültigkeit zur Festlegung einheitlicher Bezeichnungen und Begriffe, Abmessungen, Toleranzen und Anschlussmaße zum Zwecke der Austauschbarkeit und Verringerung der Typenzahl von Erzeugnissen. Normen können aber auch Berechnungsgänge sowie Verfahren zur Qualitätssicherung bei der Herstellung von Erzeugnissen beinhalten. Des Weiteren gibt es Normen, die zum Schutze des Menschen z.B. Mindestanforderungen an Arbeitsplatzbedingungen, Schutzkleidungen sowie Gefahrensignale an Arbeitsstätten festlegen. Auch wenn für Normen keine generelle Anwendungspflicht besteht, so kann sich diese aus Rechts- oder Verwaltungsvorschriften bzw. Verträgen oder anderen Vereinbarungen ergeben. Da Normen und Richtlinien in der Regel den anerkannten Stand der Technik dokumentieren, empfiehlt sich ihre Anwendung, entbindet den Nutzer jedoch nicht von der eigenen Verantwortung.

Toleranzen und Passungen haben wesentlichen Einfluss auf die Funktionalität eines Erzeugnisses und dessen Herstellkosten. So wird zwischen der auf der Zeichnung geforderten Idealgestalt und dem tatsächlich gefertigten Bauteil immer eine Abweichung auftreten, deren Größe vom gewählten Fertigungsverfahren abhängt. Als Toleranz wird dabei die Differenz zwischen dem zugelassenen Größtwert und dem Kleinstwert einer messbaren Eigenschaft bezeichnet. Gemäß DIN EN ISO 286 beschreibt eine Passung die Differenz zwischen den Maßen zweier zu fügender Formelemente (z.B. Bohrung und Welle).

Eine mit technischen Mitteln bzw. Fertigungsverfahren erzeugte Oberfläche weicht immer von der konstruktiv vorgegebenen und in der Zeichnung festgelegten Soll-Oberfläche ab. Mithilfe verschiedener Messverfahren lässt sich ein angenähertes Abbild der wirklichen Oberfläche messtechnisch erfassen. Dabei wird grundsätzlich zwischen Grobgestalt und Feingestalt unterschieden. Je nach Bearbeitungsverfahren erreicht man eine entsprechend feine oder grobe Oberflächenrauheit.

## 2.2 Normen, Richtlinien und Standards

Im Maschinen-, Fahrzeug- und Anlagenbau haben Normen und Richtlinien eine große Verbreitung gefunden. Der Ursprung des deutschen Normenwesens geht zurück auf den VDE (Verband Deutscher Elektrotechniker e.V., gegründet 1893) für den elektrotechnischen Bereich und den Normenausschuss der deutschen Industrie (heute DIN – Deutsches Institut für Normung e.V. mit Sitz in Berlin, gegründet 1917) für den nicht-elektrischen Bereich als Herausgeber der „Deutschen Industrie-Normen (DIN)“. Neben diesen Normen werden national auch von privatrechtlichen Organisationen, öffentlich-rechtlichen Körperschaften und technischen Ausschüssen Richtlinien und Regelwerke ausgearbeitet und herausgegeben. Hierzu gehören z.B. die VDI-Richtlinien des Vereins Deutscher Ingenieure (VDI), die VDG-Merkblätter des Vereins Deutscher Gießereifachleute (VDG), die DVS-Merkblätter und -Richtlinien des Deutschen Verbandes für Schweißtechnik (DVS), die AD-Merkblätter der Vereinigung der Technischen Überwachungsvereine, Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter und die Stahleisen-Betriebsblätter (SEB) des Vereins deutscher Eisenhüttenleute (VDEh) sowie weitere Richtlinien von Vereinigungen, die aber für den Bereich des allgemeinen Maschinenbaus weniger von Bedeutung sind. Grundsätzlich lassen sich alle nationalen und internationalen Normen und Richtlinien grob nach Tabelle 2.1 einteilen.

Grund- bzw. Konstruktionsnormen	Prüfnormen
Maßnormen	Sicherheitsnormen
Gütenormen	Stoffnormen
Berechnungsnormen	Planungsnormen
Liefernormen	Baumusternormen

Tabelle 2.1: Verschiedene Arten von Normen

Im Zuge der Globalisierung und des internationalen Warenaustausches bekommt jedoch die internationale Normung und Standardisierung zunehmende Bedeutung [2.1]. Das System der internationalen Normung wird repräsentiert durch die ISO – International Organization for Standardization und die IEC – International Electrotechnical Commission mit gemeinsamem Sitz in Genf. Die Interessenvertretung der einzelnen Länder kann durch das jeweilige nationale Normungsinstitut (für Deutschland: DIN) wahrgenommen werden. Internationale Normen werden dann als DIN-ISO-Norm in das Deutsche Normenwerk aufgenommen. Im Bereich der Europäischen Gemeinschaft besteht die gemeinsame europäische Normeninstitution aus dem CEN (Comité Européen de Normalisation) und dem CENELEC (Comité Européen de Normalisation Electrotechnique) mit Sitz in Brüssel. Mitglieder sind die jeweiligen nationalen Normungsinstitute, die entsprechende Fachvertreter in die jeweiligen Ausschüsse entsenden können. Generell ist eine Europäische Norm von allen Mitgliedsländern in das jeweilige nationale Normenwerk zu übernehmen, auch wenn ein EU-Mitgliedsland gegen eine Norm gestimmt hat. Analog zu den DIN-ISO-Normen werden europäische Normen als DIN-EN-Normen in das deutsche Normenwerk aufgenommen.

Die Erarbeitung von Normen erfolgt durch ehrenamtliche Mitarbeiter aus interessierten Fachkreisen (Industrie, Behörden, Verbänden, Hochschulen u.a.) in Fachnormenausschüssen (FNA) nach einem in DIN 820 festgelegten Verfahren [2.4]. Bevor

eine Norm verbindlich wird, ist sie als Entwurf (Gelbdruck) der Öffentlichkeit zur Stellungnahme vorzulegen. Anregungen, Änderungswünsche und auch Einsprüche werden dann wieder vom Fachnormenausschuss behandelt. Manchmal werden Normen auch als Vornormen veröffentlicht, da versuchsweise mit ihnen gearbeitet werden soll, auch wenn zu einigen Abschnitten noch Vorbehalte bestehen. Die Normungsarbeit ist zuweilen recht mühsam und auch die Gesamtlaufzeit eines Normenvorhabens kann von der Antragstellung bis zur verbindlichen Veröffentlichung mehrere Jahre betragen (Vornorm < 3 Jahre, Norm < 5 Jahre). Dennoch ist es sehr zu empfehlen – gerade auch im Interesse der Industrie – als Fachmann ehrenamtlich in den jeweiligen Fachnormenausschüssen aktiv an der Erstellung zeitgemäßer Normen mitzuwirken.

## 2.3 Normzahlen

Die nach DIN 323 und durch die internationalen Normen ISO 3, ISO 17 und ISO 497 vereinbarten Normzahlen zur Stufung von Größen beliebiger Art (z.B. Längen, Flächen, Volumina, Kräfte, Drücke, Momente, Spannungen, Drehzahlen, Leistungen usw.) stellen ein allgemeingültiges Zahlensystem dar, mit dem sich eine praktisch erforderliche Zahlenmenge auf ein notwendiges Minimum beschränken lässt [2.2], [2.25], [2.26], [2.27].

Normzahlen entstehen als gerundete Glieder dezimal-geometrischer Reihen, die die ganzzahligen Potenzen von 10 enthalten, also ... 0,01; 0,1; 1; 10; 100; 1000 ... . Die Normzahlreihen werden mit  $R_r$  bezeichnet, wobei  $r$  die Anzahl der Stufen je Dezimalbereich angibt. Jede Reihe beginnt mit 1 (oder dem 10-, 100-, 1000-Fachen oder dem 10., 100., 1000. Teil des Wertes usw.) und die folgenden Zahlen entstehen durch Multiplikation mit einem bestimmten Stufensprung:

$$q_r = \sqrt[r]{10} \quad (2.1)$$

Für die Grundreihen  $R_5$ ,  $R_{10}$ ,  $R_{20}$  und  $R_{40}$  nach DIN 323 enthält Tabelle 2.2 die Hauptwerte.

Reihe	Sprung		Normzahlen												
$R_5$	$\sqrt[5]{10} \approx 1,60$		1										1,6		
$R_{10}$	$\sqrt[10]{10} \approx 1,25$		1				1,25						1,6		
$R_{20}$	$\sqrt[20]{10} \approx 1,12$		1		1,12		1,25		1,4				1,6		1,8
$R_{40}$	$\sqrt[40]{10} \approx 1,06$		1	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8		

Reihe	Normzahlen (Fortsetzung)														
$R_5$						2,5									
$R_{10}$		2				2,5				3,15					
$R_{20}$		2		2,24		2,5		2,8		3,15			3,55		
$R_{40}$	1,9	2	2,12	2,24	2,36	2,5	2,65	2,8	3	3,15	3,35	3,55	3,75		

Tabelle 2.2: Normzahlreihen – Hauptwerte der Grundreihen nach DIN 323 [2.2]

Reihe	Normzahlen (Fortsetzung)														
R5	4								6,3						
R10	4				5				6,3				8		
R20	4		4,5		5		5,6		6,3		7,1		8		9,5
R40	4	4,25	4,5	4,75	5	5,3	5,6	6	6,3	6,7	7,1	7,5	8	8,5	9

Tabelle 2.2: Normzahlreihen – Hauptwerte der Grundreihen nach DIN 323 [2.2] (Forts.)

Die bevorzugten Reihen im Maschinenbau sind R10 und R20, die Ausnahmereihe R80 mit  $q_{80} \approx 1,03$  sollte nur in Sonderfällen angewendet werden. Neben diesen Grundreihen gibt es noch abgeleitete Reihen, zusammengesetzte Reihen und Rundwertreihen [2.24], [2.25], [2.27].

## 2.4 Toleranzen und Abweichungen

Zur Sicherstellung der geforderten Funktionalität von Bauteilen oder einer Baugruppe sowie der Austauschbarkeit im Verschleiß- oder Schadensfall müssen sämtliche Eigenschaften der Bauteile (z.B. die Maß-, Form-, Lagegenauigkeit und Oberflächenbeschaffenheit) aufeinander abgestimmt sein. Da die geforderte ideal-geometrische Form eines Bauteils aufgrund der Unzulänglichkeit der Fertigungsverfahren meistens nicht zu erreichen – und oftmals aus Funktionsgründen auch gar nicht erforderlich – ist, können Abweichungen (Toleranzen) zugelassen werden. Dabei wird mit Toleranz die Differenz zwischen dem zugelassenen Größt- und Kleinstwert einer messbaren Eigenschaft bezeichnet.

Zur wirtschaftlichen Herstellung eines Bauteiles ist es deshalb sinnvoll, obere und untere Grenzwerte hinsichtlich der Abmessungen, der Form und der Oberflächenbeschaffenheit anzugeben, woraus direkt die vier Toleranzarten der Maßtoleranz, Form- und Lagetoleranz sowie Rauheitstoleranz folgen. Abbildung 2.1 verdeutlicht anhand einer Bohrung diese vier möglichen Abweichungen im Vergleich zum geometrisch idealen Zustand.

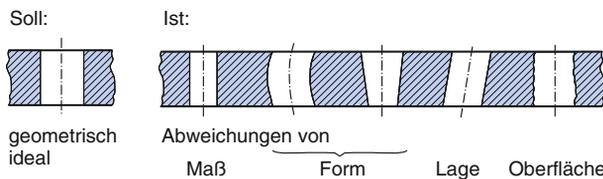


Abbildung 2.1: Gestaltabweichungen am Beispiel einer Bohrung [2.28]

Im Hinblick auf eine hohe Betriebssicherheit bei gleichzeitig kostengünstiger Fertigung gilt als allgemeiner Grundsatz zur Auswahl sinnvoller zulässiger Abweichungen (Toleranzen): „So grob wie möglich, so fein wie nötig.“

## 2.4.1 Maßtoleranzen

Folgende Grundbegriffe werden gemäß DIN EN ISO 286 für die Maße, Abmaße und Toleranzen entsprechend Abbildung 2.2 festgelegt [2.13]:

- Die Nulllinie ist in der grafischen Darstellung die dem Nennmaß entsprechende Bezugslinie für die Abmaße und Toleranzen.
- Das Nennmaß  $N$  ist das zur Größenangabe genannte Maß, auf das die Abmaße bezogen werden.
- Das Istmaß  $I$  ist das durch Messen festgestellte Maß (immer behaftet mit einer Messunsicherheit).
- Das Abmaß  $E$  bzw.  $e$  (écart, französisch für „Abstand“) bezeichnet die algebraische Differenz zwischen einem Maß (z.B. Istmaß oder Grenzmaß) und dem zugehörigen Nennmaß. Die Abmaße für Wellen werden mit Kleinbuchstaben ( $es$ ,  $ei$ ), die Abmaße für Bohrungen mit Großbuchstaben ( $ES$ ,  $EI$ ) bezeichnet.
- Das obere Abmaß  $ES$  bzw.  $es$  (écart supérieur) ist das Grenzabmaß als algebraische Differenz zwischen dem Höchstmaß und dem zugehörigen Nennmaß (frühere Bezeichnung  $A_o$ ).
- Das untere Abmaß  $EI$  bzw.  $ei$  (écart inférieur) ist das Grenzabmaß als algebraische Differenz zwischen dem Mindestmaß und dem zugehörigen Nennmaß (frühere Bezeichnung  $A_u$ ).
- Das Grundabmaß ist für Grenzmaße und Passungen das Abmaß, welches die Lage des Toleranzfeldes in Bezug zur Nulllinie festlegt (oberes oder unteres Abmaß, das der Nulllinie am nächsten liegt).
- Zu den Grenzmaßen  $G$  gehören das Höchstmaß  $G_o$  als größtes zugelassenes Grenzmaß und das Mindestmaß  $G_u$  als das kleinste zugelassene Grenzmaß. Zwischen diesen beiden Werten soll das Istmaß  $I$  liegen:

$$\text{Bohrung: } G_{oB} = N + ES \quad G_{uB} = N + EI \quad (2.2)$$

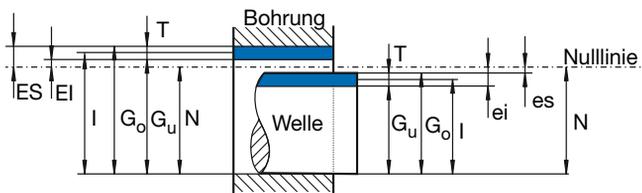
$$\text{Welle: } G_{oW} = N + es \quad G_{uW} = N + ei \quad (2.3)$$

- Die Maßtoleranz  $T$  ist als algebraische Differenz zwischen Höchstmaß und Mindestmaß ein absoluter Wert ohne Vorzeichen.

$$\text{Allgemein: } T = G_o - G_u \quad (2.4)$$

$$\text{Bohrung: } T_B = G_{oB} - G_{uB} = ES - EI \quad (2.5)$$

$$\text{Welle: } T_W = G_{oW} - G_{uW} = es - ei \quad (2.6)$$



$N$	- Nennmaß	$T$	- Toleranz
$G_u$	- Kleinstmaß	$E/e$	- Abmaß
$G_o$	- Größtmaß	$ES/es$	- oberes Abmaß Bohrung/Welle = Größtmaß-Nennmaß
$I$	- Istmaß	$EI/ei$	- unteres Abmaß Bohrung/Welle = Kleinstmaß-Nennmaß

Abbildung 2.2: Maße, Abmaße und Toleranzen von Bauteilen

- Als Toleranzfeld ergibt sich in der grafischen Darstellung das Feld, das durch das obere und untere Abmaß begrenzt wird.

Das Toleranzfeld wird entsprechend dem ISO-System durch die Größe der Toleranz und deren Lage zur Nulllinie (d.h. zum Nennmaß) durch einen bzw. zwei Buchstaben gekennzeichnet, Abbildung 2.3. Bei Außenmaßen (z.B. bei Wellen) verwendet man Kleinbuchstaben, bei Innenmaßen (z.B. Bohrungen) Großbuchstaben. Dabei nehmen die Toleranzfelder *H* und *h* eine Sonderstellung ein, da sie an der Nulllinie liegen.

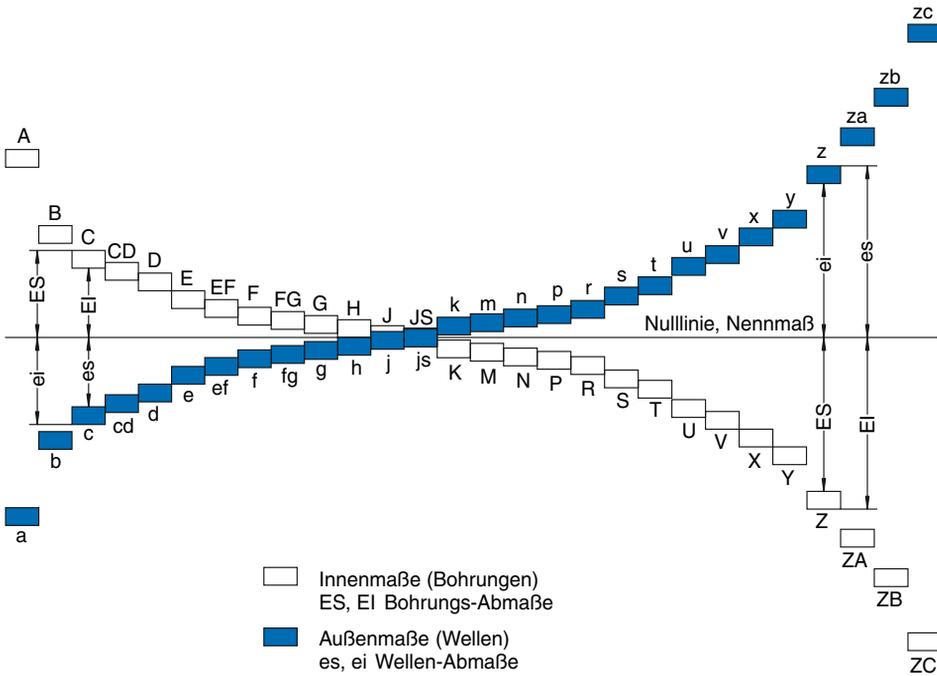


Abbildung 2.3: Toleranzfelder des ISO-Systems nach DIN EN ISO 286 [2.13]

Zu jedem dieser Nennmaßbereiche gibt es verschieden große Grundtoleranzgrade, die mit den Buchstaben *IT* und den nachgestellten Zahlen 01, 0, 1, 2 bis 18 gemäß Tabelle 2.3 und Tabelle 2.4 gekennzeichnet werden. Die Grundtoleranzgrade *IT* 01 bis *IT* 4 sind besonders fein und werden deshalb für Messzeuge und Lehren verwendet. Im allgemeinen Maschinenbau und in der Feinmechanik werden für Passungen die Grundtoleranzgrade *IT* 5 bis *IT* 11 genutzt. Die größeren Grundtoleranzgrade *IT* 12 bis *IT* 18 kommen für größere Funktionsanforderungen sowie in der spanlosen Formgebung (z.B. bei Walzwerkserzeugnissen, Schmiedeteilen und Ziehtteilen) zur Anwendung.

Mit steigendem Nennmaßbereich werden jedem einzelnen Grundtoleranzgrad größere Grundtoleranzen (Maßtoleranzen) zugeordnet. Die Gesamtheit der Grundtoleranzen innerhalb eines Grundtoleranzgrades für alle Nennmaßbereiche wird dem gleichen Genauigkeitsniveau zugeordnet. Die Größe der Grundtoleranzen in  $\mu\text{m}$  wird aus

dem Toleranzfaktor  $I$  bzw.  $i$  für den Nennmaßbereich  $N$  zwischen  $D_1$  und  $D_2$  in mm wie folgt ermittelt:

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001 \cdot D \quad \text{für } 0 < N \leq 500 \text{ mm} \quad (2.7)$$

$$I = 0,004 \cdot D + 2,1 \quad \text{für } 500 < N \leq 3150 \text{ mm} \quad (2.8)$$

$$D = \sqrt{D_1 \cdot D_2} \quad (2.9)$$

Für die Grundtoleranzgrade  $IT$  01 bis  $IT$  1 werden die Toleranzfaktoren  $i$  für Nennmaße  $N \leq 500$  mm wie folgt berechnet:

$$i = 0,3 + 0,008 \cdot D \quad \text{für } IT\ 01 \quad (2.10)$$

$$i = 0,5 + 0,012 \cdot D \quad \text{für } IT\ 0 \quad (2.11)$$

$$i = 0,8 + 0,020 \cdot D \quad \text{für } IT\ 1 \quad (2.12)$$

Mit den Gleichungen (2.7) bis (2.12) und den Zusammenhängen gemäß Tabelle 2.5 lassen sich dann die Größen der Grundtoleranz für den jeweiligen Grundtoleranzgrad berechnen, die z.B. für den Nennmaßbereich bis 500 mm in Tabelle 2.3 und Tabelle 2.4 zusammengestellt sind.

Nennmaßbereich in mm		Grundtoleranzgrade									
		$IT\ 01$	$IT\ 0$	$IT\ 1$	$IT\ 2$	$IT\ 3$	$IT\ 4$	$IT\ 5$	$IT\ 6$	$IT\ 7$	$IT\ 8$
über	bis	Grundtoleranzen in $\mu\text{m}$									
–	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14
3	6	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18
6	10	0,4	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22
10	18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	11	18	27
18	30	0,6	1	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33
30	50	0,6	1	1,5	2,5	4	7	11	16 <sup>1)</sup>	25	39
50	80	0,8	1,2	2	3	5	8	13	19	30	46
80	120	1	1,5	2,5	4	6	10	15	22	35	54
120	180	1,2	2	3,5	5	8	12	18	25	40	63
180	250	2	3	4,5	7	10	14	20	29	46	72
250	315	2,5	4	6	8	12	16	23	32	52	81
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97

Tabelle 2.3: Zahlenwerte der Grundtoleranzen  $IT$  01 bis  $IT$  8 nach DIN EN ISO 286 [2.13]

Nennmaßbereich in mm		Grundtoleranzgrade									
		IT 9	IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16	IT 17	IT 18
über	bis	Grundtoleranzen in									
		µm					mm				
–	3	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	36	56	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7

Tabelle 2.4: Zahlenwerte der Grundtoleranzen IT 9 bis IT 18 nach DIN EN ISO 286 [2.13]

Nennmaßbereich in mm		Grundtoleranzgrade								
		IT 1	IT 2	IT 3	IT 4	IT 5	IT 6	IT 7	IT 8	IT 9
über	bis	Formeln für Grundtoleranzen (Ergebnisse in µm)								
–	500	–	–	–	–	7 i	10 i	16 i	25 i	40 i
500	3150	2 I	2,7 I	3,7 I	5 I	7 I	10 I	16 I	25 I	40 I
		IT 10	IT 11	IT 12	IT 13	IT 14	IT 15	IT 16	IT 17	IT 18
–	500	64 i	100 i	160 i	250 i	400 i	640 i	1000 i	1600 i	2500 i
500	3150	64 I	100 I	160 I	250 I	400 I	640 I	1000 I	1600 I	2500 I

Tabelle 2.5: Bestimmung der Grundtoleranzen bei den Grundtoleranzgraden IT 1 bis IT 20 mit den Gleichungen (2.7) bis (2.12)

## 2.4.2 Form- und Lagetoleranzen

Die Angabe von Formtoleranzen zur genauen Erfassung des Formelements ist erforderlich, da die Maßtoleranzen nur die örtlichen Istmaße eines Formelements erfassen und nicht seine Formabweichungen. Gemäß DIN EN ISO 1101 werden durch Formtoleranzen die zulässigen Abweichungen eines Elements von seiner geometrisch idealen Form (z.B. Geradheit einer Welle, Ebenheit einer Passfläche, Rundheit eines Drehteiles) begrenzt, Tabelle 2.6 [2.14].

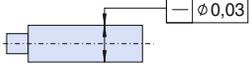
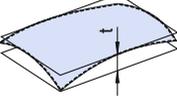
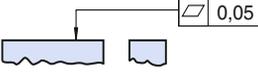
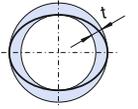
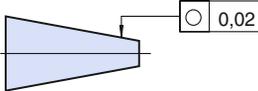
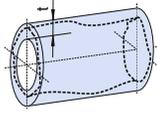
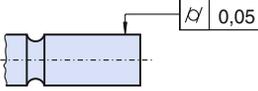
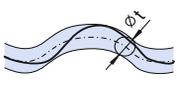
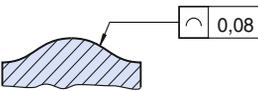
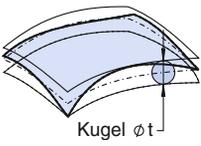
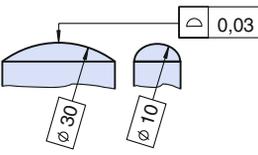
Symbol und tolerierte Eigenschaft	Anwendungs-Beispiele		
	Toleranzzone	Zeichnungsangabe	Erklärung
 Geradheit			Die Achse des zylindrischen Teils des Bolzens muss innerhalb eines Zylinders vom Durchmesser $t = 0,03$ mm liegen.
 Ebenheit			Die tolerierte Fläche muss zwischen zwei parallelen Ebenen vom Abstand $t = 0,05$ mm liegen.
 Rundheit			Die Umfangslinie jedes Querschnitts muss in einem Kreisring von der Breite $t = 0,02$ mm enthalten sein.
 Zylinderform			Die tolerierte Fläche muss zwischen zwei koaxialen Zylindern liegen, die einen radialen Abstand von $t = 0,05$ mm haben.
 Linienform			Das tolerierte Profil muss zwischen zwei Hüll-Linien liegen, deren Abstand durch Kreise vom Durchmesser $t = 0,08$ mm begrenzt wird. Die Mittelpunkte dieser Kreise liegen auf der geometrisch idealen Linie.
 Flächenform			Die tolerierte Fläche muss zwischen zwei Hüll-Flächen liegen, deren Abstand durch Kugeln vom Durchmesser $t = 0,03$ mm begrenzt wird. Die Mittelpunkte dieser Kugeln liegen auf der geometrisch idealen Fläche.

Tabelle 2.6: Symbolik und Beispiele zur Beschreibung von Formtoleranzen nach DIN EN ISO 1101 [2.14]

Die Formtoleranzen sind demzufolge grundsätzlich dann anzugeben, wenn aufgrund des Fertigungsverfahrens die geometrische Form des Werkstückes durch die Maßangaben allein nicht eingehalten werden kann.

Unter dem Begriff Lagetoleranzen werden nach DIN EN ISO 1101 die Richtungs-, Orts- und Lauftoleranzen zusammengefasst [2.14]. Sie begrenzen die zulässigen Abweichungen von der geometrisch idealen Lage zweier oder mehrerer Elemente zueinander, z.B. die Parallelität zweier Flächen, Koaxialität von gegenüberliegenden Bohrungen, Position bestimmter Passflächen zu einem Bezugsэлеment sowie Rund- und Planlauf bei Drehteilen. Wie auch bei den Formtoleranzen wird die Angabe von Lagetoleranzen immer dann erforderlich, wenn aus fertigungsbedingten Gründen anzunehmen ist, dass die Teile nicht in der geforderten Beziehung zueinander stehen, wie es die Funktion erfordert bzw. wie es Bemaßung und Toleranzangaben vorsehen. Beispiele zur Beschreibung der Lagetoleranzen sind in Tabelle 2.7 für die Richtung, in Tabelle 2.8 für den Ort und in Tabelle 2.9 für den Lauf zusammengestellt.

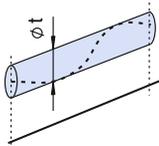
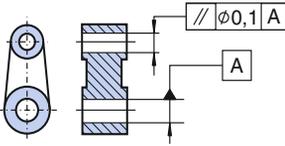
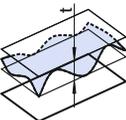
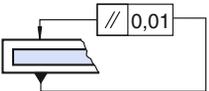
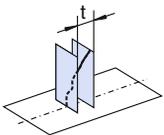
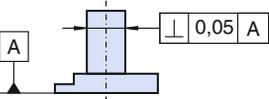
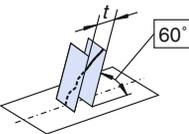
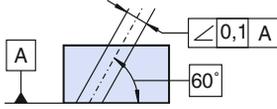
Symbol und tolerierte Eigenschaft	Toleranzzone	Zeichnungsangabe	Erläuterung
Parallelität 			Die tolerierte Achse muss innerhalb eines zur Bezugsachse parallel liegenden Zylinders vom Durchmesser $t = 0,1$ mm liegen.
Parallelität 			Die tolerierte Fläche muss zwischen zwei zur Bezugsfläche parallelen Ebenen vom Abstand $t = 0,05$ mm liegen.
Rechtwinkligkeit 			Die tolerierte Achse muss zwischen zwei parallelen zur Bezugsfläche und zur Pfeilrichtung senkrechten Ebenen vom Abstand $t = 0,05$ mm liegen.
Neigung (Winkligkeit) 			Die Achse der Bohrung muss zwischen zwei zur Bezugsfläche im Winkel von $60^\circ$ geneigten und zueinander parallelen Ebenen vom Abstand $t = 0,1$ mm liegen.

Tabelle 2.7: Symbolik und Beispiele zur Beschreibung von Lagetoleranzen der Richtung nach DIN EN ISO 1101 [2.14]

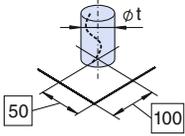
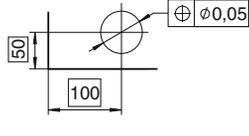
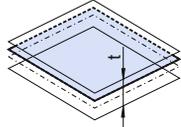
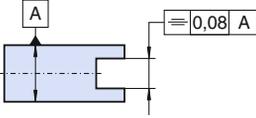
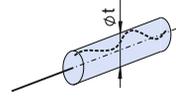
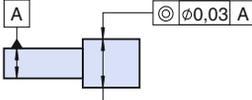
Symbol und tolerierte Eigenschaft	Toleranzzone	Zeichnungsangabe	Erläuterung
Position 			Die Achse der Bohrung muss innerhalb eines Zylinders vom Durchmesser $t = 0,05$ mm liegen, dessen Achse sich am geometrisch idealen Ort (mit eingetrahnten Maßen) befindet.
Symmetrie 			Die Mittelachse der Nut muss zwischen zwei parallelen Ebenen liegen, die einen Abstand von $t = 0,08$ mm haben und symmetrisch zur Mittelebene des Bezugsselementes liegen.
Koaxialität Konzentrität 			Die Achse des tolerierten Teils der Welle muss innerhalb eines Zylinders vom Durchmesser $t = 0,03$ mm liegen, dessen Achse mit der Achse des Bezugsselements fluchtet.

Tabelle 2.8: Symbolik und Beispiele zur Beschreibung von Lagetoleranzen des Ortes nach DIN EN ISO 1101 [2.14]

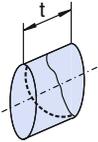
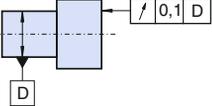
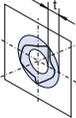
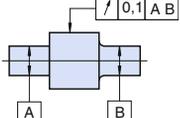
Symbol und tolerierte Eigenschaft	Toleranzzone	Zeichnungsangabe	Erläuterung
Planlauf 			Bei Drehung um die Bezugsachse $D$ darf die Planlaufabweichung in jedem Messzylinder $0,1$ mm nicht überschreiten.
Rundlauf 			Bei Drehung um die Bezugsachse $AB$ darf die Rundlaufabweichung in jeder senkrechten Messebene $0,1$ mm nicht überschreiten.

Tabelle 2.9: Symbolik und Beispiele zur Beschreibung von Lagetoleranzen des Laufes nach DIN EN ISO 1101 [2.14]

### 2.4.3 Allgemeintoleranzen

Zur Vereinfachung von Zeichnungen dienen die Allgemeintoleranzen für Längen- und Winkelmaße sowie Rundungshalbmesser und Fasenhöhen mit vier Toleranzklassen nach DIN ISO 2768 [2.23]. Durch die Wahl einer Toleranzklasse soll die jeweilige werkstattübliche Genauigkeit berücksichtigt werden. Tabelle 2.10 enthält die Grenzabmaße für Längenmaße, Tabelle 2.11 für Winkelmaße und Tabelle 2.12 für Rundungshalbmesser und Fasenhöhen.

Toleranzklasse	Grenzabmaße in mm für Nennmaßbereiche in mm							
	0,5 bis 3	über 3 bis 6	über 6 bis 30	über 30 bis 120	über 120 bis 400	über 400 bis 1000	über 1000 bis 2000	über 2000 bis 4000
f (fein)	± 0,05	± 0,05	± 0,1	± 0,15	± 0,2	± 0,3	± 0,5	–
m (mittel)	± 0,1	± 0,1	± 0,2	± 0,3	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2
c (grob)	± 0,15	± 0,2	± 0,5	± 0,8	± 1,2	± 2	± 3	± 4
v (sehr grob)	–	± 0,5	± 1	± 1,5	± 2,5	± 4	± 6	± 8

Tabelle 2.10: Allgemeintoleranzen: Grenzabmaße für Längenmaße nach DIN ISO 2768 [2.23]

Toleranzklasse	Grenzabmaße in Winkleinheiten für Nennmaßbereiche des kürzeren Schenkels in mm				
	bis 10	über 10 bis 50	über 50 bis 120	über 120 bis 400	über 400
f (fein)	± 1°	± 30′	± 20′	± 10′	± 5′
m (mittel)	± 1°	± 30′	± 20′	± 10′	± 5′
c (grob)	± 1° 30′	± 1°	± 30′	± 15′	± 10′
v (sehr grob)	± 3°	± 2°	± 1°	± 30′	± 20′

Tabelle 2.11: Allgemeintoleranzen: Grenzabmaße für Winkelmaße nach DIN ISO 2768 [2.23]

Toleranzklasse	Grenzmaße in mm für Nennmaßbereiche in mm		
	0,5 bis 3	über 3 bis 6	über 6
f (fein)	± 0,2	± 0,5	± 1
m (mittel)			
c (grob)	± 0,4	± 1	± 2
v (sehr grob)			

Tabelle 2.12: Allgemeintoleranzen: Grenzabmaße für Rundungshalbmesser und Fasenhöhen (Schrägungen) nach DIN 7168 [2.12]

Ist für ein einzelnes Nennmaß eine kleinere Toleranz erforderlich bzw. eine größere wirtschaftlich, dann wird diese neben dem betreffenden Nennmaß angegeben.

In Analogie zu den Maßtoleranzen werden nach DIN ISO 2768 T2 auch Allgemeintoleranzen in drei Toleranzklassen für Form und Lage festgelegt [2.23]. Sie gelten für Formelemente, bei denen Form- und Lagetoleranzen nicht einzeln angegeben sind. Sie lassen sich für alle Eigenschaften der Formelemente anwenden, mit Ausnahme der Zylinderform, dem Profil einer beliebigen Linie oder Fläche, Neigung, Koaxialität, Position und Gesamtlauf. Einzeln erforderlich werdende größere oder kleinere Toleranzen sind extra anzugeben. Tabelle 2.13 enthält die entsprechenden Werte für Geradheit und Ebenheit, Tabelle 2.14 für Rechtwinklingkeit und Tabelle 2.15 für Symmetrie.

Allgemeintoleranzen für Maße, Form und Lage sind immer dann anzuwenden, wenn der Tolerierungsgrundsatz nach DIN EN ISO 8015 in der Zeichnung eingetragen ist [2.21]. Dieser im folgenden Abschnitt beschriebene Tolerierungsgrundsatz ist auch als Unabhängigkeitsprinzip bekannt und drückt aus, dass keine gegenseitige Beziehung zwischen Maß-, Form- und Lagetoleranzen besteht.

#### Allgemeintoleranzen für Geradheit und Ebenheit in mm

Toleranzklasse	Nennmaßbereich in mm					
	bis 10	über 10 bis 30	über 30 bis 100	über 100 bis 300	über 300 bis 1000	über 1000 bis 3000
H	0,2	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4
K	0,05	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8
L	0,1	0,2	0,4	0,8	1,2	1,6

Tabelle 2.13: Allgemeintoleranzen für Geradheit und Ebenheit in mm nach DIN ISO 2768 [2.23]

#### Allgemeintoleranzen für Symmetrie in mm

Toleranzklasse	Nennmaßbereich in mm			
	bis 100	über 100 bis 300	über 300 bis 1000	über 1000 bis 3000
H	0,2	0,3	0,4	0,5
K	0,4	0,6	0,8	1,0
L	0,6	1,0	1,5	2,0

Tabelle 2.14: Allgemeintoleranzen für Rechtwinklingkeit in mm nach DIN ISO 2768 [2.23]

### Allgemeintoleranzen für Symmetrie in mm

Toleranzklasse	Nennmaßbereich in mm			
	bis 100	über 100 bis 300	über 300 bis 1000	über 1000 bis 3000
H	0,5	0,5	0,5	0,5
K	0,6	0,6	0,8	1,0
L	0,6	1,0	1,5	2,0

Tabelle 2.15: Allgemeintoleranzen für Symmetrie in mm nach DIN ISO 2768 [2.23]

#### 2.4.4 Tolerierungsgrundsätze

Für die Paarung von Bauteilen (z.B. Welle in einer Bohrung) sind die folgenden Maßarten von Bedeutung:

- Das Maximum-Material-Grenzmaß MML (Maximum Material Limit) begrenzt die maximal zulässige Materialmenge, d.h. das Element besitzt bei diesem Grenzmaß seine größte Masse. Bei Wellen ist es das Höchstmaß, bei Bohrungen das Mindestmaß. Falls dieses Maß überschritten wird, kann das Bauteil durch weitere Materialabnahme nachgearbeitet werden. Das MML entspricht demzufolge der „Gutseite“ einer Prüflinse.
- Das Minimum-Material-Grenzmaß LML (Least Material Limit) begrenzt die minimal zulässige Materialmenge, d.h. das Element besitzt bei diesem Grenzmaß seine kleinste Masse. Bei Wellen ist es das Mindestmaß, bei Bohrungen das Höchstmaß. Wird dieses Maß überschritten, so ist eine Nacharbeit nicht mehr möglich. Somit beschreibt das LML die „Ausschussseite“ einer Prüflinse.

Taylor hat 1905 erkannt, dass das Mindestspiel bei Maximum-Material-Grenzmaßen nur dann vorhanden ist, wenn die Teile nicht zusätzlich noch Formabweichungen aufweisen. Darauf gründet sein Prüfgrundsatz:

„Die Gutprüfung (Einhaltung der Maximum-Material-Grenze) ist eine Paarungsprüfung mit einem geometrischen Gegenstück (Lehre), die über das ganze Formelement geht. Die Ausschussprüfung (Einhaltung der Minimum-Material-Grenze) ist eine Einzelprüfung der örtlichen Istmaße im Zweipunktverfahren.“

Aufbauend auf dem Taylorschen Prüfgrundsatz wurden die folgenden Tolerierungsgrundsätze entwickelt, mit denen sich an einfachen Passelementen (z.B. Kreiszyklindern oder Planflächenpaaren) überprüfen lässt, ob die Formabweichungen grundsätzlich von den Formabweichungen abhängen oder nicht:

- Hüll-Prinzip („Alter“ Tolerierungsgrundsatz)
- Unabhängigkeitsprinzip („Neuer“ Tolerierungsgrundsatz)

Das Hüll-Prinzip („Alter“ Tolerierungsgrundsatz) gilt generell für alle tolerierten Maße auf Zeichnungen, die keinen Hinweis auf DIN EN ISO 8015 enthalten [2.21]. Es gilt dann die Tolerierung nach DIN 7167 [2.11]. Soll z.B. eine Welle mit einer Bohrung so zusammengefügt werden, dass Spiel verbleibt, so wird nach dem Hüll-Prinzip gefordert, dass das Bauteil die geometrisch ideale Hülle mit Maximum-Material-Grenzmaß

MML nicht durchbricht und kein örtliches Istmaß das Minimum-Material-Grenzmaß LML bei Bohrungen überschreitet bzw. bei Wellen unterschreitet, Tabelle 2.16. Somit sind die Formtoleranzen für die Geradheit der Achse und die Rundheit der einzelnen Querschnitte einzuschränken. Dabei dürfen die Formabweichungen nie größer sein als die Maßtoleranz. Es werden nur die Formabweichungen, dagegen außer der Parallelität keine Lageabweichungen durch die Hülle beschränkt, Abbildung 2.4.

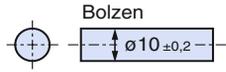
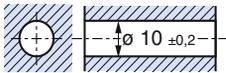
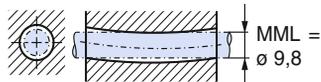
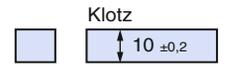
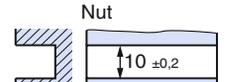
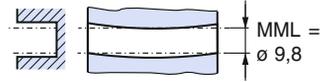
Formelement	Beispiel	Gestalt der Hülle	Hülle für das Beispiel
Kreis- zylinder (Welle)	Bolzen 	Kreiszyylinder mit Höchstmaß („Lehr-Hülle“)	 Hüllmaß MML = $\varnothing 10,2$
Kreis- zylinder (Bohrung)		Kreiszyylinder mit Mindestmaß („Lehr-Dorn“)	 MML = $\varnothing 9,8$
Parallel- ebenen (außen)	Klotz 	2 Parallelebenen mit Höchstmaß („Lehr-Hülle“)	 MML = $\varnothing 10,2$
Parallel- ebenen (innen)	Nut 	2 Parallelebenen mit Mindestmaß („Lehr-Schieber“)	 MML = $\varnothing 9,8$

Tabelle 2.16: Bedeutung der „Hülle“ bei den einzelnen Formelementen (MML – Maximum-Material-Maß) nach [2.28]

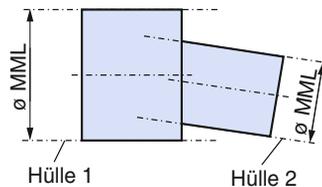


Abbildung 2.4: Vom Hüll-Prinzip nicht eingeschränkte Lageabweichungen für Koaxialität nach [2.28]

Beim international genormten Unabhängigkeitsprinzip („Neuer“ Tolerierungsgrundsatz) nach DIN EN ISO 8015 muss jede Maß-, Form- und Lagetoleranz unabhängig voneinander eingehalten werden. Es erfolgt also keine Paarungsprüfung. Die Zeichnung muss einen Hinweis auf DIN EN ISO 8015 enthalten, ansonsten gilt das Hüll-Prinzip. Da das Unabhängigkeitsprinzip die ungerechtfertigten Anforderungen des Hüll-Prinzips bezüglich der Form- und Lageabweichungen aufhebt, lassen sich der Fertigungsaufwand und damit auch die Fertigungskosten reduzieren.

Mithilfe der Maximum-Material-Bedingung ist bei Gültigkeit des Unabhängigkeitsprinzips eine Vergrößerung der Formtoleranzen möglich, indem die Formabweichungen auf der Zeichnung mit einem eingekreisten *M* gekennzeichnet werden, Abbildung 2.5. Dabei erlaubt die Maximum-Material-Bedingung eine Überschreitung der mit dem eingekreisten *M* gekennzeichneten Formtoleranz um den Betrag, um den das Istmaß vom Maximum-Material-Grenzmaß (MML) abweicht.

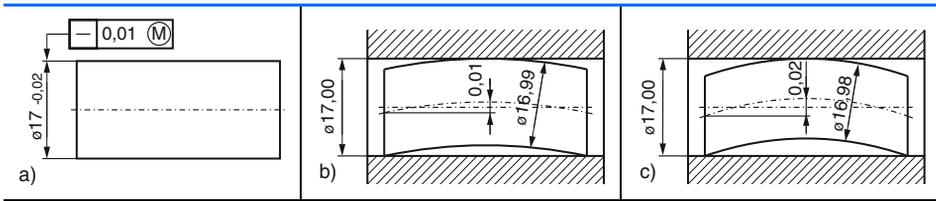


Abbildung 2.5: Nach dem Hüll-Prinzip tolerierter Bolzen – a) Zeichnungsangaben für Maß- und Geradheitstoleranz, b) Einschränkung der oberen Maßtoleranz durch vollständige Ausnutzung der Geradheitstoleranz bei fehlender Angabe von  $M$  (Maximum-Material-Maß), c) zulässige Überschreitung der Geradheitstoleranz bei einer z.B. vorhandenen Ist-Maßtoleranz bei Angabe von  $M$  (Maximum-Material-Maß)

Sollte jedoch z.B. für eine Passung die Anwendung des Hüll-Prinzips von Vorteil sein, so wird das betreffende Maß in der Zeichnung gemäß Abbildung 2.6 zusätzlich mit einem eingekreisten  $E$  versehen.

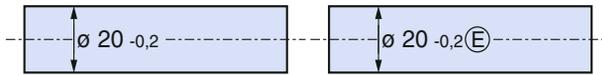


Abbildung 2.6: Begrenzung der Formabweichungen eines Kreiszyinders durch die Hüll-Bedingung [2.28]

## 2.5 Passungen

Als Passung wird gemäß DIN EN ISO 286 die Differenz zwischen den Maßen der Passflächen zweier zu fügender und mit bestimmten Fertigungstoleranzen behafteter Teile (z.B. Bohrung und Welle) bezeichnet [2.13]. Zur eindeutigen Bezeichnung der Passung sind das gemeinsame Nennmaß sowie die Grenzmaße (bzw. Kurzzeichen der Toleranzklasse) für die Bohrung und die Welle erforderlich. Das Passsystem soll die Funktion von Teilen (z.B. Gleitlagerung zwischen Welle und Lager, Klemmverbindung zwischen Welle und Nabe) bzw. ihre Austauschbarkeit ermöglichen. Folgende Begriffe werden unterschieden:

- Mit Passung ( $P$ ) wird die Differenz zwischen den Ist-Maßen  $I$  von zwei zu fügenden Einzelteilen bezeichnet (z.B. Bohrung  $I_B$  und Welle  $I_W$ ). Somit ergeben sich beim Fügen tolerierter Teile die Grenzpassungen  $P_o$  und  $P_u$ . Für  $P \geq 0$  ist Spiel vorhanden, bei  $P < 0$  liegt ein Übermaß vor.

$$\text{Allgemein:} \quad P = I_B - I_W \quad (2.13)$$

$$\text{Höchstpassung:} \quad P_o = G_{oB} - G_{uW} = ES - ei \quad (2.14)$$

$$\text{Mindestpassung:} \quad P_u = G_{uB} - G_{oW} = EI - es \quad (2.15)$$

- Das Spiel  $S$  ist die positive Differenz der Maße von Bohrung und Welle, wenn das Maß der Bohrung größer ist als das Maß der Welle ( $P \geq 0$ ). Weiterhin wird unterschieden zwischen dem Höchstübermaß  $S_o$  und dem Mindestübermaß  $S_u$ .
- Das Übermaß  $\ddot{U}$  ist die negative Differenz der Maße von Bohrung und Welle, wenn das Maß der Bohrung kleiner ist als das Maß der Welle ( $P < 0$ ). Weiterhin wird unterschieden zwischen dem Höchstübermaß  $\ddot{U}_o$  und dem Mindestübermaß  $\ddot{U}_u$ .
- Die Passtoleranz  $P_T$  ist die algebraische Differenz zwischen den Grenzpassungen bzw. die arithmetische Summe der Maßtoleranzen der beiden Formelemente, die zu einer Passung gehören:

$$P_T = P_o - P_u = (G_{oB} - G_{uW}) - (G_{uB} - G_{oW}) \quad (2.16)$$

$$P_T = T_B + T_W = (ES - EI) + (es - ei) \quad (2.17)$$

In Abbildung 2.7 sind die Passtoleranzfelder und Bedingungen für eine Spielpassung, Übergangspassung und Übermaßpassung zusammengefasst. Des Weiteren sind die beiden ISO-Passsysteme Einheitsbohrung (EB) und Einheitswelle (EW) zu unterscheiden.

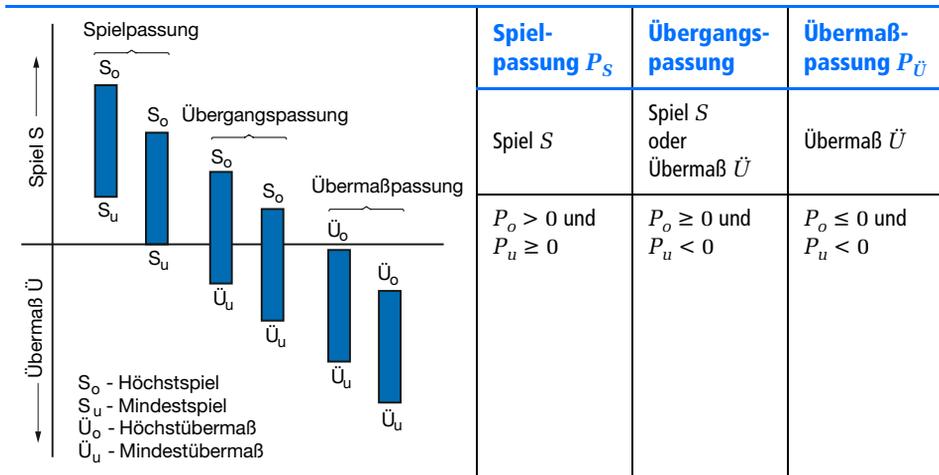


Abbildung 2.7: Passtoleranzfelder für Spiel-, Übergangs- und Übermaßpassungen

### 2.5.1 System Einheitsbohrung (EB)

Bei dem Passsystem Einheitsbohrung ist grundsätzlich die Bohrung das einheitliche Bezugsэлеment gemäß Abbildung 2.8. Dabei wird das Nennmaß der Bohrung als Mindestmaß festgelegt, so dass das Toleranzfeld des Systems Einheitsbohrung das H-Feld ( $EI = 0$ ) ist. Hauptanwendungsgebiete des Systems sind der allgemeine Maschinenbau sowie Kraftmaschinen-, Elektromaschinen und Werkzeugmaschinenbau aber auch der Kraftfahrzeugbau. Auch bei kleinen Stückzahlen ist das System EB wirtschaftlicher als das System Einheitswelle, da weniger teure Herstellungswerkzeuge und empfindliche Messgeräte zur Erstellung der Außenkonturen mit den geforderten Toleranzen erforderlich sind.

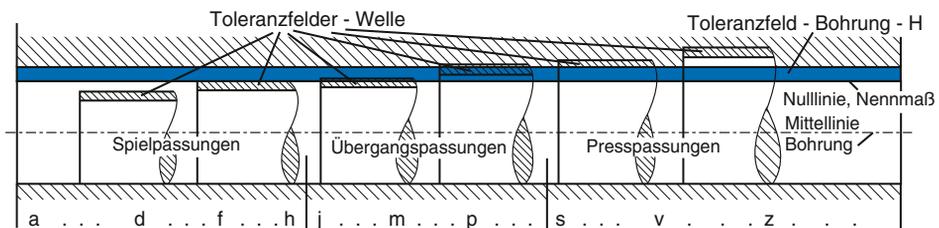


Abbildung 2.8: Beziehungen zwischen den Toleranzfeldern – Passungen beim System Einheitsbohrung (EB)

### 2.5.2 System Einheitswelle (EW)

Beim System Einheitswelle (EW) wird die Welle als einheitliches Bezugsэлеment gemäß Abbildung 2.9 verwendet, so dass das Toleranzfeld des Systems Einheitswelle das  $h$ -Feld ( $es = 0$ ) ist. Somit hat in dem System die Welle für jedes Nennmaß das einheitlich gleichbleibende Maß und das Passmaß der Bohrung wird größer oder kleiner ausgeführt. Ein Anwendungsgebiet des Passsystems Einheitswelle sind z.B. gezogene Halbzeuge (z.B. Wellen und Bolzen) in großen Stückzahlen.

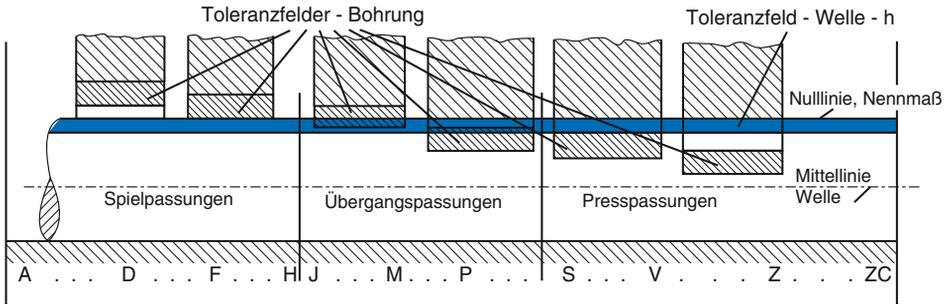


Abbildung 2.9: Beziehungen zwischen den Toleranzfeldern – Passungen beim System Einheitswelle (EW)

### 2.5.3 Beispiele zur Passungsauswahl

Die Entscheidung für das System Einheitsbohrung oder Einheitswelle hängt im Wesentlichen von den vorhandenen Fertigungseinrichtungen, den zu fertigenden Stückzahlen und auch konstruktiven Überlegungen ab. Da es weder eine exakte Abgrenzung der Anwendungsbereiche noch eine eindeutige Überlegenheit eines Passsystems gibt, kann auch eine gemischte Anwendung der beiden Systeme sinnvoll sein. Die folgende Tabelle 2.17 gibt Beispiele für die Paarung von ISO-Toleranzen für die Passsysteme Einheitsbohrung und Einheitswelle.

Passung bei Einheitsbohrung		Passung bei Einheitswelle
<b>Nabensitz-Feinpassung</b>		
H7 – z8, z9 H8 – x8 H8 – u8 H7 – s6 H7 – r6	<p>Presssitz: Zur Übertragung großer Umfangs- oder Längskräfte durch Reibschluss. Nur mit Presse oder Wärmedifferenz ffügbar.<sup>2)</sup></p> <p>1. Fester Presssitz für große Flächenpressung: Naben von Zahn-, Lauf- und Schwungrädern; Wellenflansche (U8 für größere, x8 für kleinere Durchmesser)<sup>1)</sup></p> <p>2. Mittlerer Presssitz für mittlere Flächenpressung: Kupplungs-naben; Bronze-Kränze auf GJL-Naben; Lagerbuchsen in Gehäusen, Rädern und Schubstangen (r6 für größere, s6 für kleinere Durchmesser)</p> <p>Übergangssitze: Gegen Drehmoment zusätzlich sichern!</p>	Z8, z9 – h6 X7, X8 – h6 U6, U7 – h6 S7 – h6 R7 – h6

Tabelle 2.17: Ausgewählte Beispiele für die Paarung von ISO-Toleranzen

Passung bei Einheitsbohrung		Passung bei Einheitswelle
<b>Nabensitz-Feinpassung</b>		
H7 – n6	3. Festsitz: Mit Press- und Wärmedifferenz <sup>2)</sup> ffügbar. Für Anker auf Motorwellen und Zahnkränze auf Rädern; aufgezozene Bunde auf Wellen; Lagerbüchsen in Lagern und Naben	N7 – h6
H7 – m6	4. Treibsiß: Nur schwer mit Handhammer, jedoch mit Wärmedifferenz ffügbar. <sup>2)</sup> Für einmalig aufgebraachte Riemenscheiben, Kupplungen und Zahnräder auf Maschinen- und Elektromotorwellen, Wälzlagerringe und Umfangslast	M7 – h6
H7 – k6	5. Haftsitz: Mit Handhammer oder Wärmedifferenz <sup>2)</sup> ffügbar. Für Riemenscheiben, Kupplungen und Zahnräder wie oben ( $d = 8 \dots 50 \text{ mm}$ ); Schwungräder mit Tangentkeil; feste Handräder und Handhebel, Kurbeln, Turbinenlaufräder	K7 – h6
H7 – j6	6. Schiebesitz: Wie Nr. 5 ffügbar. Für leichter auszubauende Riemenscheiben, Zahnräder, Handräder, Lagerbüchsen (auch Steckverbindungen) Spielsitze: Welle-Nabe-Verbindung gegen Drehmoment zusätzlich sichern!	J7 – h6
H7 – h6	7. Gleitsitz: Geschmiert, bei kleinem $b/d$ (ca. 0,1) von Hand noch eben verschiebbar, bei größerem $b/d$ wie Nr. 5! Für Wechselräder, Stellringe, lose Buchsen für Kolbenbolzen, Wälzlager-Außenringe und Innenringe bei Punktlast, Zentrierflansche für Kupplungen und Rohrleitungen, Steckverbindungen	H7 – h6
H7 – g6	8. Enger Laufsitz: Ohne merkliches Spiel verschiebbar! Für Schubzahnräder und Schubkupplungen	G7 – h6
<b>Lagersitz-Feinpassung</b>		
H7 – f7	9. Laufsitz: Merkliches Spiel! Hauptlager an Werkzeugmaschinen, Kurbelwellen; sämtliche Lagerungen an Regulatoren; Gleitmuffen auf Wellen, Führungssteine	F8 – h6
H8 – f7	10. Leichter Laufsitz: Reichliches Spiel! Für mehrfach gelagerte Wellen in Werkzeugmaschinen, Wellen in Pumpen, Gebläsen	E8 – h6
H7 – d9	11. Weiter Laufsitz: Sehr reichliches Spiel! Gleitlagerbüchsen, Landwirtschaftliche Maschinen	D9 – h6
<b>Nabensitz-Schlichtpassung</b>		
H8 – h9	12. Gleitsitz: Für kraftlos verschiebbare Passteile! Stellringe für Transmissionen; einteilig feste Riemenscheiben; Handkurbel, Zahnräder, Kupplungen usw., die über Wellen geschoben werden	H8 – h9

Tabelle 2.17: Ausgewählte Beispiele für die Paarung von ISO-Toleranzen (Forts.)

Passung bei Einheitsbohrung		Passung bei Einheitswelle
<b>Lagersitz-Schlichtpassung</b>		
H8 – e8	13. Laufsitz: Merkliches Spiel! Hauptlager für Kurbelwellen, Schubstangenlager, Kreuzkopf in Gleitbahn; Kolbenstangenführung, Schieberstangen, Wellen in dreifacher Lagerung; Kolben und Kolbenschieber in Zylindern; Lager für Kreisel- und Zahnrumpfen; verschiebbare Kupplungsmuffen	F8 – h9
H8 – d9	14. Weiter Laufsitz: Sehr reichliches Spiel! Lager für lange Wellen von Kranen: Leerlaufscheiben; Lager für landwirtsch. Masch.; Zentrierungen von Zylindern, Stopfbuchsenteile	D10 – h9
<b>Nabensitz-Grobpassung</b>		
H11 – h11 H11 – h9	15. Grobsitz 1: Wie Nr. 7 für zusammensteckbare Teile bei grober Toleranz! Teile von landwirtsch. Masch., die auf Wellen verstiftet, festgeschraubt oder festgeklemmt werden; Distanzbuchsen; Scharnierbolzen für Feuertüren	H11 – h11 H11 – h9
<b>Lagersitz-Grobpassung</b>		
H11 – d11	16. Grobsitz 2: Für sicheres Bewegungsspiel von Teilen mit grober Toleranz! Abnehmbare Hebel, Hebelbolzen; Lager für Rollen und Führungen	D11 – h11
H11 – c11 H11 – b11	17. Grobsitz 3: Für großes Bewegungsspiel von Teilen mit grober Toleranz! Gabelbolzen an Bremsgestängen von Kraftfahrzeugen; Drehzapfen, Schnappstifte	C11 – h11 B11 – h11
H11 – a11	18. Grobsitz 4: Für sehr großes Bewegungsspiel von Teilen mit grober Toleranz! Feder- und Bremsgehänge; Bremswellenlager, Kuppelbolzen für Lokomotiven	A11 – h11

<sup>1)</sup> bis Nennmaß 24 mm; H8/x8, über 24 mm Nennmaß: H8/u8  
<sup>2)</sup> Wärmedifferenz durch Unterkühlen der Welle oder Erwärmen der Nabe

Tabelle 2.17: Ausgewählte Beispiele für die Paarung von ISO-Toleranzen (Forts.)

## 2.6 Oberflächen technischer Körper

Aus fertigungstechnischen Gründen lassen sich grundsätzlich keine Werkstücke mit einer geometrisch idealen Oberfläche herstellen. Es treten durch die Bearbeitungsverfahren immer regelmäßige oder unregelmäßige Unebenheiten auf, die allgemein als Gestaltabweichungen bezeichnet werden. Diese Gestaltabweichungen (Gesamtheit aller Abweichungen der Istoberfläche von der geometrisch idealen Oberfläche) werden nach DIN 4760 je nach Art der Abweichung in sechs Ordnungen zusammengefasst, Tabelle 2.18 [2.5]. Dabei bezeichnet man die den Gestaltabweichungen der 1. und 2. Ordnung (Formabweichung und Welligkeit) überlagerten Gestaltabweichungen der 3. bis 5. Ordnung als Rauheit.

Die genaue Erfassung der Gestaltabweichung der gesamten Oberfläche setzt die Betrachtung der Oberfläche als Ganzes voraus. Die dafür notwendigen Verfahren sind sehr aufwändig, weshalb man in der betrieblichen Oberflächenmesstechnik nur statistisch repräsentative Oberflächenschnitte erfasst.

Gestaltabweichung (als Profilschnitt überhöht dargestellt)	Beispiele für die Art der Abweichung	Beispiele für die Entstehungsursache	
 <p>1. Ordnung, Formabweichungen</p>	Unebenheit Unrundheit	Fehler in den Führungen der Werkzeugmaschine, Durchbiegung der Maschine oder des Werkstücks, falsche Einspannung des Werkstücks, Härteverzug, Verschleiß	
 <p>2. Ordnung, Welligkeit</p>			Wellen
 <p>3. Ordnung, Rauheit</p>	Riefen Schuppen Kuppen	Form der Werkzeugschneide, Vorschub oder Zustellung des Werkzeugs	
 <p>4. Ordnung, Rauheit</p>			Vorgang der Spanbildung (Reißspan, Scherspan, Aufbauschneide), Werkstoffverformung beim Sandstrahlen, Knospenbildung bei galvanischer Behandlung
			Überlagerung der Gestaltabweichungen 1. bis 4. Ordnung
5. Ordnung Nicht mehr in einfacher Weise bildlich darstellbar	Gefügestruktur	Kristallisationsvorgänge, Veränderung der Oberfläche durch chemische Einwirkung (z.B. Beizen), Korrosionsvorgänge	
6. Ordnung Nicht mehr in einfacher Weise bildlich darstellbar	Gitteraufbau des Werkstoffes	Physikalische und chemische Vorgänge im Aufbau der Materie, Spannungen und Gleitungen im Kristallgitter	

Tabelle 2.18: Beispiele für die Gestaltabweichungen nach DIN 4760

Während man die Maß- und Formabweichungen zur Grobgestalt zählt, gehören Welligkeit und Rauheit zur Feingestalt. Zur genauen Beschreibung dieser Feingestalt ist ein Bezugsprofil bzw. eine Bezugslinie gemäß Abbildung 2.10 zu definieren. Dabei geht die „Mittellinie“ als Regressionslinie durch das Profil, d.h. die Summe der Quadrate der Profilabweichungen von dieser Linie wird ein Minimum. Bei der „Arithmetischen Linie“ wird die Summe der Flächen auf beiden Seiten gleich groß.

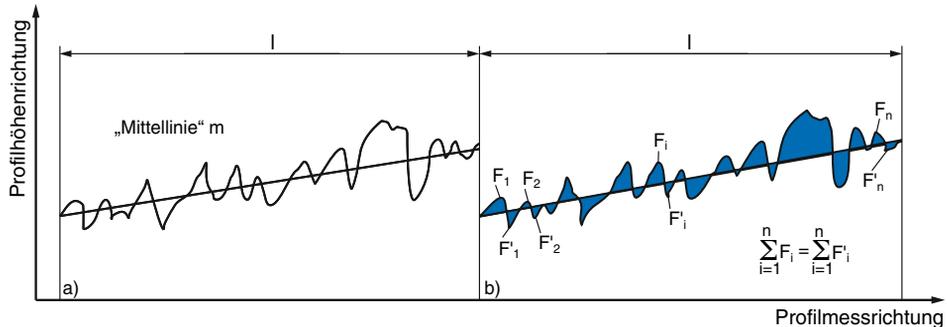


Abbildung 2.10: Bezugslinien nach DIN 4762 (Bezugslänge  $l$ ) – a) „Mittellinie“ (Regressionslinie), b) „Arithmetische Mittellinie“ des Profils

Rauheiten sind regelmäßig oder unregelmäßig wiederkehrende Gestaltabweichungen, deren Abstände nur ein geringes Vielfaches ihrer Tiefe betragen (1 : 50 bis 1 : 150). Bei den Kennwerten zur Beschreibung der Rauheit geben Senkrechtmäße Aufschluss über die Höhe des Rauheitsprofils, Waagrechtmäße über die Form des Rauheitsprofils. Die Beschreibung der Gestaltabweichungen der 3. bis 5. Ordnung erfolgt allgemein durch die Rautiefen  $R_a$ ,  $R_z$  und  $R_{max}$  in  $\mu\text{m}$ . Dabei bezeichnen der Mittenrauwert  $R_a$  das arithmetische Mittel der absoluten Beträge der Ordinatenwerte  $y_i$  des Istprofils zum mittleren Profil, die maximale Einzelrautiefe  $R_{max}$  den Abstand zwischen Bezugs- und Grundprofil (Höchster und tiefster Punkt des Profilstückes) und die gemittelte Rautiefe  $R_z$  das arithmetische Mittel von meistens fünf Einzelrautiefen innerhalb einer Bezugsstrecke. Tabelle 2.19 zeigt die Definition dieser und weiterer relevanter Rauheitsmessgrößen.

Da keine mathematische Beziehung zwischen  $R_{max}$  und  $R_a$  sowie  $R_z$  und  $R_a$  besteht, kann eine oftmals notwendige Zuordnung von  $R_a$  in  $R_z$  und umgekehrt nur über das Diagramm in Abbildung 2.11 erfolgen, das auf Vergleichsmessungen an spanend gefertigten Oberflächen beruht.

Werden weitere Anforderungen an die Funktion einer Oberfläche gestellt, z.B. hohe spezifische Belastung, hohe Dichtheit, gleichmäßige und geringe Reibung, so sind neben der Angabe der Rautiefe weitere Festlegungen z.B. zur Wellentiefe, Profiltiefe oder aber auch zur Rillenrichtung erforderlich (Tabelle 2.19 und Tabelle 2.20).

Auch wenn kein direkter zahlenmäßiger Zusammenhang zwischen der Maßtoleranz  $T$  und der Oberflächenrautiefe  $R_z$  besteht, so stehen der gewählte Toleranzgrad und die Oberflächengüte in einem engen Verhältnis zueinander und müssen sinnvoll aufeinander abgestimmt sein. Damit nach dem Fügen der Passteile und der dann teilweisen Plastifizierung der Oberflächenrauheiten das Istmaß des Bauteils noch innerhalb des Toleranzfeldes liegt, sollte folgende Bedingung eingehalten werden:

$$R_z \leq 0,5 \cdot T \quad (2.18)$$

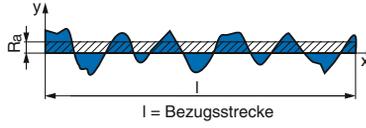
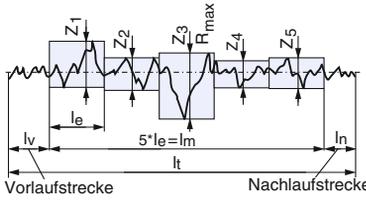
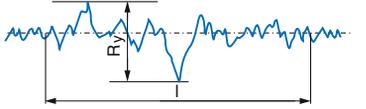
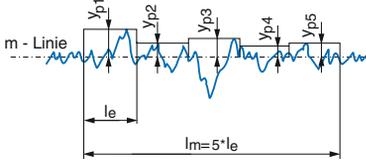
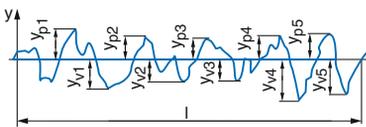
Zeichen, Benennung, Norm	Definition/Bewertung	Auswertung
Arithmetischer Mitten-Rauwert $R_a$ DIN EN ISO 4287 DIN EN ISO 4288	$R = \frac{1}{l} \cdot \int_{x=0}^{x=l}  y(x)  dx$ Arithmetisches Mittel der absoluten Werte der Profilabweichungen $y_i$ innerhalb der Bezugsstrecke $l$ . Vergleich von Oberflächen gleichen Charakters möglich	
Maximale Einzelrautiefe $R_{max}$ Gemittelte Rautiefe $R_z$ ( $R_{zDIN}$ ) DIN EN ISO 4287 DIN EN ISO 4288	Größte der auf der Gesamtmessstrecke $l_m$ vorkommenden Einzelrautiefen $Z_i$ . Wert wird durch Ausreißer bestimmt. $R_z = \frac{1}{5} \cdot (Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5)$ Arithmetisches Mittel aus den Einzelrautiefen $Z_i$ fünf aneinandergrenzender, gleichlanger Einzelmessstrecken $l_m$ . Wert wird weniger durch einzelne Ausreißer bestimmt.	
Maximale Profilhöhe $R_v$ DIN EN ISO 4287 DIN EN ISO 4288	Abstand zwischen der Linie der Profilkuppen (obere Berührlinie) und der Linie der Profiltäler (untere Berührlinie) innerhalb der Bezugsstrecke $l$ . Wert wird durch Ausreißer bestimmt.	
Profilkuppenhöhe $y_p$ Gemittelte Profilkuppenhöhe $y_{pm}$ DIN EN ISO 4287 DIN EN ISO 4288	Abstand zwischen dem höchsten Punkt der Profilkuppen und der Mittellinie $m$ . $y_{pm} = \frac{1}{5} \cdot (y_{p1} + y_{p2} + y_{p3} + y_{p4} + y_{p5})$ Arithmetisches Mittel der in fünf aneinandergrenzenden, gleichlangen Einzelmessstrecken $l_e$ ermittelten Profilkuppenhöhen $y_{pi}$	
Zehnpunktehöhe (der Profilonregelmäßigkeiten) $R_z$ ( $R_{zISO}$ ) DIN EN ISO 4287 DIN EN ISO 4288	$R_z = \frac{1}{5} \cdot \left( \sum_{i=1}^5 y_{pi} + \sum_{i=1}^5 y_{vi} \right)$ Mittelwert der Absolutwerte der Höhen der fünf höchsten Profilkuppen und der Absolutwerte der Tiefen der fünf tiefsten Profiltäler innerhalb der Bezugsstrecke $l$ . ( $R_{zISO} \geq (R_{zDIN})$ )	

Tabelle 2.19: Begriffe und Definitionen in der Oberflächenmesstechnik nach DIN EN ISO 4287, DIN EN ISO 4288 und DIN EN ISO 13565 [2.18], [2.19]

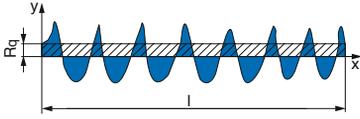
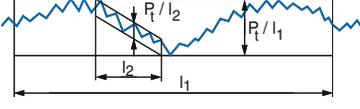
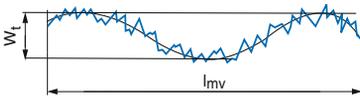
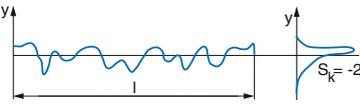
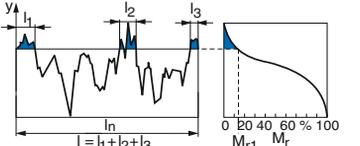
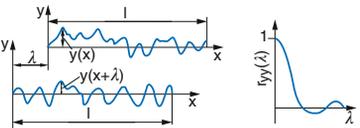
Zeichen, Benennung, Norm	Definition/Bewertung	Auswertung
Quadratischer Mittenrauwert $R_q$ DIN EN ISO 4287 DIN EN ISO 4288	$R_q = \sqrt{\frac{1}{l} \cdot \int_0^l y^2(x) dx}$ Quadratischer Mittelwert der Profilabweichungen $y_i$ innerhalb der Bezugsstrecke $l$ . Kennwert mit größter statistischer Sicherheit als $R_q$	
Profiltiefe $P_t$ DIN EN ISO 4287 DIN EN ISO 4288	Abstand zwischen zwei parallelen bzw. äquidistanten Begrenzungslinien, die das messtechnisch erfasste Oberflächenprofil innerhalb der Bezugsstrecke $l_i$ kleinstmöglich einschließen. Wert wird durch Ausreißer bestimmt.	
Wellentiefe $W_t$ DIN EN ISO 4287 DIN EN ISO 4288	Abstand zwischen den durch den höchsten und den tiefsten Punkt eines Welligkeitsprofils innerhalb der Welligkeitsmessstrecke $l_{mv}$ gelegten Parallelen bzw. Äquidistanten zur Mittellinie	
Schiefe des Profils $S_k$ DIN EN ISO 4287	$S_k = \frac{1}{R_q^3} \cdot \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^3$ Maß für die Asymmetrie der Ordinateverteilung. Beschreibung der Profilform möglich. Negativer $S_k$ -Wert kennzeichnet plateauartige (gut tragende) Oberflächen.	
Abbot-Kurve (Profiltraganteilkurve) DIN EN ISO 4287 DIN EN ISO 13565	$M_r = \frac{l}{l_n} \cdot 100 \text{ in } \%$ Materialverteilung (Materialanteil $M_r$ ) mit zunehmender Schnittlinientiefe. Gute Beschreibung der Profilform möglich	
AKF Autokorrelationsfunktion	$R_{yy}(\lambda) = \frac{1}{l} \cdot \int_0^l y(x) \cdot y(x + \lambda) dx$ Normiert: $r_{yy}(\lambda) = \frac{R_{yy}(\lambda)}{\sigma^2}$ Arithmetischer Mittelwert der Produkte aus den Ordinatenwerten $y(x)$ und $y(x + \lambda)$ als Funktion der Abszissenverschiebung $\lambda$ . Beschreibung des Profilverlaufs möglich, Ermittlung periodischer und deterministischer Profianteile	

Tabelle 2.19: Begriffe und Definitionen in der Oberflächenmesstechnik nach DIN EN ISO 4287, DIN EN ISO 4288 und DIN EN ISO 13565 [2.18], [2.19] (Forts.)

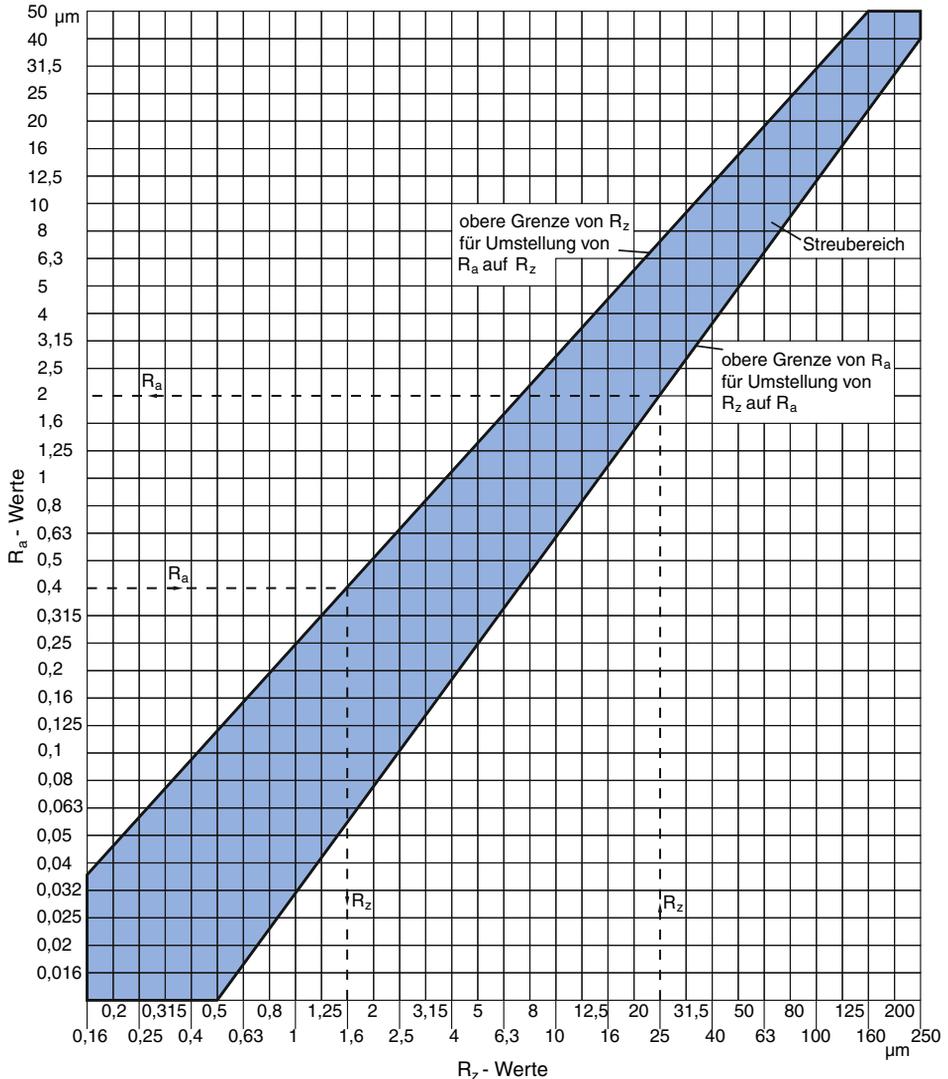


Abbildung 2.11: Umrechnung zwischen gemittelter Rautiefe  $R_z$  und arithmetischem Mittenrauwert  $R_a$  für spanend gefertigte Oberflächen (Berücksichtigung eines Streubereiches und einer ausreichenden Sicherheit nach DIN 4768 – für mittlere Verhältnisse ist  $R_z \approx (4 \dots 6 \dots 8) R_a$  [2.7])

Eine qualitativ und quantitativ bessere Möglichkeit zur Beurteilung von Rauheitsprofilen hinsichtlich der Funktion der Oberfläche bietet die Materialanteilkurve, auch Abbot-Kurve genannt. Sie beschreibt die Materialverteilung eines Oberflächen-Rauheitsprofils von außen in die Tiefe. Mathematisch stellt sie die Summenhäufigkeitskurve der Profilorordinaten dar und kann daher auch aus der Amplitudendichtekurve ermittelt werden. Die Entstehung der Abbot-Kurve aus dem Rauheitsprofil und die Zusammenhänge zwischen dem Materialanteil im Rauheitsprofil und in der Schnittlinienlage sind aus Abbildung 2.12 ersichtlich. Vereinfacht lässt sich die Kurve durch drei Geradenbereiche annähern. Die Kenngrößen  $R_{PK}$  und  $R_{VK}$  werden als Höhen der

Dreiecksflächen  $A_1$  und  $A_2$  berechnet.  $A_1$  wird zur Beurteilung des Einlaufverhaltens an den Profilspitzen verwendet und  $A_2$  informiert über das Schmierstoffspeichervolumen einer Oberfläche in den Profiltriefen. Die Kernrautiefe  $R_K$  ist die Tiefe des Rauheitsprofils unter Ausschluss herausragender Spitzen und tiefer Riefen (z.B nach erfolgtem Einlaufprozess). Mit abnehmendem  $R_K$ -Wert nimmt die Belastbarkeit einer Oberfläche zu. Weitere Kennwerte der Abbot-Kurve sind in VDI/VDE 2601 dokumentiert [2.33].

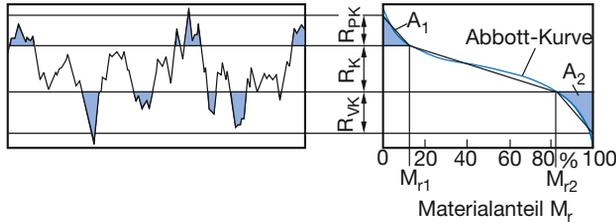


Abbildung 2.12: Ableitung der Rauheitskenngrößen

Anhand von Abbildung 2.13 wird der unterschiedliche Profilcharakter zweier Oberflächen bei annähernd gleicher gemittelter Rautiefe  $R_z$  anhand der Abbott-Kurve deutlich. Im Vergleich zur geschliffenen Oberfläche verfügt die gehonte als geschmierte Gleit- oder Wälzfläche über deutlich günstigere Eigenschaften. Das Profil der gehonten Fläche weist bei einem etwas größeren  $R_z$ -Wert und einer sehr kleinen Kernrautiefe  $R_K$  einen plateauartigen Charakter auf. Der kleine Wert für  $R_{PK} = 0,13 \mu\text{m}$  belegt die gezielte Abnahme der Profilspitzen durch das Honen als Maßnahme zur Vorwegnahme des Einlaufprozesses. Auch ist die Riefentiefe mit  $R_{VK} = 1,97 \mu\text{m}$  im Vergleich zur geschliffenen Oberfläche nur ca. halb so groß. Die geschliffene Oberfläche dagegen hat zwar einen etwas kleineren  $R_z$ -Wert, mit  $R_K = 1,33 \mu\text{m}$  und  $R_{PK} = 0,44 \mu\text{m}$  sind die Kernrautiefe und der Profilspitzenbereich jedoch deutlich größer. Generell führt ein fülliges Profil zu einer flach abfallenden, ein zerklüftetes Profil zu einer steil abfallenden Abbott-Kurve [2.34].

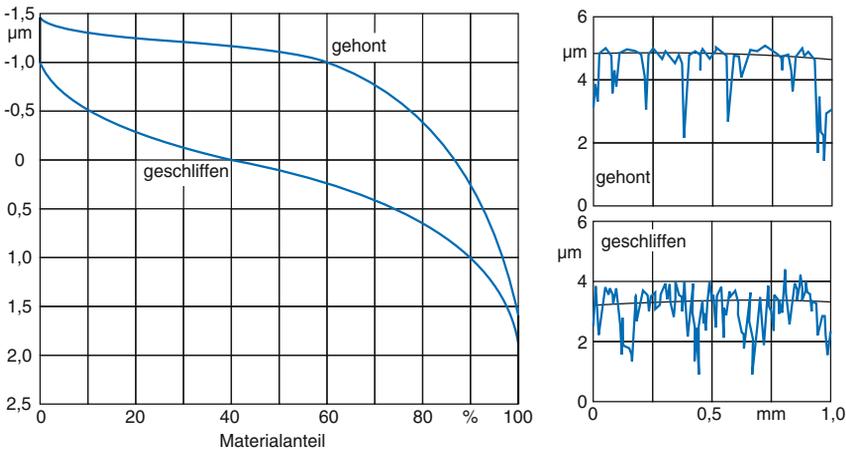


Abbildung 2.13: Vergleich des Profilcharakters

Abschließend sind in Tabelle 2.20 einige Symbole zusammengestellt, mit denen die geforderte Oberflächenbeschaffenheit in Zeichnungen gekennzeichnet werden kann. Abbildung 2.14 gibt einen Überblick über die erreichbaren Mittenrauwerte  $R_a$  in

Abhängigkeit vom Fertigungsverfahren nach DIN 4766 [2.6]. Die keilförmig ansteigenden Balken deuten an, dass in diesem Übergangsbereich die angegebenen Rauheitswerte nur durch besondere Maßnahmen erreicht werden können. Umgekehrt bedeuten die abfallenden Balken, dass diese Rauheitswerte bei besonders grober Fertigung erwartet werden können. Zur Umrechnung von  $R_a$  in  $R_z$  ist das Diagramm aus Abbildung 2.11 zu verwenden.

Symbol	Bedeutung
✓	Grundsymbol. Es darf nur allein benutzt werden, wenn seine Bedeutung durch zusätzliche Wortangabe erläutert wird.
✓	Kennzeichnung für eine materialabtrennend bearbeitete Oberfläche ohne nähere Angaben
✓	Eine Oberfläche, bei der eine materialabtrennende Bearbeitung nicht zugelassen ist. Dieses Symbol darf auch in Zeichnungen angewendet werden, die für einen bestimmten Arbeitsvorgang angefertigt werden, um deutlich zu machen, dass eine Oberfläche in dem Zustand des vorhergehenden Arbeitsganges zu belassen ist – unabhängig davon, ob dieser Zustand durch materialabtrennende Bearbeitung oder auf andere Weise erreicht wurde.
	<p>a = Mittenrauwert <math>R_a</math> in <math>\infty</math> m  b = Fertigungsverfahren, Behandlung oder Überzug, sonstige Wortangaben  c = Bezugsstrecke</p> <p>d = Rillenrichtung  f = andere Rauheitsmessgrößen (z.B. <math>R_z</math>, <math>R_p</math>, <math>R_{max}</math>)</p>
	Parallel zur Projektionsebene, in der das Symbol angewendet wird
	Senkrecht zur Projektionsebene der Ansicht, in der das Symbol angewendet wird
	Gekreuzt in 2 schrägen Richtungen zur Projektionsebene, in der das Symbol angewendet wird
	Annähernd zentrisch zum Mittelpunkt der Oberfläche, zu der das Symbol gehört

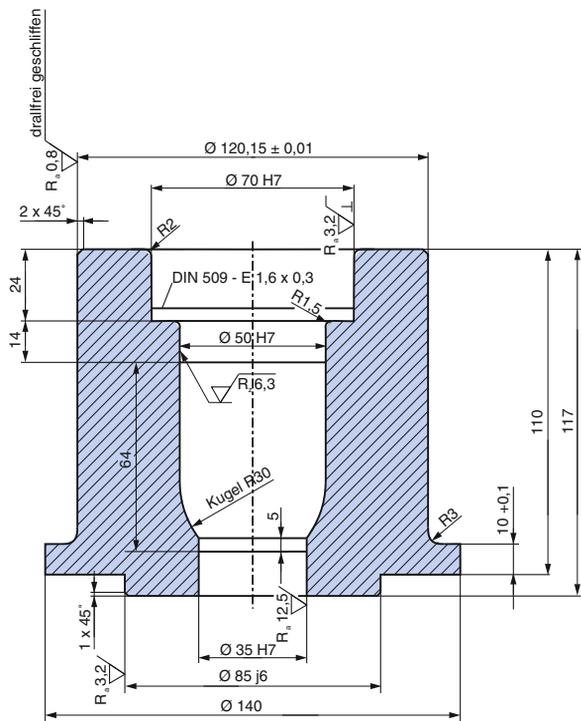


Tabelle 2.20: Beispiele zur Angabe von Oberflächensymbolen und der Rillenrichtung nach DIN EN ISO 1302 [2.15]



Abschließend sei noch der Einfluss der ausgewählten Toleranzen, Passungen und Oberflächenbeschaffenheiten auf die Fertigungskosten erwähnt, Abbildung 2.15. Um den Fertigungs- und Kostenaufwand so gering wie möglich zu halten, empfiehlt es sich, den ISO-Grundtoleranzgrad immer nur gerade so zu wählen, dass bei Anwendung des nächst höheren das Teil nicht mehr brauchbar wäre („So fein wie nötig, so grob wie möglich“). Das Diagramm gilt nicht nur für Wellen und Bohrungen, sondern z.B. auch für Längen-, Breiten- und Höhen- sowie Innen- und Außenmaße.

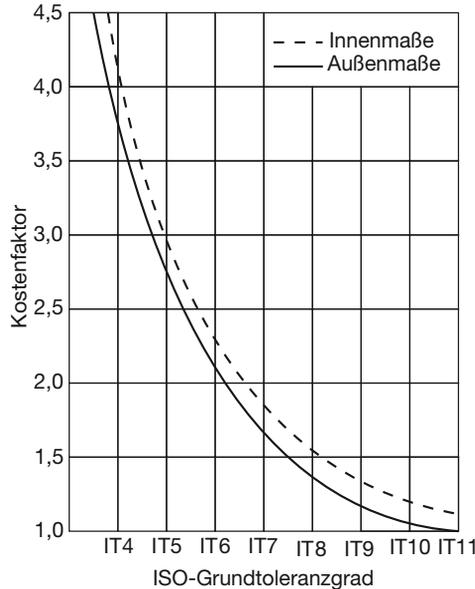


Abbildung 2.15: Herstellkosten in Abhängigkeit vom ISO-Grundtoleranzgrad [2.29]

## 2.7 Literatur

- [2.1] Bahke, T.; Normung und Globalisierung; Dresdner Maschinenelemente Kolloquium – DMK 2005, Tagungsband, S. 77–87
- [2.2] DIN 323 Normzahlen und Normzahlreihen; T1 Hauptwerte, Genauwerte, Rundwerte (1974-08); T2 Einführung (1974-11)
- [2.3] DIN 406 Technische Zeichnungen Maßeintragungen; T10 Begriffe, allgemeine Grundlagen (1992-12); T11 Grundlagen der Anwendung (1992-12); T12 Eintragung von Toleranzen für Längen- und Winkelmaße (1992-12)
- [2.4] DIN 820 Normungsarbeit; T1 Grundsätze (2014-06); Bbl. 1 Stichwortverzeichnis (2000)
- [2.5] DIN 4760 Gestaltabweichungen; Begriffe, Ordnungssystem (1982, zurückgezogen)
- [2.6] DIN 4766 Herstellverfahren der Rauheit von Oberflächen; T1 Erreichbare gemittelte Rautiefe  $R_z$  (1981, zurückgezogen)
- [2.7] DIN 4768 Ermittlung der Rauheitskenngrößen  $R_a$ ,  $R_z$ ,  $R_{max}$  mit elektrischen Tastschnittgeräten; Begriffe, Meßbedingungen (1990-05, zurückgezogen)

- [2.8] DIN 7154 ISO-Passungen für Einheitsbohrung; T1 Toleranzfelder, Abmaße in  $\mu\text{m}$  (1966-08, zurückgezogen); T2 Passtoleranzen, Spiele und Übermaße in  $\mu\text{m}$  (1966-08, zurückgezogen)
- [2.9] DIN 7155 ISO-Passungen für Einheitswelle; T2 Passtoleranzen, Spiele und Übermaße in  $\mu\text{m}$  (1966-08, zurückgezogen)
- [2.10] DIN 7157 Passungsauswahl; Toleranzfelder, Abmaße, Passtoleranzen (1966-01, zurückgezogen)
- [2.11] DIN 7167 Zusammenhang zwischen Maß-, Form- und Parallelitätstoleranzen; Hüllbedingung ohne Zeichnungseintragung (1987-01, zurückgezogen)
- [2.12] DIN 7168 Allgmeintoleranzen; Längen- und Winkelmaße, Form und Lage; nicht für Neukonstruktionen (1991, zurückgezogen)
- [2.13] DIN EN ISO 286 Geometrische Produktspezifikation (GPS) – ISO-Toleranzsystem für Längenmaße; T1 Grundlagen für Toleranzen, Abmaße und Passungen (2010-11); T2 Tabellen der Grundtoleranzgrade und Grenzabmaße für Bohrungen und Wellen (2010-11)
- [2.14] DIN EN ISO 1101 Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Geometrische Tolerierung – Tolerierung von Form, Richtung, Ort und Lauf; Form- und Lagetolerierung; Form-, Richtungs-, Orts- und Lauftoleranzen; Allgemeines, Definitionen, Symbole, Zeichnungseintragungen (2014-04)
- [2.15] DIN EN ISO 1302 Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Angabe der Oberflächenbeschaffenheit in der technischen Produktdokumentation (2002-06)
- [2.16] DIN EN ISO 3040 Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Maßeintragung und Toleranzfestlegung – Kegel (2012-06)
- [2.17] DIN EN ISO 3274 Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Nenneigenschaften von Tastschnittgeräten (1998-04)
- [2.18] DIN EN ISO 4287 Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit (2010-07)
- [2.19] DIN EN ISO 4288 Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Regeln und Verfahren für die Beurteilung der Oberflächenbeschaffenheit (1998-04)
- [2.20] DIN EN ISO 5459 Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Geometrische Tolerierung – Bezüge und Bezugssysteme (2013-05)
- [2.21] DIN EN ISO 8015 Geometrische Produktspezifikation (GPS) – Grundlagen – Konzepte, Prinzipien und Regeln (2011-09)
- [2.22] DIN EN ISO 13565 Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren; Oberflächen mit plateauartigen funktionsrelevanten Eigenschaften; T1 Filterung und allgemeine Messbedingungen (1998-04); T2 Beschreibung der Höhe mittels linearer Darstellung der Materialanteilkurve (1998-04); T3 Beschreibung der Höhe von Oberflächen mit der Wahrscheinlichkeitsdichtekurve (2000-08)
- [2.23] DIN ISO 2768 Allgmeintoleranzen; T1 Toleranzen für Längen- und Winkelmaße ohne einzelne Toleranzeintragung (1991-06); T2 Toleranzen für Form und Lage ohne einzelne Toleranzeintragung (1991-04)
- [2.24] Hoischen, H.; Technisches Zeichnen; Cornelsen Verlag, Berlin 2014
- [2.25] ISO 3 Preferred numbers – Series of preferred numbers (1973)

- [2.26] ISO 17 Guide to the use of preferred numbers and of series of preferred numbers (1973)
- [2.27] ISO 497 Anleitung für die Wahl von Hauptwertreihen und Rundwertreihen von Normzahlen (1973-05)
- [2.28] Jordan, W.; Form- und Lagetoleranzen, Hanser Verlag, München 1998
- [2.29] Niemann, G., Winter, H.; Maschinenelemente Bd. I., 2. Aufl., Springer Verlag, Berlin 1981
- [2.30] Roloff/Matek; Maschinenelemente, Hrsg. Muhs, D., Wittel, H., et al.; Vieweg Verlag, Braunschweig 2013
- [2.31] Sander, M.; Oberflächenmesstechnik für den Praktiker, Feinprüf Perthen GmbH, Göttingen 1993
- [2.32] Trumppold, H., Beck, C., Richter, G.: Toleranzsysteme und Toleranzdesign – Qualität im Austauschbau, Hanser Verlag, München 1997
- [2.33] VDI/VDE-Richtlinie 2601 Anforderungen an die Oberflächengestalt zur Sicherung der Funktionstauglichkeit spanend hergestellter Flächen; Zusammenstellung der Kenngrößen, VDI-Verlag, Düsseldorf 1991
- [2.34] von Weingraber, H., Abou-Aly, M.; Handbuch Technische Oberflächen, Vieweg Verlag, Braunschweig 1989

## Z U S A M M E N F A S S U N G

Die fachgerechte Auslegung und Berechnung von Maschinenelementen erfordert die Anwendung von Normen, Toleranzen, Passungen und Kennwerten zur Oberflächenbeschreibung.

Normen und Richtlinien sind technische Regelwerke nationaler oder internationaler Gültigkeit zur Festlegung einheitlicher Bezeichnungen und Begriffe, Abmessungen, Toleranzen und Anschlussmaße zum Zwecke der Austauschbarkeit und Verringerung der Typenzahl von Erzeugnissen. Da Normen und Richtlinien in der Regel den anerkannten Stand der Technik dokumentieren, empfiehlt sich ihre Anwendung, entbindet den Nutzer jedoch nicht von der eigenen Verantwortung.

Da zwischen der auf der Zeichnung geforderten Idealgestalt und dem tatsächlich gefertigten Bauteil immer Abweichungen auftreten, sind Toleranzen und Passungen erforderlich, um die Funktionalität eines Maschinenelementes sicherzustellen und die Herstellkosten zu begrenzen.

Eine mit technischen Mitteln bzw. Fertigungsverfahren erzeugte Oberfläche weicht immer von der konstruktiv vorgegebenen und in der Zeichnung festgelegten Soll-Oberfläche ab. Dabei wird grundsätzlich zwischen Grobgestalt und Feingestalt unterschieden. In Abhängigkeit vom Bearbeitungsverfahren erreicht man eine entsprechend feine oder grobe Oberflächenrauheit.

## Z U S A M M E N F A S S U N G

# Grundlagen der Festigkeitslehre

3

3.1	Einführung .....	86
3.2	Gang und Schema einer Festigkeitsberechnung ..	89
3.3	Ermittlung von Lasten und Beanspruchungen ....	92
3.4	Behandlung zusammengesetzter Beanspruchungen .....	130
3.5	Ermittlung der Beanspruchbarkeit .....	144
3.6	Festigkeitsmindernde Einflüsse – Kerbwirkung, Oberflächen- und Größeneinfluss .....	165
3.7	Festigkeitsberechnung – Vergleich von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit .....	188
3.8	Festigkeitsnachweis nach FKM-Richtlinie .....	213
3.9	Festigkeitsnachweise in Normen und Richtlinien .	379
3.10	Literatur .....	383

ÜBERBLICK

### Lernziele

- Bestimmung von Kräften und Momenten und deren Umrechnung in Spannungen (statische und dynamische Beanspruchungen) für einfache und komplexere technische Systeme
- Unterscheidung von Normalspannungen, Schubspannungen, Knickspannungen, Wärmespannungen und Eigenspannungen
- Behandlung mehrachsiger Beanspruchungen mittels Festigkeitshypothesen zur Umrechnung in einachsige Vergleichsspannungen
- Ermittlung statischer und dynamischer Kennwerte der Beanspruchbarkeit anhand von Spannungs-Dehnungs-Diagrammen und Dauerfestigkeitsschaubildern
- Erfassung festigkeitsmindernder Einflüsse wie Kerbwirkung, Oberflächen- und Größeneinfluss
- Vergleich von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit und Bestimmung einer Sicherheitszahl im Rahmen eines statischen Festigkeitsnachweises und eines Dauerfestigkeitsnachweises (Schwingfestigkeitsnachweis)
- Erweiterte Möglichkeiten eines Betriebsfestigkeitsnachweises im Vergleich zum Dauerfestigkeitsnachweis
- Bedeutung von Festigkeitsnachweisen in Normen und Richtlinien in verschiedenen Bereichen des Maschinen-, Anlagen- und Fahrzeugbaus
- Kennenlernen der FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“

## 3.1 Einführung

Die Festigkeitsberechnung dient zum Vergleich der aus der äußeren Belastung hervorgerufenen Beanspruchung eines Bauteiles mit seiner Beanspruchbarkeit. Die Beanspruchbarkeit folgt aus den Festigkeitseigenschaften des Werkstoffes, aus der Gestalt und den Abmessungen des Bauteiles. Die Beanspruchbarkeit muss immer um ein entsprechendes Maß an Sicherheit (respektive Unsicherheit) größer sein als die Beanspruchung, der das Bauteil im Betrieb unterliegt. Abhängig von den überwiegend einwirkenden Lasten unterscheidet man folgende Festigkeitsnachweise:

- Statischer Festigkeitsnachweis bei überwiegend statischer Beanspruchung und zum Nachweis der Festigkeit bei Maximalbeanspruchung
- Dynamischer Festigkeitsnachweis (Schwingfestigkeitsnachweis), bei überwiegend dynamischer Beanspruchung. Hierzu gehören sowohl der Dauerfestigkeitsnachweis als auch der Betriebsfestigkeitsnachweis.

Durch die festigkeitgerechte Auslegung der Maschinenelemente (z.B. Wellen, Zahnräder, Lager, Gehäuse, Schrauben) und den aus ihnen zusammengesetzten Gesamtsystemen (z.B. Maschinen, Anlagen und Fahrzeuge) sollen Sicherheit und Verfügbarkeit während der gesamten Betriebszeit bei gleichzeitig wirtschaftlichem Material-, Fertigungs- und Montageaufwand gewährleistet werden. Diese beiden gegensätzlichen Forderungen führen regelmäßig zu einer Konfliktsituation für den Ingenieur, da eine Überdimensionierung zur Erhöhung der Sicherheit meistens eine unwirtschaftliche Konstruktion bedingt, umgekehrt darf das ausschließliche Diktat der Wirtschaftlichkeit nicht die geforderte Betriebssicherheit gefährden. Hinzu kommt, dass aus zu großen Bauteilabmessungen manchmal auch fertigungstechnische Probleme oder ungünstige

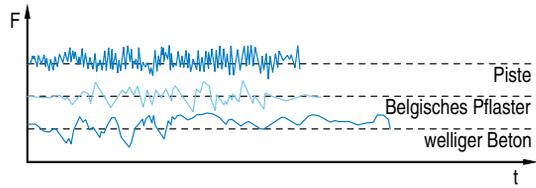
Werkstoffeigenschaften resultieren können. Ständig steigende Leistungsanforderungen bei gleichzeitiger Forderung nach Leichtbau in nahezu allen Branchen verschärfen diese Konfliktsituation. Generell sind Bauteile und die daraus zusammengesetzten Maschinen und Anlagen nur dann wirtschaftlich dimensioniert, wenn die geforderte Lebensdauer mit ausreichender Funktionssicherheit mit minimalem Materialaufwand gerade eben erreicht wird. Demzufolge sind immer Überlegungen zur Größe der erforderlichen Lebensdauer und zum zu erwartenden Belastungsspektrum während der gesamten Nutzungszeit erforderlich. Ein weiterer wichtiger Gesichtspunkt ist das Gefährdungspotential für den Menschen und die Umwelt bei Versagen bzw. Ausfall eines Bauteiles oder des gesamten Systems.

Gerade die Ermittlung treffsicherer Lastannahmen über den gesamten Nutzungszeitraum ist bis heute ein oftmals nur unbefriedigend gelöstes Problem, da die Vielfalt von Maschinen, Anlagen und Fahrzeugen und ihre unterschiedlichen Einsatzgebiete eine Mannigfaltigkeit von dynamischen Belastungsspektren bedingt, die bisher nicht eindeutig klassifiziert und katalogisiert werden konnte [3.128]. Deshalb versagen immer noch die meisten Bauteile in der Regel wegen nicht ausreichend berücksichtigter dynamischer Einflüsse bzw. falscher Lastannahmen. Ergänzend zu den einleitenden Beispielen in Kapitel 1 mag Abbildung 3.1 vermitteln, welche Vielfalt an dynamischen Belastungen in den unterschiedlichsten technischen Systemen im ganz normalen Betrieb vorzufinden ist.

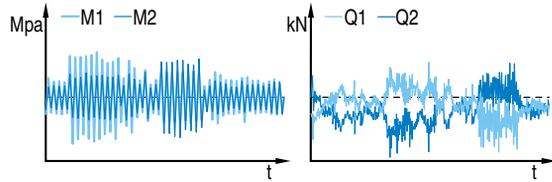
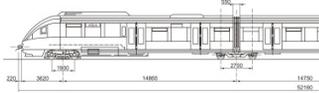
Im Hinblick auf die erzielbare Genauigkeit von Berechnungsergebnissen – insbesondere beim Einsatz von höherwertigen Verfahren wie z.B. der Finite-Elemente-Methode oder Schwingungssimulationsberechnungen – sei darauf hingewiesen, dass auch einer vermeintlich „exakten“ Lösung eines technischen Problems verschiedene vereinfachende Annahmen zugrunde liegen, die zum Teil erheblich von der Wirklichkeit abweichen können. Eine mathematisch richtige Lösung braucht deshalb noch nicht unbedingt und zuverlässig mit der Wirklichkeit übereinzustimmen. Die Aussagefähigkeit eines Berechnungsergebnisses wird jedoch umso größer, je mehr Einflüsse mit dem Berechnungsmodell rechnerisch richtig erfasst werden können. Die klassische Ingenieuraufgabe besteht also darin, unter Außerachtlassung alles Unwesentlichen die Auswahl der in Rechnung zu stellenden Annahmen so zu treffen, dass der Rechenaufwand und die erreichte Annäherung an die Wirklichkeit in einem vernünftigen Verhältnis zum Verwendungszweck des Maschinenelementes, der Baugruppe oder des ganzen Systems stehen.

Welche Möglichkeiten der Modellierung und Formulierung von theoretischen Modellansätzen zur Führung eines statischen oder dynamischen Festigkeitsnachweises bestehen, wird in den nachfolgenden Abschnitten dieses Kapitels gezeigt. Ausgehend von der prinzipiellen Vorgehensweise bei einem Festigkeitsnachweis wird auf die Ermittlung der Beanspruchungen aufgrund äußerer Lasten, die Behandlung zusammengesetzter Beanspruchungen und auf festigkeitsmindernde Einflüsse durch Spannungskonzentrationen und Kerbwirkung eingegangen. Daran anschließend erfolgt die Zusammenstellung von Kennwerten der Beanspruchbarkeit für statische und dynamische Belastungen sowie abschließend die Gegenüberstellung von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit im Rahmen einer Festigkeitsberechnung.

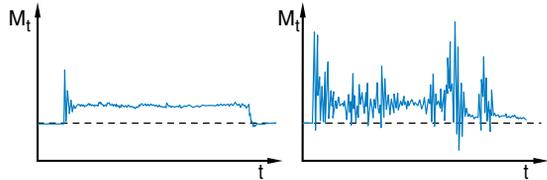
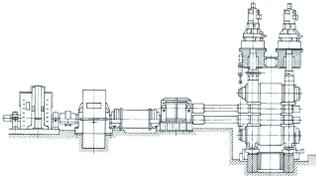
Federkräfte an der Vorderachse eines Kraftfahrzeuges nach [3.42]



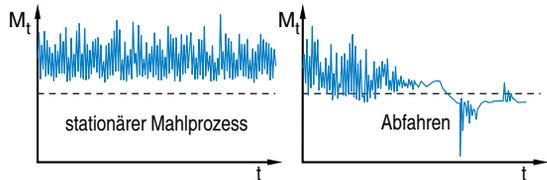
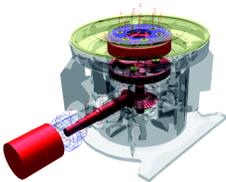
Biegemomente und Querkräfte bei Weichenüberfahrt eines Bahnfahrzeuges nach [3.42]



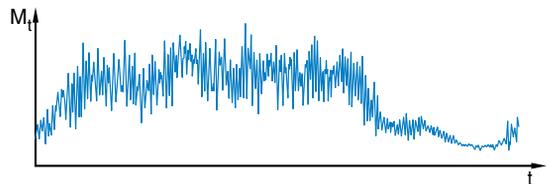
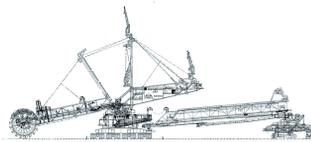
Drehmoment am Antrieb eines Walzgerüsts nach [3.42]



Drehmoment am Antrieb einer Walzenschüsselmühle



Drehmoment am Schaufelradantrieb eines Schaufelradbaggers



Drehmoment an der Propellerwelle eines Schiffsantriebes

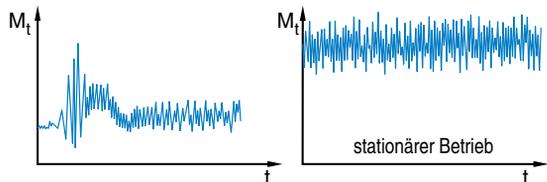


Abbildung 3.1: Beispiele dynamischer Belastungen technischer Systeme

## 3.2 Gang und Schema einer Festigkeitsberechnung

Die grundsätzliche Vorgehensweise bei einer Festigkeitsberechnung gemäß Abbildung 3.2 lässt sich in folgende Arbeitsschritte gliedern:

- 1** Bestimmung der am Gesamtsystem bzw. Bauteil wirkenden äußeren Belastungen (eingeprägte Kräfte und Momente) nach Belastungsart (Zug, Druck, Biegung, Scherung, Torsion, Pressung), Größe, Richtung und zeitlichem Verlauf (statisch, dynamisch, stoßartig).
- 2** Berechnung der im Bauteil erzeugten Beanspruchungen bzw. inneren Spannungen aufgrund der äußeren Belastungen, der Bauteilgeometrie und -abmessungen nach Belastungsart (Zug, Druck, Biegung, Scherung, Torsion, Pressung), Größe, Richtung, Verteilung (homogen, inhomogen z.B. wegen Spannungskonzentrationen) und zeitlichem Verlauf (ruhend, schwellend, wechselnd). In der Regel treten mehrachsige Spannungszustände auf, die der Ermittlung einer Vergleichsspannung aus den einzelnen Spannungskomponenten bedürfen.
- 3** Bestimmung der Beanspruchbarkeit des Bauteiles aus der unter den vorliegenden Betriebsbedingungen zulässigen Spannungen aus dem betreffenden Werkstoffkennwert und dem Sicherheitsbeiwert unter Berücksichtigung der möglichen Versagensart (Zug, Druck, Biegung, Torsion, Pressung).
- 4** Vergleich der Beanspruchung  $\sigma_{vorhanden}$ , d.h. der größten im Bauteil auftretenden Spannung bzw. Vergleichsspannung gemäß 2. mit der Beanspruchbarkeit  $\sigma_{zulässig}$ , d.h. der zulässigen Spannung gemäß 3. Ein Bauteil besitzt dann die erforderliche Festigkeit, wenn die vorhandene Spannung kleiner oder gleich der zulässigen Spannung ist:

$$\sigma_{vorhanden} \leq \sigma_{zulässig} = \frac{\sigma_{Werkstofffestigkeit}}{S_{erf}} \quad \text{oder} \quad \frac{\sigma_{Werkstofffestigkeit}}{\sigma_{vorhanden}} \geq S_{erf} > 1 \quad (3.1)$$

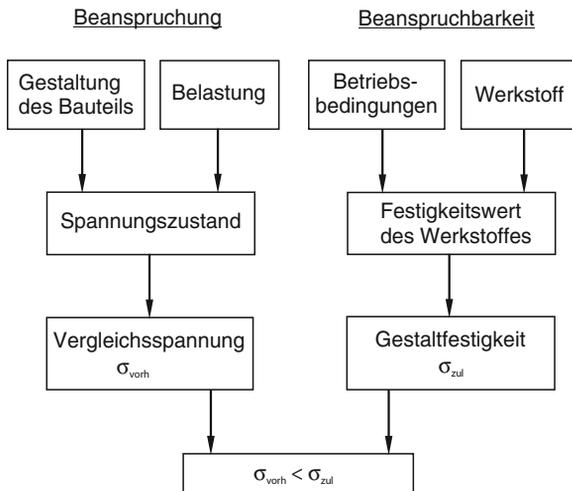


Abbildung 3.2: Schematischer Ablauf einer Festigkeitsberechnung

Aus Gleichung (3.1) wird deutlich, dass die zulässige Spannung  $\sigma_{zulässig}$  nicht der maximalen Werkstofffestigkeit  $\sigma_{Werkstofffestigkeit}$  entspricht, sondern nochmals durch einen Sicherheitsbeiwert  $S_{erf} > 1$  dividiert wird. Dieser Sicherheitsbeiwert  $S_{erf}$ , der per definitionem größer ist als 1, soll die bei den oben angeführten Arbeitsschritten vorhandenen Unsicherheiten abdecken, von denen die maßgeblichen nachfolgend aufgeführt sind:

- 1** Unsicherheiten auf der Seite der Beanspruchungen sind:
  - Ungenügende Kenntnis der einwirkenden Lasten
  - Schwankungen der Betriebslasten (Spitzenwerte, Störfälle, Sonderereignisse)
  - Geometrische Abweichungen vom Sollzustand (Nennabmessungen, Kerbgeometrie)
  - Unzureichend definierte Randbedingungen bzw. zu stark vereinfachte Ersatzmodelle zur Umrechnung der äußeren Kräfte in Beanspruchungen
- 2** Unsicherheiten auf der Seite der Beanspruchbarkeit sind:
  - Ungenauigkeiten bei der Ermittlung der Werkstoffdaten (Oberflächenzustand, Eigenspannungen)
  - Ungenauigkeiten bei der Übertragung der Probenkennwerte auf das Bauteil (Größeneinflüsse, Festigkeitshypothesen, Schadensakkumulation)

Zur Ermittlung der äußeren Belastungen gemäß Schritt 1 sind Kenntnisse der Statik und Dynamik erforderlich. Die Umrechnung dieser Belastungen in Bauteilbeanspruchungen im 2. Schritt erfolgt theoretisch mithilfe der Elastizitäts- und Plastizitätstheorie. Ist ein Bauteil bereits vorhanden, so lassen sich die Bauteilbeanspruchungen auch experimentell ermitteln. Die Kennwerte der Beanspruchbarkeit gemäß Schritt 3 werden durch Materialprüfungen unter Einbeziehung werkstoffkundlicher und werkstoffmechanischer Grundlagen bestimmt. Die Festlegung des Sicherheitsbeiwertes  $S_{erf}$  im 4. Schritt erfolgt im Einklang mit gültigen Normen und Vorschriften und unter Berücksichtigung der jeweils vorliegenden Bedingungen und Unwägbarkeiten (z.B. Genauigkeit der Spannungsermittlung, tatsächliche Werkstoffgüte, mögliche Versagensart, Gefährdungspotential).

Aufgrund der verschiedenen Belastungsarten und Versagenskriterien ist die Ermittlung folgender Sicherheiten üblich:

- Sicherheit gegen Gewaltbruch
- Sicherheit gegen Verformung (Streckgrenzenüberschreitung oder Fließen)
- Sicherheit gegen Ermüdung (Dauerschwingbruch)

Darüber hinaus sind auch noch Sicherheiten gegen Knicken/Beulen, Überschreiten der Flächenpressung und Hertzschen Pressung zu ermitteln. Tabelle 3.1 gibt einen ersten Überblick über die gebräuchlichen Sicherheiten im Maschinenbau. Auch hier ist zu beachten, dass es nicht einen verbindlichen Sicherheitswert gibt. Die angegebenen Werte basieren vielmehr auf praktischen Erfahrungen und sind nur teilweise in Normen und Richtlinien verbindlich festgelegt. Je nach Anforderung und Versagenskriterium schwanken die Werte innerhalb einer Bandbreite. Dabei geht die Tendenz zur unteren Grenze bei genauer Kenntnis der Lastannahmen, exaktem Berechnungs-

modell und Belastungsprüfung. Dagegen wird man bei hohen Folgeschäden bei Versagen (z.B. Gefährdung von Menschenleben) und unsicheren Lastannahmen den Sicherheitswert wegen der größeren Unsicherheit höher wählen.

Ausfallkriterium	Bezugsgröße	Sicherheitszahl
Gewaltbruch	Bruchfestigkeit	$S_B = 2,0 \dots 4,0$
Ermüdungsbruch (Schwingbruch)	Dauerfestigkeit	$S_D = 1,5 \dots 2,5$
Überschreiten der Streck- bzw. Fließgrenze	Fließgrenze	$S_F = 1,2 \dots 2,0$
Instabilität (Knicken, Beulen)	Knickspannung	$S_K = 3,0 \dots 5,0$
Flächenpressung / Lochleibung [3.44], [3.80] Zähe Werkstoffe, ruhende Belastung Zähe Werkstoffe, schwellende Belastung Spröde Werkstoffe, ruhende Belastung Spröde Werkstoffe, schwellende Belastung	Druckfließgrenze Druckfließgrenze Bruchfestigkeit Bruchfestigkeit	$S_P = 1,2$ $S_P = 2,0$ $S_P = 2,0$ $S_P = 3,0$
Verzahnungsschaden [3.88] Grübchenbildung Ermüdungsbruch Fressen	Grübchendauerfestigkeit Biegedauerfestigkeit Fressintegraltemperatur	$S_{Hmin} \geq 1,1$ $S_{Fmin} \geq 1,2$ $S_{Bmin} \geq 1,0 \dots 3,0$
Seilbruch [3.49] Aufzüge mit Treibscheibenantrieb Schachtförderanlagen Seilschwebbahnen, Zugseil Seilschwebbahnen, Förderseil Kranseile nach DIN 15020 (Rückwärtsrechnung)	Rechnerische Seilbruchkraft Rechnerische Seilbruchkraft Rechnerische Seilbruchkraft Rechnerische Seilbruchkraft Rechnerische Seilbruchkraft	$\nu = 14$ $\nu = 8,7 \dots 9,2$ $\nu = 4,5$ $\nu = 5,0$ $\nu = 3,0 \dots 12,0$

Anmerkung:

Tendenz zur unteren Grenze bei genauer Kenntnis der Lastannahmen, exaktem Berechnungsmodell und Belastungsprüfung

Tendenz zur oberen Grenze bei hohen Folgeschäden bei Versagen (z.B. Gefährdung von Menschenleben), unsicheren Lastannahmen

Tabelle 3.1: Erforderliche Sicherheiten im Maschinenbau

Abschließend sei darauf hingewiesen, dass die Festlegung von Sicherheitsbeiwerten auch zum gewählten Berechnungsverfahren passen muss. Die in der Tabelle 3.1 angegebenen Werte harmonisieren mit den bekannten Berechnungsverfahren, wie sie auch in diesem Buch vorgestellt werden. In der FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisenguss- und Aluminiumwerkstoffen“ gemäß Abschnitt 3.8 werden zum Teil sehr stark davon abweichende Sicherheitswerte verwendet [3.50]. Diese dürfen nicht ohne eine tiefer gehende Betrachtung im Zusammenhang mit anderen Berechnungsverfahren eingesetzt werden. Gleiches gilt auch für die zitierten Seilsicherheiten, die alle in Verbindung mit einer entsprechenden Norm bzw. Richtlinie einzuhalten sind. Sie sollen jedoch an dieser Stelle verdeutlichen,

dass aufgrund der Komplexität des Maschinenelementes „Seil“ im Vergleich zu den anderen Elementen erheblich größere Unsicherheiten über entsprechend hohe Sicherheitszahlen kompensiert werden müssen.

Ungeachtet dieser zum Teil erheblichen Unsicherheiten lassen sich aus der Festigkeitsbedingung gemäß Gleichung (3.1) die nachfolgenden Fragestellungen beantworten:

- 1** Zur Dimensionierung: Welche Bauteilabmessungen sind erforderlich bei bekannten äußeren Lasten, bekanntem Werkstoffkennwert und gegebener Sicherheitszahl  $S$ ?
- 2** Zur Lastbegrenzung: Wie groß darf die zulässige äußere Belastung sein bei bekannten Bauteildimensionen, bekanntem Werkstoffkennwert und gegebener Sicherheitszahl  $S$ ?
- 3** Zur Werkstoffauswahl: Welcher Werkstoff ist zu verwenden bei bekannten äußeren Lasten, bekannten Bauteildimensionen und gegebener Sicherheitszahl  $S$ ?
- 4** Zur Sicherheitsanalyse: Welche Sicherheit liegt vor bei bekannten äußeren Lasten, Bauteildimensionen und bekanntem Werkstoffkennwert?

Nach dieser grundsätzlichen Vorstellung zur Vorgehensweise bei einem Festigkeitsnachweis werden in den folgenden Abschnitten zunächst die Themenbereiche Beanspruchung und Beanspruchbarkeit separat behandelt, bevor sie abschließend im Rahmen eines Festigkeitsnachweises gegenübergestellt werden. Zum Schluss erfolgen noch kritische Anmerkungen zur Sicherheitszahl.

### 3.3 Ermittlung von Lasten und Beanspruchungen

Zur Ermittlung der in einem Bauteil wirkenden Beanspruchungen müssen zunächst die äußeren Kräfte und Momente bekannt sein, die auf das Gesamtsystem einwirken. Im Falle der Lokomotive aus Kapitel 1 ist die Gewichtskraft der Lokomotive bekannt. Über einen Reibbeiwert  $\mu = 0,33$  lässt sich aus dieser Gewichtskraft eine maximal mögliche Zugkraft am Zughaken der Lokomotive ermitteln. Aus der Gewichtskraft und der Zughakenkraft lassen sich unter Einbeziehung der bekannten Lokgeometrie alle weiteren äußeren Kräfte (Radaufstandskräfte und mögliche Zugkräfte am Radumfang) ermitteln. Über den Radius  $r$  der Räder wird dann aus der Umfangskraft  $F_U$  am Rad ein Drehmoment  $M_{T, Rad} = F_U \cdot r$ , welches über die Radsatzwelle sowie ein Radsatzgetriebe, nachfolgende Gelenkwellen und ein Hauptgetriebe mit einer Gesamtübersetzung des Triebstranges  $i_{ges}$  zu einem resultierenden Drehmoment  $M_{Motor} = i_{ges} M_{T, Rad}$  übersetzt wird, welches vom Motor an der Kurbelwelle aufgebracht werden muss, damit die Lokomotive die gewünschte Zugkraft am Zughaken entwickeln kann. Das entsprechende mechanische Ersatzsystem findet sich in Abbildung 3.3.

In Analogie zur Lokomotive lassen sich für jede Maschine und Anlage Kräfte und Momente bestimmen. Aufgrund der äußeren (eingepprägten) Kräfte und Momente auf ein Bauteil treten in dessen Innerem ebenfalls (innere) Kräfte und Momente auf. Diese inneren Reaktionen lassen sich durch Schnittfindung zu äußeren machen, die nun durch eine Gleichgewichtsbetrachtung am freigeschnittenen Teilsystem berechenbar werden. Eine Gleichgewichtsbetrachtung der Kräfte und Momente muss dabei für jede Achse getrennt durchgeführt werden. Gleichgewicht (Ruhe) herrscht dann, wenn die Summe aller Kräfte und Momente bezogen auf die zugeordneten Achsen Null ist.