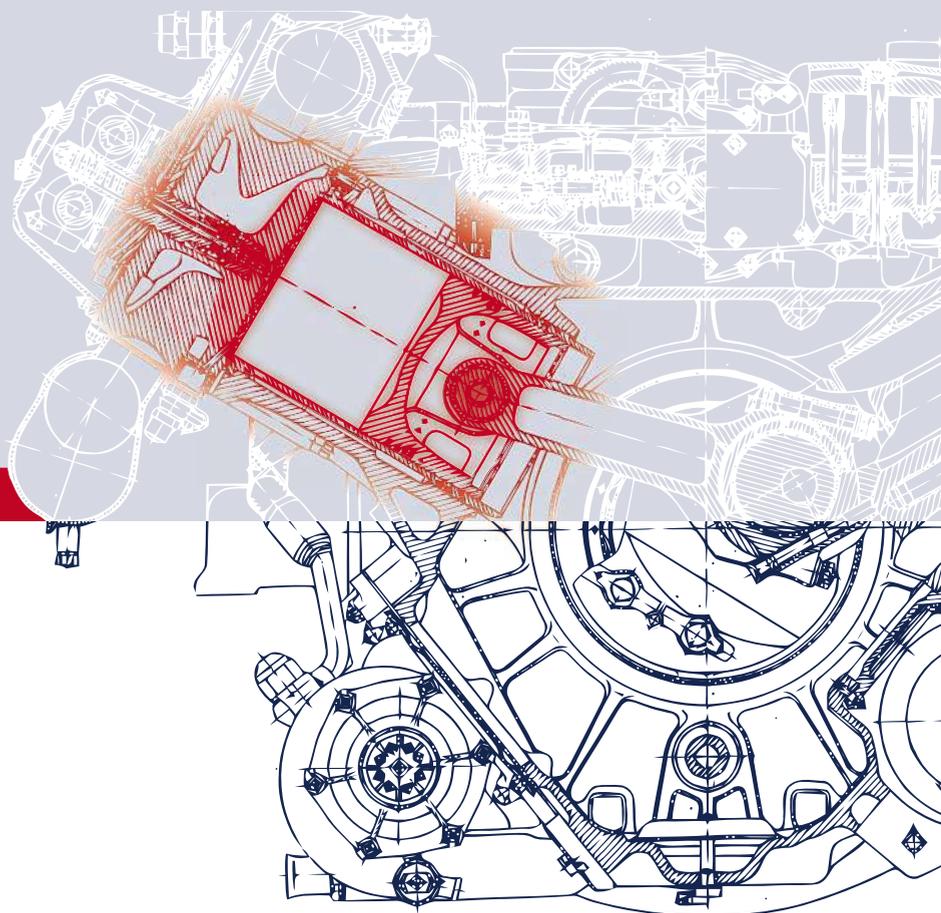


ANDREAS WILD, RICHARD WILD

MOTORSCHÄDEN

MOTORMECHANIK UND
SCHADENSANALYSE



Ein Fachbuch von

auto
FACHMANN

Andreas Wild / Richard Wild

Motorschäden

Motormechanik und Schadensanalyse



Der **Onlineservice InfoClick** bietet unter www.vogel-fachbuch.de/infoclick nach Codeeingabe zusätzliche Informationen und Aktualisierungen zu diesem Buch.

InfoClick

In zwei Schritten zum Onlineservice

1. Einfach www.vogel-fachbuch.de/infoclick aufrufen.
2. Den unten stehenden Zugangscode eingeben.



Ihr persönlicher Zugang
zum Onlineservice



350206540001

Andreas Wild / Richard Wild

Motorschäden

Motormechanik und Schadensanalyse

1. Auflage

ANDREAS WILD



Absolvierte 2009 den Diplomstudiengang Maschinenbau mit der Fachrichtung Fahrzeugtechnik an der FH Schweinfurt. Es folgten Tätigkeiten in der Motorenentwicklung bei der Firma Senertec in Schweinfurt und bei der Firma Kolbenschmidt in Neckarsulm. Seit 2015 ist er bei Audi in Neckarsulm im Bereich Schadensanalyse & Motormechanik für Motorsport und Sondermotoren tätig.

RICHARD WILD



Absolvierte 1980 die Meisterprüfung im Maschinenbauhandwerk und 1986 die Meisterprüfung im Kfz-Gewerbe. 1983 gründete er die Wild Motoren GmbH & Co. KG in Unterpleichfeld und ist seitdem als selbstständiger Motoreninstandsetzer tätig.

Die beiden Autoren haben 2021 zusammen mit BURKARD und MARKUS WILD die Motorenakademie Wild gegründet. Dort wollen sie neben Dienstleistungen im Bereich Schadensanalyse zukünftig Schulungen für Techniker und Sachverständige im Bereich Motoreninstandsetzung, Motordiagnose und Schadensanalyse anbieten. Das dabei vermittelte Wissen beruht auf den Erfahrungen der Firma Wild-Motoren. Seit über 40 Jahren ist das Unternehmen auf dem Gebiet Motoreninstandsetzung und -technologie tätig und hat sich durch modernste Bearbeitungsmaschinen, Test- und Prüfgeräte sowie bestens geschultes Personal einen hervorragenden Ruf in der Branche erarbeitet. Das Unternehmen in Unterpleichfeld zählt zu den modernsten und innovativsten Motoreninstandsetzungsbetrieben in Deutschland.

Weitere Informationen:

www.vogel-fachbuch.de



www.facebook.com/vogelfachbuch



<http://twitter.com/vogelfachbuch>

ISBN 978-3-8343-3502-9

1. Auflage. 2023

Alle Rechte, auch der Übersetzung, vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (Druck, Fotokopie, Mikrofilm oder einem anderen Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden. Hiervon sind die in §§ 53, 54 UrhG ausdrücklich genannten Ausnahmefälle nicht berührt.

Printed in Hungary

Copyright 2023 by Vogel Communications Group GmbH & Co. KG, Würzburg

Vorwort

Die lateinische Redewendung «Quae nocent docent.», zu Deutsch: «Was schadet, lehrt.», übersetzte der Reformator MARTIN LUTHER mit: «Durch Schaden wird man klug.», womit sich der Spruch mit Beginn der Neuzeit (16. Jahrhundert) in unserem Sprachraum verbreitete. Schäden waren seit jeher Begleiter der Entwicklung und das Lernen aus ihnen konnte zu einem echten Wissens- und Technologievorsprung führen.

Das Lernen aus Schäden begleitet uns bei der Firma Wild-Motoren seit über 40 Jahren und ist zum «täglich Brot» geworden. Nur durch eine systematische und treffsichere Analyse des vorliegenden Motorschadens können Wiederholungsschäden verhindert werden und es kann eine hohe Qualität der Motorreparatur erzielt werden. Mit technischem Hintergrundwissen zu Motorschäden sowie zur Entwicklung und Fertigung von Motorkomponenten können außerdem Reparaturlösungen erarbeitet werden und Motorkomponenten verbessert werden, sodass zukünftige Schäden verhindert werden können. Technikkompetenz und ein tiefes Verständnis in der Schadensanalyse hat uns zu einem der Branchenführer im Bereich der Motoreninstandsetzung gemacht. Wir waren immer bereit, das über die Jahre erlangte Wissen zu teilen und stets Anlaufstelle für den technischen Austausch. Mit der neu gegründeten Motorenakademie Wild wollen wir diesen Austausch professionalisieren und eine Plattform bieten, in der Sachverständige, Motoreninstandsetzer, Motorenentwickler und andere technische Interessierte Know-how rund um den Verbrennungsmotor und darüber hinaus erlangen können.

Das vorliegende Buch ist – wie die Motorenakademie auch – das Destillat jahrzehntelanger Erfahrung aus der Motoreninstandsetzung und der Schadensanalyse an Verbrennungsmotoren in verschiedenen Anwendungen. Es kann als Nachschlagewerk dienen, wobei hierbei vor allem die Schadenssteckbriefe einen schnellen Überblick bieten sollen. Es soll aber auch technisch notwendiges Hintergrundwissen vermitteln, wozu ein ausführlicher Grundlagenteil, der einerseits Basiswissen zum Verbrennungsmotor beschreibt, andererseits den Schaden und die dazu führenden Mechanismen beleuchtet, verfasst wurde.

Neben der Erläuterung der verschiedenen Schäden, ihrer Ausprägung (Schadensbild), der Mechanismen und Ursachen ist in den Kapiteln zu den einzelnen Motorkomponenten eine ausführliche Beschreibung der Komponente selbst zu finden. Deren Aufgabe und Funktion im Verbrennungsmotor, die Belastungen, die sie im Motorbetrieb erfahren, konstruktive Ausführungen, Informationen zur Fertigung und eingesetzten Werkstoffen sind notwendige Kenntnisse, um Schäden und Ursachen zielsicher analysieren zu können. Abgerundet wird das Buch durch einen Blick in die Vergangenheit und in den Verlauf der Entwicklung von Verbrennungsmotoren, in der Motorschäden ein steter Begleiter waren. Am Ende des Buches richtet sich der Blick in die Zukunft und es werden verschiedene Zukunftsszenarien des in vielen Ländern bereits «totgesagten» Verbrenners beleuchtet.

Danke dem Vogel-Verlag, insbesondere STEFFEN DONATH, NIELS BERNAU, UTE JAXTHEIMER und STEFFEN DOMINSKY, für eine wirklich großartige Zusammenarbeit und viele hilfreiche Tipps und Ratschläge. Außerdem besonderer Dank an WALTER ESSENREITER und RALF DEUBEN

vom AutoFachmann. RALF DEUBEN hat mit zahlreichen CAD-Darstellungen die Anschaulichkeit der Bilder auf ein sehr hohes Niveau gehoben.

Besonderer Dank auch an meine Familie, meine Frau CHRISTIANE, die Kinder LUKAS, der tatkräftig beim Fotografieren und Sortieren unterstützt hat, JANNIK, MARIE und LENI WILD.

Danke außerdem an meine Mutter RENATE, meine Schwester SUSANNE, meinen Bruder MARKUS und meinen Onkel BURKARD, die direkt, durch fachliche Korrektur, Tipps beim Schreiben oder auch indirekt zum Gelingen des Buches beigetragen haben.

Großer Dank für fachliches Lektorat, konstruktive Gespräche und Hinweise gehen außerdem an:

- alle Mitarbeiter der Wild-Motoren GmbH & Co KG, PAUL BAIER, THORSTEN GÖB, BENNY POßMAYER, EDUARD SCHAULIS, MICHEL KRÜCKEL und NICOLE TIMM,
- JOCHEN SCHUMACHER, STEFAN ARPOGAUS (ehemals Kolbenschmidt),
- WOLFRAM KOTTE (Mitarbeit in Kapitel 21, BE Turbo GmbH),
- PROF. DR. SCHLACHTER (Fachhochschule Schweinfurt),
- SIMON MALCHER, SEBASTIAN SUSSET, CLEMENS HAMPE (Audi AG),
- SIMON SCHNAIBEL, REINER HOLWEIN, JÖRG SEIDEL, MARKUS ROIDER, CHRISTOPH ETTWEIN (MS Motorservice International),
- HOLGER GERMANN, EDWARD WERNINGHAUS (Kolbenschmidt),
- SEBASTIAN HAUPT, DANNY SCHWARZ, GERALD DÖPFERT, FRANK HOHBEIN, MARKUS KLAISSE, JOHANNES SAILER (Senertec),
- LEANDER SCHRAMM (KS Huayu Alutech GMBH),
- MARK ERLWEIN (KS-Gleitlager),
- JOACHIM GÖTZ, SARAH-JO NICHOLS, FLORIAN KIZIAK (Elring Klinger AG),
- STEFAN ZECH (Tenneco Inc.),
- KARL-HEINZ MAYER (Unterstützung Kap.19 Ventildfeder),
- HORST KÖHLER (dieselmotoren-historik.com)
- und die Engine Historic Society

Außerdem an alle Unternehmen die bereitwillig Bildfreigaben erteilt haben.

Der Inhalt dieses Buches wurde von uns durch umfangreiche Recherchen sorgfältig erwogen und mehrmals überprüft. Trotzdem können inhaltliche Fehler bei dieser komplexen interdisziplinären Thematik nicht ganz ausgeschlossen werden. Die Autoren übernehmen deshalb keine Haftung für etwaige Personen-, Sach- oder Vermögensschäden. Wir bitten im Fall eines sachlichen Fehlers um Kontaktaufnahme mit uns über E-Mail wild-a@gmx.de oder über den Verlag.

Nun wünschen die Autoren viel Spaß beim Lesen!

ANDREAS WILD

RICHARD WILD

Unterpleichfeld 10.10.2022

3.3.1.4	Bruchformen	59
3.3.2	Thermische Beanspruchung.....	67
3.3.2.1	Wärmeeintrag und Temperaturbelastung von Motorkomponenten.....	68
3.3.2.2	Thermische Belastung und Mischformen mit thermischer Belastung.....	69
3.3.3	Thermomechanische Beanspruchung (TMF-Ermüdung).....	71
3.3.4	Tribologische Beanspruchung	75
3.3.4.1	Definitionen und tribologisches System	75
3.3.4.2	Physikalische Grundlagen – Reibung, Schmierung und Verschleiß	77
3.3.4.3	Stribeck-Kurve und hydrodynamische Gleitlagerung	80
3.3.4.4	Verschleiß	83
3.3.4.5	Schmierung.....	90
3.3.4.6	Tribologie im Verbrennungsmotor	93
3.3.5	Korrosive Beanspruchung	96
3.3.5.1	Grundformen der Korrosion	97
3.3.5.2	Korrosionsarten.....	98
3.3.5.3	Korrosionsmechanismen im Verbrennungsmotor ...	100
3.3.6	Kavitationserosion	107
3.3.7	Verbrennungsstörungen	111
3.3.7.1	Verbrennungsstörungen am Ottomotor.....	111
3.3.7.2	Verbrennungsstörungen am Dieselmotor.....	118
3.3.7.3	Allgemeine Verbrennungsstörungen.....	119
3.4	Schadensanalyse an Verbrennungsmotoren	121
3.4.1	Durchführung Schadensanalyse.....	122
3.4.2	Fallbeispiel Schadensanalyse	125
3.4.2.1	Schadensanalyse Pkw-Ottomotor	125
4	Motoröl und Ölverbrauch	133
4.1	Motoröl.....	133
4.1.1	Aufgaben und Anforderungen	133
4.1.2	Viskosität von Motoröl	134
4.1.3	Belastungen	137
4.1.4	Betriebseinflüsse und Veränderungen des Motoröls im Motorbetrieb	138
4.1.5	Aufbau, Herstellung und Eigenschaften von Motorölen (und Ausführungen).....	144
4.1.6	Motoröle für moderne Verbrennungsmotoren	149
4.2	Ölverbrauch von Verbrennungsmotoren	154
4.2.1	Ölverbrauch durch die Kolbengruppe	157
4.2.2	Ölverbrauch durch Ventilschaft / Ventilführung / Ventilschaftabdichtung.....	159
4.2.3	Ölverbrauch durch den Abgasturbolader	159

4.2.4	Ölverbrauch durch die Motorentlüftung	160
-------	---	-----

5 Kolben..... 161

5.1	Aufgaben und Aufbau	161
5.2	Belastungen	162
5.3	Konstruktion und Aufbau	166
5.4	Werkstoffe und Fertigung	174
5.5	Kolbenkühlung	177
5.6	Schäden an Kolben	179
5.6.1	Mechanische Schäden & Brüche am Kolben	181
5.6.1.1	Brüche ausgehend vom Kolbenboden oder der Kolbenmulde	182
5.6.1.1.1	Risse und Brüche am Kolbenboden – Muldenrand- und Muldengrundrisse an Alu-Kolben für direkteinspritzende Dieselmotoren	182
5.6.1.1.2	Risse und Brüche am Kolbenboden – Muldenrandrisse Stahlkolben + Verzunderung.....	191
5.6.1.1.3	Risse und Brüche am Kolbenboden – Vor- und Wirbelkammermotoren (Diesel)	195
5.6.1.2	Brüche im Ringfeld (Ringstegbrüche) und am Feuersteg	197
5.6.1.3	Brüche ausgehend vom Kühlkanal des Kolbens	205
5.6.1.4	Brüche ausgehend vom Ringträger – Debonding	210
5.6.1.5	Brüche am Kolbenschaft	214
5.6.1.6	Brüche der Kolbennabe.....	218
5.6.2	Thermische Schäden an Kolben – Aufschmelzungen & durchgebrannte Kolbenbereiche, Klopfschäden.....	223
5.6.2.1	Erosionsartiger Materialabtrag am Kolben – Klopfschäden Ottomotor.....	223
5.6.2.2	Durchgebrannter Kolbenboden Ottomotor.....	228
5.6.2.3	Abschmelzungen Kolbenboden Ottomotor	230
5.6.2.4	Abschmelzungen oder Loch im Kolbenboden Dieselmotor	234
5.6.3	Tribologische Schäden an Kolben – Verschleiß und Fresser.....	239
5.6.3.1	Grundlegende Schadensmechanismen und Erscheinungsmerkmale.....	241
5.6.3.1.1	Verschleißbedingter Materialabtrag	241
5.6.3.1.2	Überhitzungsfresser.....	242
5.6.3.1.3	Trockenlauffresser.....	243
5.6.3.1.4	Spielfresser	245

	5.6.3.1.5	Systematik zur Analyse von Fresserscheinungen an Kolben	246
	5.6.3.2	Verschleiß und Fresser am Feuersteg	247
	5.6.3.3	Verschleiß und Fresser am Kolbenschaft	252
	5.6.3.3.1	Kolbenschaftverschleiß	252
	5.6.3.3.2	Flucht- und Formabweichungen – Tragbilder am Kolbenschaft	256
	5.6.3.3.3	Kolbenschaftfresser	258
	5.6.3.3.3.1	Kolbenschaftfresser, beidseitig	259
	5.6.3.3.3.2	Kolbenschaftfresser, einseitig	261
	5.6.3.3.3.3	Kolbenschaftfresser in 45°-Lage (Diagonal)	263
	5.6.3.3.3.4	Kolbenschaftfresser am unteren Schaftende	266
5.6.4		Sonstige Kolbenschäden	267
	5.6.4.1	Beschädigung des Kolbenbodens durch Fremdkörper / durch Ventilkontakt	267

6 Kolbenbolzen und Kolbenbolzensicherungen..... 271

6.1	Aufgaben	271
6.2	Belastungen	272
6.3	Aufbau und Konstruktion	273
6.4	Werkstoffe, Beschichtungen und Fertigung	276
6.5	Kolbenbolzensicherungen	276
6.6	Schäden am Kolbenbolzen, seiner Lagerung und axialen Sicherung	277
6.6.1	Mechanische Schäden	277
	6.6.1.1 Brüche des Kolbenbolzens	277
	6.6.1.2 Schäden bei der Bolzenmontage und axiales Auswandern des Kolbenbolzens	281
6.6.2	Tribologische Schäden am Kolbenbolzen und seiner Lagerung	285
	6.6.2.1 Verschleiß an Kolbenbolzen, Kolbennaben und im kleinen Pleuelauge	285

7 Kolbenringe 295

7.1	Aufgaben und Funktionsprinzip	295
7.2	Belastungen	298
7.3	Aufbau und Konstruktion	299
7.4	Ausführungen	301
7.5	Werkstoffe, Beschichtungen, Fertigung	304
7.6	Schäden an Kolbenringen	306

7.6.1	Mechanische Schäden & Brüche an Kolbenringen.....	307
7.6.1.1	Brüche an Verdichtungsringen.....	307
7.6.1.2	Verformungen von Kolbenringen, Maulweitenverlust.....	310
7.6.1.3	Brüche an 3-tlg. Ölabstreifringen, Einfedern in Drainagebohrungen	313
7.6.2	Tribologische Schäden – Verschleiß an Kolbenringen und Ringnuten, Sekundärverschleiß an Ölabstreifringen	316
7.6.2.1	Verschleiß der Lauffläche.....	316
7.6.2.2	Brandspurbildung.....	322
7.6.2.3	Ringnutverschleiß am Kolben und Flankenverschleiß an Kolbenringen.....	325
7.6.2.4	Ringnut stark ausgeschlagen / Auswaschungen der Ringnut durch gebrochene Kolbenringe	332
7.6.2.5	Sekundärverschleiß an Ölabstreifringen	335
7.6.3	Sonstige Auffälligkeiten & Schäden an Kolbenringen.....	339
7.6.3.1	Probleme mit Beschichtungen auf den Laufflächen	339
7.6.3.2	Funktionsprobleme durch Bildung von Ölkohle.....	341
7.6.3.2.1	Klemmen / Stecken des Kolbenrings in der Ringnut	342
7.6.3.2.2	Zugesetzte Drainageöffnungen an Ölabstreifringen.....	345

8 Pleuel 347

8.1	Aufbau und Aufgaben	348
8.2	Belastungen	348
8.3	Ausführungen, Aufbau und Konstruktion.....	350
8.4	Werkstoffe, Fertigung.....	353
8.5	Schäden an Pleuel.....	355
8.5.1	Mechanische Schäden an Pleuelstangen	356
8.5.1.1	Verformung des Pleuels – Flüssigkeitsschlag	356
8.5.1.2	Brüche am Pleuel	358
8.5.1.2.1	Bruch der Pleuelbuchse und Brüche im kleinen Pleuelauge.....	359
8.5.1.2.2	Brüche des Pleuelschafts.....	362
8.5.1.2.3	Bruch des Pleuels im großen Pleuelauge.....	366
8.5.1.3	Schäden an der Pleuelverschraubung	369
8.5.2	Tribologische Schäden am Pleuel	372
8.5.2.1	Fretting / Reibschwingverschleiß.....	372

9 Lagerung 375

9.1	Aufgaben und Aufbau	375
------------	----------------------------------	------------

9.2	Bezeichnungen & Ausführungsformen	377
9.3	Funktion	378
9.4	Belastungen und Anforderungen an Lager	378
9.5	Auslegung und Konstruktion	381
9.6	Lageraufbau, Werkstoffe und Fertigung	386
9.7	Schäden an Gleitlagern	390
9.7.1	Mechanische Schäden an Lagern – Ermüdung	393
9.7.1.1	Ermüdung der Gleitschicht / «Borkenkäfer»	393
9.7.1.2	Ermüdung des Lagermetalls	395
9.7.2	Tribologische Schäden an Lagern – Verschleiß, Tragbilder und Fresser	400
9.7.2.1	Einlaufverschleiß / Anpassungverschleiß	402
9.7.2.2	Lagerverschleiß	404
9.7.2.3	Abrasivverschleiß durch Fremdkörper	406
9.7.2.4	Verschleiß durch unterlegte Partikel am Lagerrücken	408
9.7.2.5	Tragbilder & Verschleiß durch Form- und Lageabweichungen	410
9.7.2.5.1	Kantenträger und verschleißfreie Bereiche an den Lagerkanten	411
9.7.2.5.2	Verschleiß im Lagerzentrum	414
9.7.2.5.3	Verschleiß im Stoßbereich	415
9.7.2.6	Schmierspuren / Anreiber	416
9.7.2.7	Fresser	419
9.7.3	Thermische Schäden an Lagern – Überhitzung	423
9.7.4	Korrosion, Kavitation und sonstige Schäden an Lagern	425
9.7.4.1	Kavitation	425
9.7.4.2	Korrosion	429
9.7.4.2.1	Korrosion der Lagerlauffläche	430
9.7.4.2.2	Korrosionsangriff am Lagerrücken / Fretting	431
10	Kurbelwelle	435
10.1	Aufbau und Aufgaben	435
10.2	Belastungen	436
10.3	Aufbau, Konstruktion und Ausführungen	439
10.4	Werkstoffe, Fertigung	444
10.5	Schäden an Kurbelwellen	447
10.5.1	Biegedauerbruch	450
10.5.2	Torsionsdauerbruch	453
10.5.3	Heißrisse auf dem Lagerzapfen	458
11	Zylinderkurbelgehäuse und Zylinderlaufbahn	461
11.1	Aufbau und Aufgaben	461

11.2	Belastungen	462
11.3	Aufbau, Gestaltung und Konstruktion	466
11.4	Werkstoffe, Laufbahntechnologien und Fertigung	472
11.5	Bearbeitung der Zylinderlaufbahn durch Honen, Laufbahnoberflächen	482
11.6	Schäden am Zylinderkurbelgehäuse und an Zylindern	487
11.6.1	Schäden an der Struktur von Zylinderkurbelgehäusen.....	489
11.6.1.1	Risse oder Brüche des Zylinders und im Zylinderstegbereich	489
11.6.1.2	Risse / Brüche in festigkeitskritischen Bereichen, Hauptlagerstuhl / Verschraubung Zylinderkopf	494
11.6.2	Tribologische Schäden an der Zylinderlauffläche	497
11.6.2.1	Spiegelbildung und Bore Polishing.....	497
11.6.2.2	Zwickelverschleiß – Verschleiß durch Kolbenringe	501
11.6.2.3	Fresser.....	506
11.6.3	Fertigungs- und Bearbeitungsfehler an der Zylinderlaufbahn... 509	
11.6.3.1	Abplatzen von Beschichtungen, Haftungsprobleme	509
11.6.3.2	Fehler beim Honen.....	512
11.6.3.2.1	Blechmantelbildung.....	513
11.6.3.2.2	hoher Zerstörungsgrad Silizium-Kristalle	515
11.6.4	Schäden an Zylinderlaufbuchsen	516
11.6.4.1	Kavitation an nassen Zylinderlaufbuchsen.....	517
11.6.4.2	Brüche des Buchsenbundes	520

12 Zylinderkopfdichtung **523**

12.1	Aufgaben	523
12.2	Belastungen	524
12.3	Anforderungen	525
12.4	Konstruktion, Aufbau und Ausführungen.....	526
12.5	Schäden an der Zylinderkopfdichtung.....	530
12.5.1	Verlust der Verpressung der Brennraumdichtung – Undichtigkeit Brennraum.....	534
12.5.2	Brüche der Brennraumdichtung – Übertritt Zylinderdruck	536
12.5.2.1	Stegbruch	538
12.5.2.2	Sickenbruch – Mehrlagen Stahl ZKD.....	540
12.5.3	Überhitzungen der Zylinderkopfdichtung.....	540
12.5.3.1	Überhitzung Weichstoff-Metall ZKD – Aufquellungen.....	541
12.5.3.2	Überhitzung Mehrlagen-Stahl ZKD – Ablösungen Elastomer-Beschichtung.....	542
12.5.4	Oberflächenfehler	543

12.5.4.1	Nicht plane oder beschädigte Oberflächen am ZKD oder Zylinderkopf.....	543
12.5.4.2	Undichtigkeit Brennraum – zu hohe Oberflächenrauigkeit.....	545
12.5.5	Sonstige Schäden an Zylinderkopfdichtungen.....	546
12.5.5.1	Beschädigungen an Elastomer-Dichtelementen.....	547
12.6	Schadensfolgen durch defekte Zylinderkopfdichtungen	547

13 Steuertrieb 549

13.1	Aufgaben	549
13.2	Anforderungen und Ausführungen	551
13.3	Belastungen	552
13.4	Ausführungen, Aufbau und Konstruktion.....	555
13.4.1	Steuerkettentrieb	556
13.4.2	Zahnriementrieb / Synchronriementrieb	563
13.4.3	Stirnradtrieb / Rädertrieb	568
13.4.4	Vergleich der verschiedenen Steuertriebsausführungen.....	574
13.5	Schäden am Steuertrieb.....	577
13.5.1	Schäden an Steuerketten	579
13.5.1.1	Verschleiß von Steuerketten und Kettenrädern	580
13.5.1.2	Riss der Steuerkette.....	587
13.5.2	Schäden an Synchronriemen / Zahnriemen	591
13.5.2.1	Zahnriemenriss.....	600
13.5.3	Schäden an Zahnrädern bzw. in Rädertrieben	603
13.5.3.1	Zahnfußbrüche	606

14 Zylinderkopf..... 611

14.1	Aufbau und Aufgaben	611
14.2	Bauarten / Einteilung	613
14.3	Belastungen	614
14.4	Konstruktion und Aufbau.....	617
14.5	Kühlung des Zylinderkopfes – Wassermantel	618
14.6	Werkstoffe und Fertigung	621
14.7	Schäden an Zylinderköpfen	628
14.7.1	Risse des Zylinderkopfs.....	632
14.7.1.1	Risse des Zylinderkopfs im Bereich des Brennraums.....	632
14.7.1.2	Risse in brennraumfernen Bereichen.....	635

15 Ventiltrieb 641

15.1	Aufgaben und Anforderungen.....	641
15.2	Aufbau, Bauarten und Einteilung	642
15.3	Funktion: Ventilerhebung – Hubfunktion – Kinematik.....	643
15.4	Belastungen: Ventiltriebsdynamik und wirkende Kräfte	648

15.5	Konstruktion und Ausführungen	653
15.6	Schäden am Ventiltrieb	663

16 Nockenwelle 669

16.1	Aufgaben, Aufbau und Funktion	669
16.2	Belastungen	672
16.3	Konstruktion	673
16.4	Fertigung und Werkstoffe	676
16.5	Schäden an Nockenwellen	678
16.5.1	Lösen / Verdrehen des Nockens bei gebauten Nockenwellen	680
16.5.2	Tribologische Schäden	682
16.5.2.1	Verschleiß der Nocken und der Nockenfolger	682
16.5.2.2	Verschleiß und Fressen der Nockenwellenlagerung	683

17 Nockenfolger 689

17.1	Aufgaben	689
17.2	Ausführung, Aufbau und Funktion	690
17.3	Belastungen	693
17.4	Konstruktion	694
17.5	Fertigung und Werkstoffe	695
17.6	Schäden an Nockenfolgern	697
17.6.1	Tribologische Schäden an Nockenfolgern	698
17.6.1.1	Verschleiß Ventilbetätigung zwischen Nocken und Nockenfolger	699
17.6.1.2	Verschleiß Ventilbetätigung zwischen Nockenfolger und oberem Ventilende	706

18 Ventile 711

18.1	Aufgaben und Aufbau	712
18.2	Belastungen	712
18.3	Konstruktion und Ausführungsformen	715
18.4	Ventilkühlung	719
18.5	Werkstoffe und Fertigung	721
18.6	Schäden an Ventilen	727
18.6.1	Thermische Schäden an Ventilen	728
18.6.1.1	Durchgebrannte Ventile	728
18.6.1.2	Radiale Risse im Sitzbereich	732
18.6.1.3	Durchgezogener Ventilsitzbereich	735
18.6.2	Mechanische Schäden an Ventilen – Ventilbrüche, Verbiegen des Ventils	737
18.6.2.1	Ventilschaft plastisch verformt / verbogen / Gewaltbruch am Ventilschaft	738

18.6.2.2	Biegedauerbrüche am Ventilschaft	741
18.6.2.3	Schäden im Bereich der Ventilbefestigung / am oberen Schaftende	745
18.6.2.4	Durchgebogener Ventilteller / Tulpenbildung / Bruch des Ventiltellers	750
18.6.3	Korrosive Schäden an Ventilen – Heißgaskorrosion	753
18.6.4	Tribologische Schäden an Ventilen	757

19 Ventalfeder, Ventilkegelstücke, Federteller..... 759

19.1	Aufgaben, Aufbau	759
19.2	Funktion	760
19.3	Belastungen	761
19.4	Konstruktion	763
19.5	Fertigung und Werkstoffe	766
19.6	Schäden an Ventalfedern und Federtellern.....	768
19.6.1	Bruch der Ventalfeder	770
19.6.2	Setzen / Erlahmen der Ventalfeder.....	775

20 Ventilsitz, Ventilführung und Ventilschaftabdichtung..... 779

20.1	Aufgaben	779
20.2	Aufbau und Funktion	780
20.3	Belastungen	782
20.4	Konstruktion	784
20.5	Fertigung und Werkstoffe	786
20.6	Schäden am Ventilsitz, an der Ventilführung und an Ventilschaftabdichtungen	790
20.6.1	Tribologische Schäden, Verschleiß und Fresser	792
20.6.1.1	Ventilführungs- und Ventilschaftverschleiß, Ventilführungsfresser.....	792
20.6.1.2	Ventilsitzverschleiß	800
20.6.2	Mechanische Schäden, Verschleiß und Fresser	808
20.6.2.1	Brüche der Ventilführung	808
20.6.3	Korrosive Schäden am Ventilsitz	810
20.6.4	Sonstige Schäden.....	813
20.6.4.1	Verlust der Überdeckung / Lösen von Ventilsitz oder Ventilführung	813
20.6.4.2	Verschleiß und Aushärten von Ventilschaftabdichtungen.....	815

21 Aufladung / Abgasturbolader..... 819

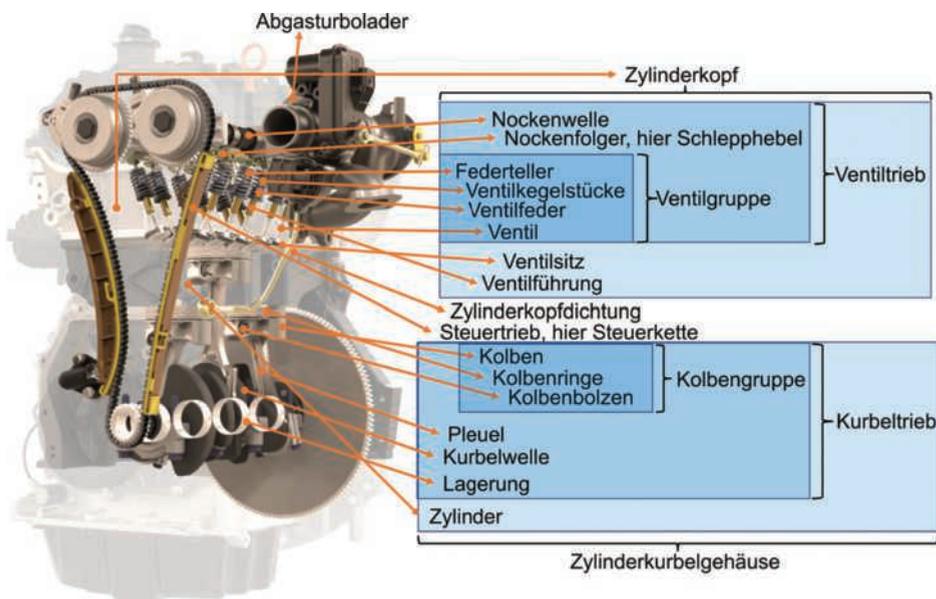
21.1	Aufbau und Grundfunktion	820
21.2	Belastungen	824

21.3	Ausführungen & Funktionen	825
21.4	Betriebsverhalten und Betriebsgrenzen des Turboladers.....	830
21.5	Werkstoffe & Fertigung	832
21.6	Schäden an Turboladern	833
21.6.1	Beschädigung von Verdichter- oder Turbinenrädern	839
21.6.2	Schäden / Verschleiß der Lagerung	843
21.6.2.1	Schäden der Radiallagerung	843
21.6.2.2	Verschleiß Axiallagerung	847
21.6.3	Bruch der Läuferwelle	850
21.6.4	Risse im Turbinengehäuse.....	853
21.6.5	Schäden am Verstellmechanismus von VTG-Ladern	855

22	Ausblick	859
-----------	-----------------------	------------

Quellenverzeichnis	869
Formelverzeichnis	879
Stichwortverzeichnis	885

Quickfinder Schadensteckbriefe



	Schaden	Steckbrief	Seite
Kolben	Bruch am Kolbenboden – Muldengrundriss	5.1	182
	Bruch am Kolbenboden – Muldenrandriss	5.2	183
	Verzunderung / Muldenrandrisse am Stahlkolben	5.3	191
	Risse am Kolbenboden – Vor- und Wirbelkammermotoren	5.4	195
	Ringstegbruch	5.5	198
	Feuerstegbruch	5.6	198
	Brüche ausgehend vom Kühlkanal	5.7	205
	Brüche ausgehend vom Ringträger – Debonding Ringträger	5.8	210
	Schaftbruch	5.9	214
	Nabenbruch – Gaskraft	5.10	219
	Nabenbruch – Massenkraft	5.11	219
	Erosionen am Kolben – Klopfschaden – Ottomotor	5.12	224

	Loch im Kolbenboden, Boden durchgebrannt – Ottomotor	5.13	228
	Abschmelzungen Kolbenboden – Ottomotor	5.14	231
	Abschmelzungen Kolbenboden / Loch im Kolben – Dieselmotor	5.15	234
	Verschleiß am Feuersteg	5.16	248
	Fresser Feuersteg	5.17	248
	Verschleiß am Kolbenschaft	5.18	253
	asymmetrisches Tragbild am Kolbenschaft	5.19	257
	Kolbenschaftfresser beidseitig	5.20	259
	Fresser Kolbenschaft, einseitig	5.21	261
	Fresser Kolbenschaft in 45°-Lage	5.22	263
	Fresser Kolbenschaft am unteren Schaftende	5.23	266
	Beschädigung Kolbenboden – Fremdkörper / Ventilkontakt	5.24	267
Kolbenbolzen	Bruch des Kolbenbolzens	6.1	278
	Schäden bei der Bolzenmontage, axiales Auswandern des Kolbenbolzens	6.2	281
	Verschleiß Kolbenbolzen, Kolbennaben, im kleinen Pleuelauge	6.3	285
	Brüche an Verdichtungsringen	7.1	307
Kolbenring	Maulweitenverlust und Verformungen an Verdichtungsringen	7.2	311
	Brüche an Ölabbstreifringen, Einhaken in Drainagebohrungen	7.3	313
	Verschleiß an der Lauffläche von Kolbenringen	7.4	316
	Brandspurbildung an der Lauffläche von Kolbenringen	7.5	322
	Sekundärverschleiß an 2-tlg. Ölabbstreifringen	7.6	326
	Sekundärverschleiß an 3-tlg. Ölabbstreifringen	7.7	333
	Ringnutverschleiß an Kolben / Flankenverschleiß an Ringen	7.8	335
	Folge Ringbruch: Ringnut ausgeschlagen / ausgewaschen	7.9	336
	Abplatzen / Verlust der Beschichtung des Kolbenrings	7.10	339
	Starker Ölkohlaufbau in der Ringnut – Klemmen Kolbenring in der Nut, fehlender Freigang	7.11	342
	Zusetzen von Drainageöffnungen in Ölabbstreifringen	7.12	345

Pleuel	Flüssigkeitsschlag – verbogenes Pleuel	8.1	356
	Brüche der Pleuelbuchse / im kleinen Pleuelauge	8.2	359
	Brüche des Pleuels im Schaftbereich	8.3	362
	Brüche des Pleuels im großen Pleuelauge	8.4	367
	Schäden / Lösen der Pleuelverschraubung	8.5	369
	Fretting im großen Pleuelauge	8.6	372
Lager	Ermüdung der Gleitschicht / «Borkenkäfer»	9.1	394
	Ermüdung / Dauerbruch des Lagermetalls	9.2	396
	Einlaufverschleiß / Anpassungverschleiß	9.3	402
	Lagerverschleiß	9.4	404
	Lagerverschleiß durch Partikel / Drittkörper-Abra- sivverschleiß	9.5	406
	Lokaler Verschleiß durch unterlegte Partikel am Lagerrücken	9.6	409
	Kantentrag: einseitig, einseitig-wechselnd, beid- seitig	9.7	412
	Verschleißfreie Lagerkanten	9.8	412
	Konzentrierter Verschleiß im Lagerzentrum	9.9	414
	Verschleiß im Stoßbereich	9.10	415
	Schmierspur / Anreiber	9.11	416
	Fressen des Lagers	9.12	419
	Überhitzung des Lagers	9.13	423
	Kavitation	9.14	426
	Korrosion der Lagerlauffläche	9.15	430
	Korrosion am Lagerrücken / Fretting	9.16	432
Kurbel- welle	Biegedauerbruch Kurbelwelle	10.1	451
	Torsionsbruch Kurbelwelle	10.2	454
	Heißrisse Kurbelwelle	10.3	458
Zylinder- kurbelge- häuse & Zylinder- laufbahn	Deformation / Risse im Zylinderstegbereich	11.1	489
	Risse im ZKG – Muttergewinde vom Hauptlager / der ZK-Schrauben	11.2	494
	Verschleiß der Honstruktur & Bore-Polishing	11.3	498
	Zwickelverschleiß & Verschleiß durch Kolbenrin- ge	11.4	501
	Fresser Zylinderlaufbahn	11.5	506
	Ablösung der Zylinderlaufbahnbeschichtung	11.6	510
	Fehler beim Honen: Blechmantelbildung	11.7	513
	Fehler beim Honen: hoher Zerstörungsgrad der Si-Kristalle	11.8	515
	Kavitation an nassen Zylinderlaufbuchsen	11.9	517
	Brüche des Buchsenbundes	11.10	520

Zylinderkopfdichtung	Undichtigkeit Brennraum – Verlust der Verpressung	12.1	534
	Bruch der Brennraumdichtung	12.2	537
	Stegbruch der Zylinderkopfdichtung	12.3	538
	Sickenbruch der Brennraumdichtung	12.4	540
	Überhitzung von Weichstoff-Metall ZKD – Aufquellungen	12.5	541
	Überhitzung MLS-ZKD – Ablösung Elastomer-Beschichtung	12.6	542
	Beschädigte, nicht-plane oder verzogene ZKD-Auflage	12.7	543
	Undichtigkeit Brennraum – zu hohe Oberflächenrauigkeit	12.8	544
	Undichtigkeit – Beschädigung von Elastomer-Dichtelementen	12.9	547
Steuertrieb	Verschleiß der Steuerkette und der Kettenräder	13.1	581
	Riss der Steuerkette	13.2	587
	Riss des Zahn- / Synchronriemens	13.3	600
	Zahnfußbrüche an Zahnädern	13.4	606
Zylinderkopf	Risse des Zylinderkopfs im Bereich des Brennraums	14.1	633
	Risse des Zylinderkopfs in brennraumfernen Bereichen	14.2	637
Nockenwelle	Lösen / Verdrehen des Nockens bei gebauten Nockenwellen	16.1	681
	Verschleiß der Nockenwellenlagerung	16.2	683
	Fressen der Nockenwellenlagerung	16.3	683
Nockenfolger	Verschleiß – Nockenwelle / Nockenfolger	17.1	701
	Verschleiß Nockenfolger / oberes Ventilende	17.2	707
Ventil	Durchgebranntes Ventil	18.1	729
	Radiale Risse am Ventilteller	18.2	732
	Durchgezogener Ventilsitzbereich	18.3	736
	Ventil plastisch verformt / verbogen / Gewaltbruch am Schaft	18.4	738
	Biegedauerbruch am Ventilschaft	18.5	742
	Brüche des Ventilschafts im Bereich der Ventilbefestigung	18.6	746
	Tulpenbildung, Verbiegen und Bruch des Ventiltellers	18.7	750
	Heißgaskorrosion und Bruch des Ventilschafts	18.8	754

Ventilfeder, Ventilkegelstücke, Federteller	Bruch der Ventildfeder	19.1	770
	Setzen / Erlahmen der Ventildfeder	19.2	775
Ventilsitz, Ventilführung, Ventilschaftabdichtung	Ventilführungs-/ Ventilschaftverschleiß	20.1	793
	Ventilführungsfresser	20.2	793
	Ventilsitzverschleiß	20.3	800
	Brüche von Ventilführungen	20.4	808
	Korrosionsangriff am Ventilsitzring	20.5	810
	Lösen von Ventilsitzen oder Ventilführungen	20.6	813
	Verschleiß und Verhärten der Ventilschaftabdichtung	20.7	816
Abgasturbolader	Beschädigung von Verdichter- oder Turbinenrädern	21.1	839
	Schäden / Verschleiß der Radiallagerung	21.2	844
	Verschleiß Axiallager	21.3	848
	Bruch der Läuferwelle	21.4	850
	Risse im Turbinengehäuse	21.5	853
	Schwergängiger / blockierter VTG-Verstellmechanismus	21.6	855

Einleitung

Ganz gleich in welchem Anwendungsbereich Verbrennungsmotoren betrieben werden, ob in der Entwicklungsphase, bei der Fahrt in den Urlaub, im Motorsport, als Antriebssaggregat für Schiffe, für Baumaschinen oder in der Landwirtschaft, oder wenn der Verbrennungsmotor als Blockheizkraftwerk stationär läuft und Strom und Wärme liefern soll. Ein Ausfall des Antriebsaggregats ist für die betroffene Person oder Personengruppen immer ein Unglücksfall. Der Motorschaden tritt in der Regel unerwartet ein, führt zum Stillstand des Prüfstands oder zum Liegenbleiben auf der Fahrtstrecke. Er verursacht unerwartete, teils hohe Kosten und wirft Projektpläne oder andere Planungen durcheinander.

Der Motorschaden begleitet den Verbrennungsmotor seit seiner ersten Umdrehung. Die ersten Entwicklungstätigkeiten an Motoren mit innerer Verbrennung wurden durch zahlreiche, meist mechanisch bedingte, Schäden behindert. Diese mussten verstanden und Abhilfemaßnahmen abgeleitet werden, um die ersten stationär betriebenen Motoren zum Laufen zu bekommen und deren Vorteile aufzeigen zu können.

Die Entwicklung des Verbrennungsmotors hatte das Ziel, grundlegende Nachteile der damals, in verschiedenen Bereichen, weit verbreiteten Dampfmaschine, die mit äußerer Verbrennung arbeitete, zu beseitigen. Das war in erster Linie deren geringer Wirkungsgrad und der damit verbundene hohe Kraftstoffeinsatz für den Betrieb. Daneben waren es vor allem die Umstände, die den Einsatz von Dampfmaschinen in kleineren Betrieben (Handwerk, Kleingewerbe etc.) unwirtschaftlich machten. Dampfmaschinen benötigen viel Bauraum, z. B. ein Kesselgebäude und hatten hohe Anschaffungskosten. Der Betrieb stellte einen hohen Arbeitsaufwand dar, der vor allem vom Heizer geleistet werden musste. Ein weiterer Nachteil war die hohe Unfallgefahr beim Betrieb der Dampfmaschine. So kann die bei Dampfmaschinen gefürchtete Kesselexplosion, die damals auch mit dem Begriff des «Kesselzerknalls» beschrieben wurde, wohl als Vorläufer des Motorschadens bezeichnet werden. Neben dem Schaden an Maschinen und Gebäuden, gab es dabei häufig Personenschäden oder auch Tote [1]. In einem zeitgenössischem Bericht wurden Betreiber von Dampfmaschinen gewarnt: «Möge kein Kesselbetreiber vergessen, dass er in jedem Dampfkessel einen unheilschwangeren Vulkan in seinem Haus besitzt, möge er stets bedenken, dass er mit dem Dampf einen gewaltigen Dämon in seine Dienste genommen hat, der ihm zwar alle Arbeiten willig verrichtet, solange

man ihn bezähmt, der aber unablässig bemüht ist, seine eisernen Fesseln plötzlich zu sprengen und Tod und Verderben um sich zu schleudern.» [1]

Bild 1.1 zeigt den abgesprengten Oberteil des Kessels an einer englischen Dampflok. Der Unfall hat sich im Jahr 1850 ereignet, dabei gab es drei Tote. Als Ursache wurde ein zu niedriger Wasserstand im Kessel identifiziert.

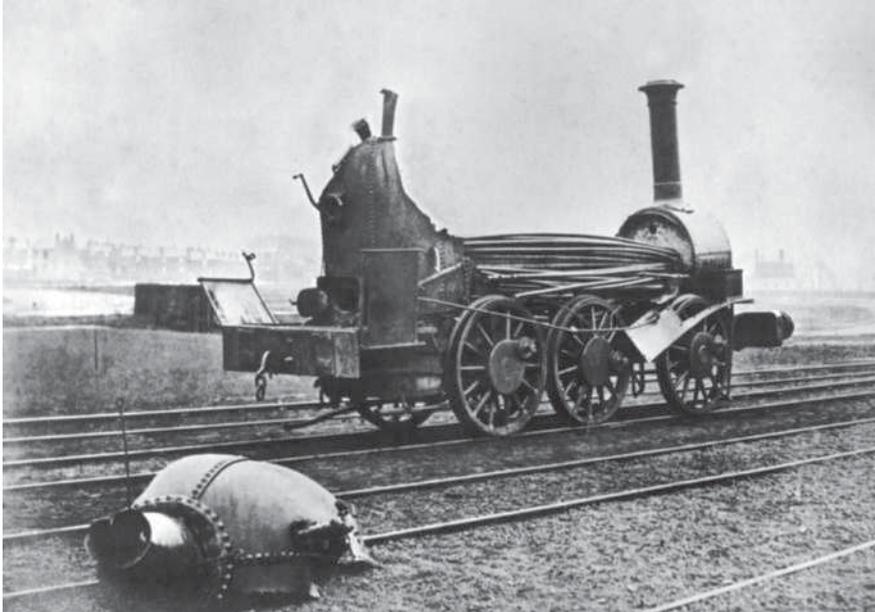


Bild 1.1 Kesselexplosion an einer Dampflok im Jahr 1850

Frühe Pioniere, die die Nachteile der Dampfmaschine durch Umsetzung einer direkten Verbrennung im Motor beseitigen wollten, waren u.a. CHRISTIAAN HUYGENS (1673, Pulvermaschine, Brennstoff: Schießpulver), PHILIPPE LEBON D’HUMBERSIN (1801, doppelt wirkender Zweitakt-Gasmotor, Brennstoff: Leuchtgas), SAMUEL BROWN (1823-30, «atmosphärische Maschine», Brennstoff: Gas), sowie JEAN LENOIR (1859, selbstansaugender doppeltwirkender Gasmotor, Wirkungsgrad 2 bis 3 %).

Grundlegende mechanische Konstruktionen wie der Kurbeltrieb oder der selbstspannende, einteilige Kolbenring (JOHN RAMSBOTTOM, 1854) wurden von der Dampfmaschine übernommen. Sie mussten aber an die höheren Belastungen im Verbrennungsmotor, die aus der direkten Beanspruchung der Bauteile durch die Verbrennung resultieren, angepasst werden und waren in der Anfangszeit häufig von Schäden betroffen. Es fehlten grundlegende Kenntnisse über theoretische Zusammenhänge, Bewegungsabläufe und die wirkenden Kräfte in den Motoren. Auch verschiedene Fertigungsmethoden, die notwendig sind, um Motorkomponenten zum Bau eines Verbrennungsmotors herzustellen, waren im 19. Jahrhundert schon entwickelt. Doch die Qualität der Komponenten, die z. B. gegossen oder in Schmiedeprozessen hergestellt wurden, machten häufig Probleme. Daneben konnte mit der mechanischen Bearbeitung oftmals nicht die erforderliche Genauigkeit erzielt werden, die z. B. zur Abdichtung zwischen den Komponenten oder auch in den verschiedenen tribologischen Systemen zur Gewährleistung

einer ausreichenden Schmierung benötigt wurde. Fertigungsfehler, Qualitätsmängel aber auch Werkstofffehler wie z. B. Schmiedefehler waren sehr häufig die Ursache für den Ausfall eines Motors.

In Deutschland war es NICOLAUS OTTO, der zunächst den Lenoir-Motor verbessern und ermöglichen wollte, diesen mit flüssigem Kraftstoff zu betreiben. Die Forschungsarbeiten an eigenen Motoren mündeten schließlich in der Entdeckung des Viertakt-Prinzips, das heute noch in den allermeisten Motoren eingesetzt wird. Doch der Weg dorthin war steinig und es stellten sich zahlreiche Probleme. So wird in [2] das Ende des ersten Forschungsmotors beschrieben: «die Zündstöße wurden so heftig, dass der Motor bald zerstört war». Die Emotionen in dieser Pionierzeit schwankten zwischen Hoffnung auf Wirksamkeit konstruktiver Verbesserungen und auf Erkenntnisgewinn. Aber auf der anderen Seite Resignation, wie die folgende Notiz OTTOS zeigt: «1862 lief dieselbe [der Motor] und war auch in demselben Jahr total ruiniert durch die heftigen Stöße, welche in derselben auftraten.... Die Erfahrung mit der 4 Takt Maschine war so deprimierend, dass ich damals zweifelte, ob es jemals gelänge, eine direktwirkende Gasmaschine zu bauen.» [2]

Auch RUDOLF DIESEL, der sich ab 1883 mit der praktischen Umsetzung des Dieselmotors bei der Maschinenfabrik in Augsburg befasste, hatte erst verschiedene mechanische Probleme zu beseitigen. «Die ersten Einlaufversuche begannen am 17. Juli 1893 [...]. Doch schon nach wenigen Minuten saß der Kolben im Zylinderkopf fest [...]. Es rächte sich, dass sowohl der Kolben als auch der Zylinderkopf, in den der Kolben etwas eintauchte, aus dem gleichen Werkstoff, nämlich aus Stahlguss, ausgeführt war. Nach der Reparatur und einer konstruktiven Änderung wurde der Schlepplauf am 21. Juli wiederholt, doch der Kolben «fraß» auch diesmal sofort wieder.» [3]

Auch DIESEL erfuhr die Wirkung der explosiven Entzündung des Kraftstoffs eindrücklich, als ein Indikator zur Messung des Zylinderdrucks zerstört wurde. «In Wirklichkeit war der Druck noch höher (Zylinderdruck > 80 Atm), denn der Indikator wurde unter heftigster Explosion zerstört und dessen Stücke flogen an unseren Köpfen vorbei.» [4] Auch in der 2. Versuchsreihe mussten mechanische Probleme bewältigt werden. «...die Spannung der Ringe war aber so stark, da[ss] sie wie eine Bremse wirkten. Das war der Hauptgrund, der aber erst viel später erkannt wurde, warum auch dieser Motor noch keine Nutzarbeit leistete. Es wurden im Betrieb von Transmission auch Versuche über die Kolbenreibung und Erwärmung der Zylinderwand durch dieselbe angestellt; beide waren viel zu groß, „der Kolben klemmt» [4].

Die Ausdauer der frühen Motorenentwickler und ihre nicht nur materiellen Investitionen in die Grundlagenforschung wurden belohnt. Ottomotoren wurden schon bald zum Antrieb von Fahrzeugen eingesetzt. Im Jahr 1886 meldet CARL BENZ sein Fahrzeug «mit Gasmotorenbetrieb» zum Patent an. Im August 1888 startete seine Frau BERTHA BENZ zur berühmten ersten «Fernerprobung» eines Motorwagens von Mannheim in ihre Geburtsstadt Pforzheim. Der Dieselmotor erreichte für die damalige Zeit sensationelle Wirkungsgrade von ca. 26 % und übertraf damit den Wirkungsgrad von Dampfmaschine um ca. das 2,5-fache! Er verbreitete sich schnell als Stationärmotor in Kraftwerken, als Antrieb von Schiffen und ersten Nutzfahrzeugen.

In der späteren Historie der Motorenentwicklung fällt auf, dass kaum über Motorschäden berichtet wird. Lediglich eine geringe Anzahl von Schäden an größeren Motoren, bei denen auch Menschen zu Tode kamen, gelangten an die Öffentlichkeit. Der

Historikforscher HORST KÖHLER beschreibt ein «folgeschweres Unglück in der Entwicklung und Erprobung eines großen langsamlaufenden, doppelwirkenden Zweitakt-Dieselmotors, damals auch Großölmaschine genannt, zum Antrieb von Schlachtschiffen.» [5] An einem Dreizylinder-Versuchsmotor mit 85 cm Bohrung und 105 cm Hub, wurden Versuche im Nürnberger MAN-Werk ab 1911 durchgeführt. «Am 30. Januar 1912 [...] kam es am Nürnberger Probestand um 17.45 Uhr durch eine Verkettung unglücklicher Umstände zu einer folgeschweren Explosion. Die Ursache: am Dreizylinder-Zweitakt-Dieselmotor brach ein Ventilhebel eines Spülluftventils. Der Stumpf dieses Hebels schlug auf den Nocken der Steuerwelle und öffnete das Spülventil zu einem Zeitpunkt, zu dem die Verbrennung im Zylinder noch nicht beendet war. Die entstandene Flamme schlug in die Spülluftleitung und entzündete das dort niedergeschlagene Schmieröl. Es kam zu einer Explosion, durch die der Deckel am Ende der Luftleitung abgesprengt wurde. So gelangte das Feuer nach außen, wo es einen neben dem Motor stehenden Ölbehälter, der offensichtlich leicht leckte und ein großes Holzgerüst in Brand setzte. Die sich dort aufhaltenden Prüfstands-Mitarbeiter in ihren ölgetränkten Arbeitsanzügen fingen sofort Feuer. Die Versuchsmaschine und der Prüfstand wurden weitgehend zerstört [...]. Bei den anschließenden Aufräumarbeiten wurden drei zur Unkenntlichkeit verkohlte Leichen gefunden. Von zwölf weiteren Personen mit teilweise sehr schweren Brandverletzungen, die sich noch lebend aus dem Feuer retten konnten, starben sieben Männer. Insgesamt waren somit zehn Todesfälle und mehrere Verletzte zu beklagen. Es dürfte sich um das folgeschwerste Unglück im Zusammenhang mit der Erprobung von Dieselmotoren gehandelt haben.»

Große Entwicklungsschritte machte der Verbrennungsmotor immer dann, wenn sich äußere Rahmenbedingungen veränderten oder wenn sich harte Wettbewerbssituationen ergaben. Schon sehr früh, um die Jahrhundertwende, entstanden aus Wettfahrten einzelner Fahrzeugbesitzer organisierte Motorsportveranstaltungen. Dort musste die Leistung von Verbrennungsmotoren, aber auch deren Zuverlässigkeit im direkten Wettbewerb unter den Augen der Öffentlichkeit bewiesen werden. Auch die beiden Weltkriege und insbesondere die Entwicklung von Flugmotoren führte zu einer rasanten Steigerung der Motorenleistung. Auch hier war der Motorschaden stetiger Begleiter der Entwicklung, wie ein Schaden an einem 9-Zylinder-Sternmotor aus den frühen 1920er-Jahren zeigt (Bild 1.2), bei dem nach einem Schaden im Kurbeltrieb der komplette Zylinder aus dem Motorblock gerissen wurde.

Aus technischer Sicht ist es wichtig, aus dem aufgetretenen Motorschaden zu lernen und den kausalen Fehler nachhaltig abzustellen. Dies gilt sowohl im Prozess der Motorenentwicklung als auch bei der Instandsetzung des Motors nach dem Schadensfall. Um die initiale Ursache bzw. den Verursacher festzustellen, ist es notwendig, direkt nach dem Schaden mit der Schadensanalyse zu beginnen. Das grundsätzliche Vorgehen bei der Schadensanalyse ist in der VDI-Richtlinie 3822 definiert. Der technische Ansatz bei der Analyse eines Motorschadens wird unter Kapitel 3 anhand von Beispielen beschrieben.

Die Beobachtung, dass wenig Berichte und Literatur verfügbar sind, die Motorschäden, Schadensabläufe oder Erkenntnisse, die aus Schäden gewonnen werden, beschreiben, hat sich bis in die heutige Zeit fortgesetzt. Motorenhersteller und auch Zulieferer von Komponenten berichten ungern über Misserfolge. Erkenntnisse aus Schäden werden nicht im Sinne eines «Open-Source»-Ansatzes verbreitet und geteilt, sondern bleiben meist firmeneigenes Know-how. Das Verständnis zu Schäden und wie diese verhindert

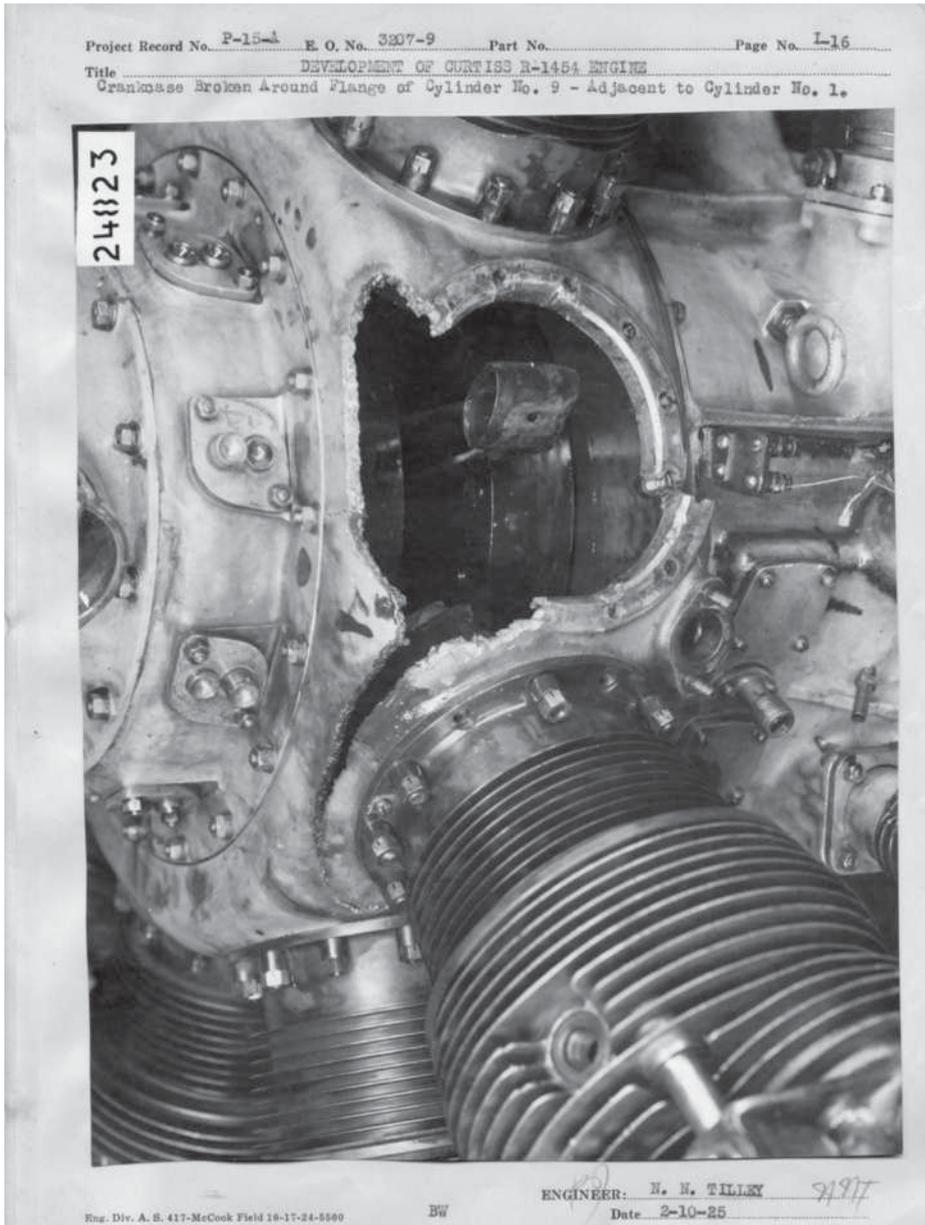


Bild 1.2 Motorschaden an einem Sternmotor für Flugzeuge
 [Bild: U.S. NARA via the Aircraft Engine Historical Society]

werden können, ist essenziell. In der Motorenentwicklung wird es benötigt, um robuste, zuverlässige und langlebige Motoren zu entwickeln. In der Motoreninstandsetzung wird das Wissen über Schäden, zu Schadensabläufen und Ursachen benötigt, um eine Wiederholung des Schadens nach der Motorrevision zu verhindern. Kenntnisse über Schäden sichern die Qualität des Produktes «Verbrennungsmotor» und können auch einen entscheidenden Beitrag zum Markterfolg, des Motorenherstellers, dem Kompo-

nen- oder Systemzulieferer, oder auch der Motoreninstandsetzung beitragen. Darüber hinaus können durch die Schadensanalyse und die im Idealfall damit einhergehende Vermeidung zukünftiger Schäden Ressourcen geschont werden. Dieser Aspekt wird im Kapitel Ausblick erläutert.

Warum es heute noch Motorschäden gibt

Nach über 150 Jahren Entwicklungsarbeit an Verbrennungsmotoren könnte man annehmen, dass die Technologie rund um die Motorentechnik so weit erforscht, verstanden und ausgereift ist, sodass Motorschäden gänzlich verhindert werden können. Doch der Verbrennungsmotor war im Laufe seiner Historie einer stetigen Steigerung verschiedenster Anforderungen ausgesetzt, wodurch auch die Belastungen, die letztlich Motorschäden verursachen, fortlaufend gestiegen sind.

Die anfangs stationär betriebenen Verbrennungsmotoren wurden im Zeitraum um die Jahrhundertwende zunehmend in mobilen Anwendungen eingesetzt. Um gute Fahrleistungen in Flugzeugen, Kraftfahrzeugen oder auch in U- oder Schnellbooten zu erzielen, war neben einer hohen Leistung, ein niedriges Gewicht des Antriebssystems gefordert. Diese Anforderung hat dazu geführt, dass die auf den Hubraum des Motors bezogene Leistung – die spezifische Leistung – immer weiter gesteigert wurde. Sie errechnet sich aus dem Quotienten der Nennleistung und dem Hubvolumen des Motors. Die Kenngröße erlaubt einen Vergleich unterschiedlicher Motoren, unabhängig vom Hubraum untereinander und wird auch als Leistungsdichte oder Literleistung bezeichnet. Sie ist ein Maß für die innere Belastung des Motors.

Um immer ambitionierte Emissionsvorgaben erfüllen zu können und gleichzeitig den Wirkungsgrad des Motors zu steigern und den Kraftstoffverbrauch zu senken, hat sich die Entwicklung zu immer höheren spezifischen Leistungen bis in die heutige Zeit fortgesetzt. Davon betroffen ist die gesamte Bandbreite der verschiedenen Anwendungsfelder und der verschiedenen Motorarten, Otto-, Diesel- und Gasmotoren. Bild 1.3 zeigt die Entwicklung der spezifischen Motorenleistung von >70.000 verschiedenen Fahrzeugen, die weltweit seit 1945 in zum Serieneinsatz kamen.

Das Diagramm zeigt einen generellen Verlauf hin zu größeren spezifischen Leistungen, bei Otto- und auch bei Dieselmotoren. Dieselmotoren erreichen heute Literleistungen von bis zu 100 kW je Liter Hubraum. Hochaufgeladene direkteinspritzende Ottomotoren erreichen durch ihre höheren Nenndrehzahlen in einigen Serienanwendungen heute fast 160 kW/l. Diese hohen spezifischen Leistungen stellen eine Herausforderung für die Haltbarkeit und Robustheit der Motoren dar.

Auch in anderen Anwendungsbereichen des Verbrennungsmotors ist dieser Megatrend zu beobachten. In [6] wird z. B. die Entwicklung des maximalen Zünddrücke für verschiedene Großmotoren der Firma MAN von 1965 bis 2006 beschrieben. Diese Motoren werden die in mobilen Anwendungen z. B. als Schiffsantrieb oder auch als Stationärmotoren in Kraftwerken eingesetzt. Der Zylinderdruck hat sich in diesem Zeitraum verdoppelt und stieg von 115 bar auf 230 bar.

Bild 1.4 zeigt den Anstieg der spezifischen Arbeit in kJ/dm^3 für verschiedene Maybach/MTU-Motoren von ca. 1910 bis ca. 1980. Die spezifische Arbeit wurde von ca. 0,6 bis 0,8 kJ/dm^3 in den 1910 bis 1920er-Jahren auf Kennwerte von > 2 kJ/dm^3 gesteigert.

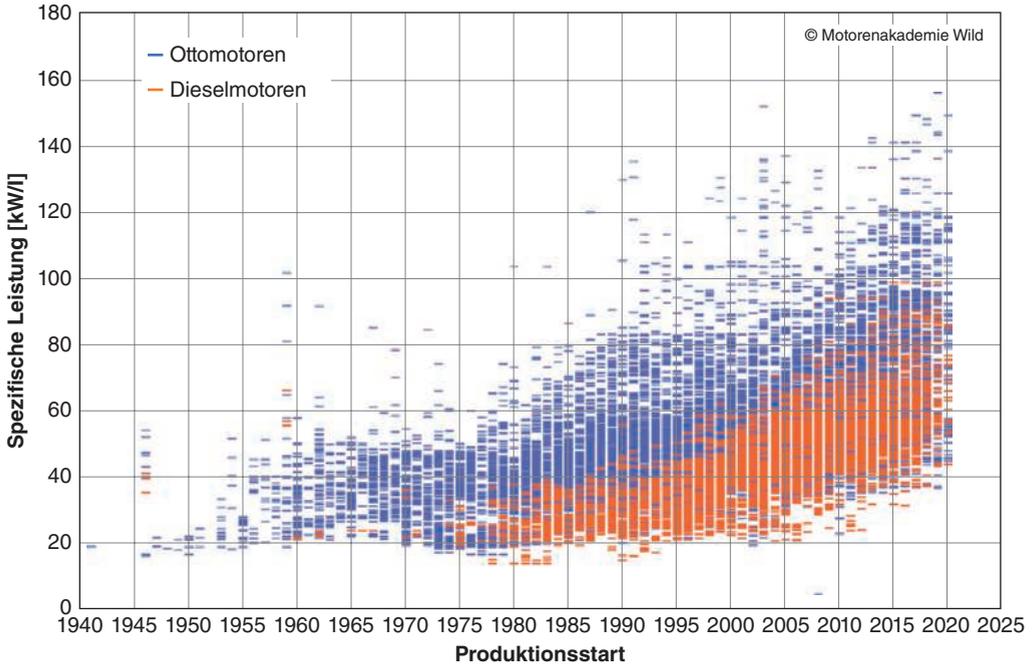


Bild 1.3 Entwicklung der spezifischen Leistung in Pkw-Motoren
[Bild: Motorenakademie Wild]

Spezifische Arbeit $W_e = f(\text{Zeit})$ (effektive Areit/Hubvolumen)

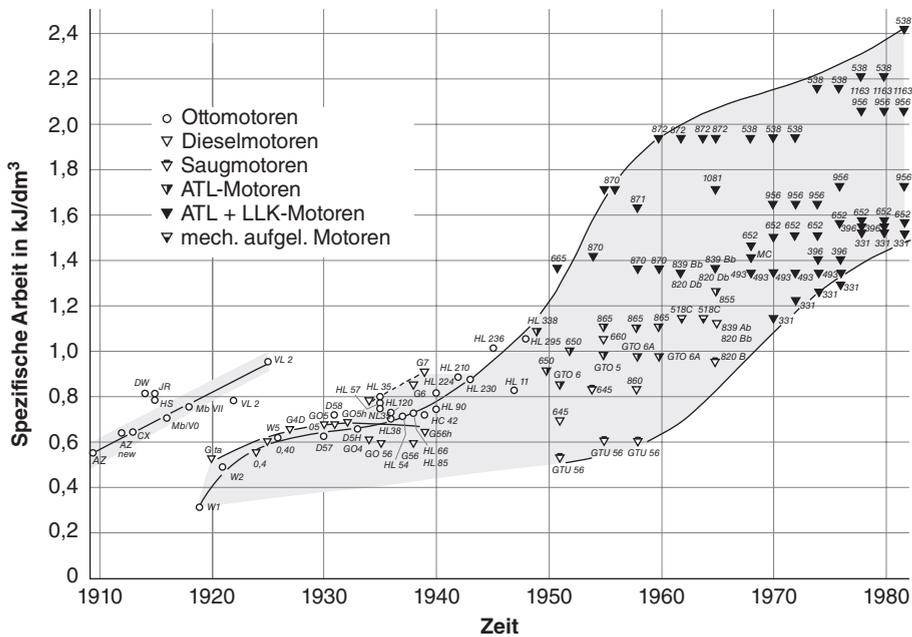


Bild 1.4 Entwicklung der spezifischen Leistung von Maybach/MTU-Motoren seit 1910 [7]

Der Anstieg der spezifischen Leistung geht einher mit einem Anstieg des Zylinderspitzenendrucks. Dies führt neben einer Steigerung der mechanischen Belastungen durch die Gaskraft (Formel 10) auch zum Anstieg der thermischen Belastungen der Motor­komponenten. Bild 1.5 zeigt den Anstieg des Zylinderspitzenendrucks mit steigender spezifischer Leistung für Pkw-Dieselmotoren, die bei Literleistungen von 100 kW/l heute Zylinderspitzenendrücke >220 bar erreichen.

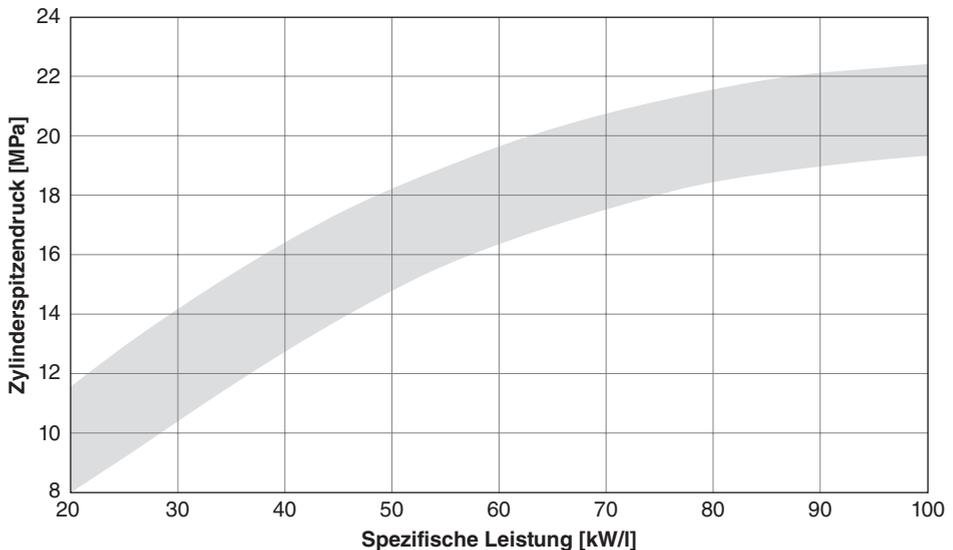


Bild 1.5 Entwicklung Zylinderspitzendruck / spez. Leistung für Pkw-Dieselmotoren

[Bild: KS Kolbenschmidt GmbH]

Verschiedene Technologien – wie die Abgasturboaufladung, die Direkteinspritzung aber z. B. auch die Entwicklung klopfester Kraftstoffe – haben den Anstieg der spezifischen Leistung ermöglicht. Um die steigenden Belastungen ertragen zu können, mussten und müssen Motorkomponenten sowie auch Werkstoffkonzepte und Fertigungsverfahren stetig weiterentwickelt werden. Verschiedene frühe Meilensteine waren z. B. natriumgekühlte Hohlventile, die Entwicklung von mehrlagigen Bleibronzelagern oder Ringträgerkolben aus Aluminium-Gusslegierungen.

Auch bei Lkw-Motoren ist ein Entwicklungstrend zu immer höheren spezifischen Leistungen erkennbar (Bild 1.6). Aktuelle Lkw-Motoren erreichen spezifische Leistungen bis ca. 40 kW/l Hubraum und Zylinderspitzenendrücke >300 bar.

Mit dem Anstieg der spezifischen Leistung der Motoren wurden die mechanischen Belastungen und der Wärmeeintrag in die Kolben erhöht. Deren Festigkeit hängt stark von der auftretenden Bauteiltemperatur ab (Bild 5.13). Ausgehend vom konventionellen Alu-Kolben ohne Kühlkanal, wurden verschiedene Kühlkonzepte an Kolben weiterentwickelt (Bild 5.14), um die gestiegenen Belastungen ertragen zu können.

Bild 1.6 zeigt den Zusammenhang des Zylinderspitzenendrucks mit der spezifischen Leistung für verschiedene Lkw-Motorenprojekte. Außerdem wird dargestellt, ob dort Aluminium- oder Stahlkolben zum Einsatz kommen. Bei aktuellen Motoren, die einen Zylinderspitzendruck >220 bar aufweisen, wurde die Belastungsgrenze, die von Alu-Kolben

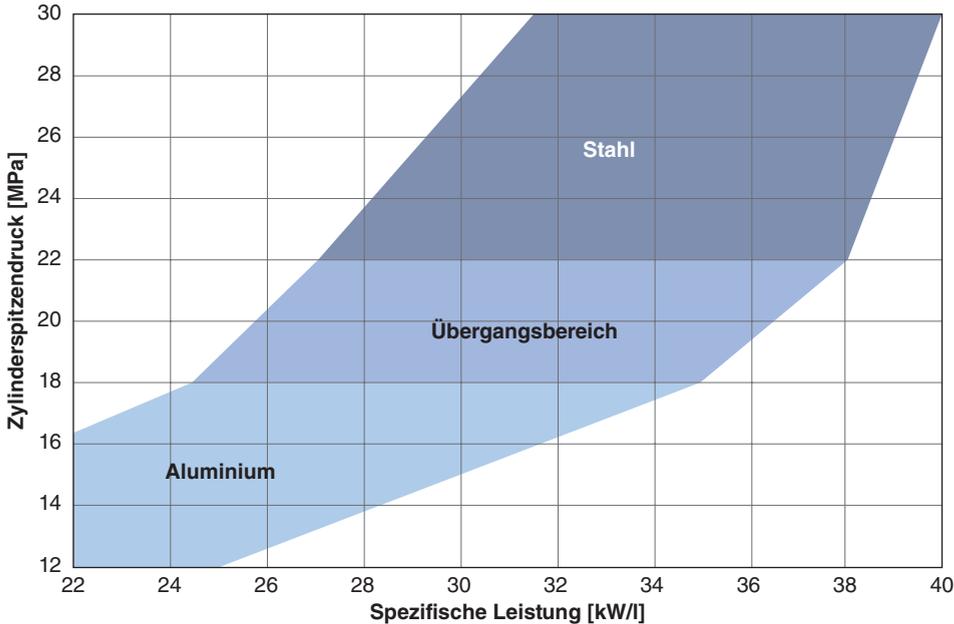


Bild 1.6 Entwicklungstrend bei Lkw-Motoren, Zylinderspitzenenddruck vs. spezifische Leistung
[Bild: KS Kolbenschmidt GmbH]

ertragen werden kann, überschritten. In diesen Motorprojekten kann die erforderliche Dauerfestigkeit über der Motorlebensdauer mit Kolben aus Al-Legierungen nicht mehr erreicht werden. Dort werden ausschließlich Stahlkolben eingesetzt. Bei mittleren spezifischen Leistungen gibt es einen Übergangsbereich, in dem sowohl Al- als auch Stahlkolben eingesetzt werden.

Die beschriebene «Reaktion» der Kolbenentwicklung auf den Anstieg der Belastungen, das Entwickeln und Einführen höher belastbarer Kolbentechnologien, wird oftmals auch als «Mainstream» der Motorenentwicklung bezeichnet. Dieser Mainstream erfasst neben dem Kolben auch andere Motorkomponenten und führt zu einer stetigen Weiterentwicklung dieser.

Der rasante Anstieg der spezifischen Leistung ist mit einer gleichzeitig ansteigenden Entwicklungsgeschwindigkeit verknüpft. Hochkomplexe Motoren müssen in sehr kurzen Zeitabständen zur Serienreife entwickelt werden. Zudem gibt es neben dem Ziel der Robustheitssteigerung weitere Entwicklungsziele, wie den Leichtbau, die Reibungsreduktion, das Ziel Wartungsintervalle zu verlängern oder auch das Ziel die Komponente wirtschaftlich und kostengünstig zu fertigen. Diese Zielvorgaben stehen teilweise im Widerspruch zu Haltbarkeitsvorgaben von Motoren und Motorkomponenten.

Die Konstellation aus gegenläufigen Entwicklungszielen, kürzeren Zeiträumen zur Entwicklung und schnell steigenden Belastungen von Motorkomponenten, sind vermutlich die ausschlaggebenden Gründe dafür, dass es heute noch sehr häufig Motorschäden gibt.

Komplexe Probleme erfordern oft ein systemisches Verständnis. Unsere Schulungen zeigen Ihnen den Weg von der aktuellen Theorie in die tägliche Praxis, von technischen Hintergründen zu schmutzigen Händen, damit Sie Ihr erlangtes Wissen selbst anwenden können.

SCHULUNGEN



**MOTORINSTANDSETZUNG
SCHADENSANALYSE
MOTORDIAGNOSE
MOTORMONTAGE
E-MOBILITÄT**



KONTAKTIEREN SIE UNS !

Am Steinernen Kreuz 21 | 97294 Unterpleichfeld
Mobil +49 152 / 55 93 60 75 | info@motoren-akademie.de
www.motoren-akademie.de

Aufbau und Funktion von Motoren

2.1 Definitionen und Begriffe

Die Funktion einer Verbrennungskraftmaschine ist die Umwandlung von chemischer Energie, welche im Kraftstoff gespeichert ist, in mechanisch nutzbare Arbeit. Zur Energieumwandlung laufen ein Verbrennungs- und ein Wärmeprozess gekoppelt ab. Chemische Energie wird dabei zunächst im Brennraum in thermische Energie (Temperatur und Druck) gewandelt, bevor im Triebwerk die Wandlung in mechanische Energie erfolgt (Bild 2.1)

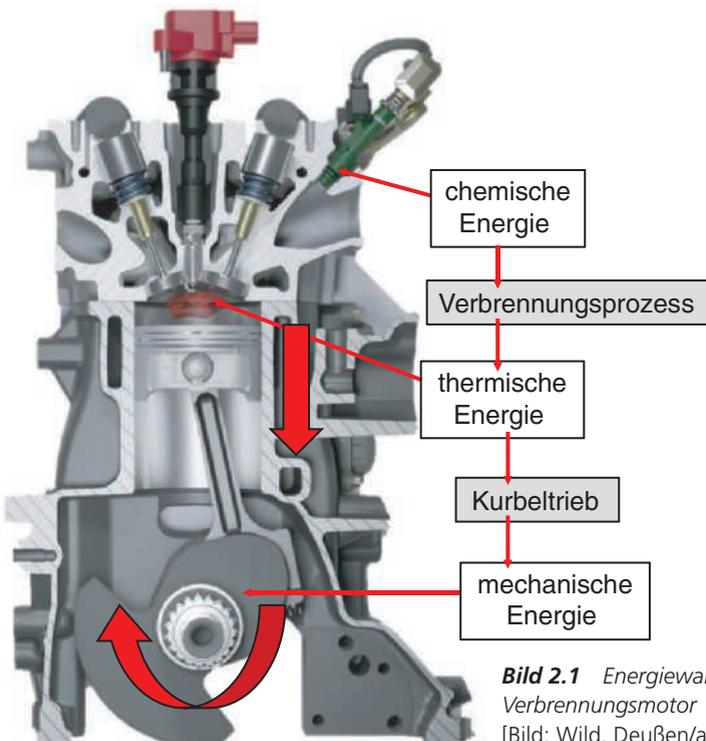


Bild 2.1 Energieumwandlung im Verbrennungsmotor
[Bild: Wild, Deußen/autoFACHMANN]

Im Gegensatz zu Strömungsmaschinen mit kontinuierlicher Verbrennung und primärer Nutzung der kinetischen Energie (Strömungsgeschwindigkeit), findet die Verbrennung bei Kolbenmaschinen zyklisch statt und die Energiewandlung erfolgt in erster Linie durch Nutzung des Drucks. Kolbenmaschinen besitzen Arbeitsräume mit starren Wänden, von denen mindestens eine – der Kolben (oder Verdränger) – so bewegt werden kann, dass das Volumen des Arbeitsraums veränderlich ist.

Der Verbrennungsprozess geschieht beim Verbrennungsmotor durch Verbrennung des Kraftstoffs im Inneren, dem Brennraum. Dies unterscheidet den Verbrennungsmotor von Kraftmaschinen mit äußerer Verbrennung, z. B. der Dampfmaschine und dem Stirlingmotor.

Gegenstand dieses Buches sind Hubkolbenverbrennungsmotoren mit einer oszillierenden Kolbenbewegung. Diese grenzen sich durch die Art der Kolbenbewegung von Rotationskolbenmotoren mit rotierender Kolbenbewegung ab.

2.2 Aufbau von Motoren

Bild 2.2 stellt den Grundaufbau eines Hubkolbenverbrennungsmotors dar. Zentrales Element ist der Brennraum, der durch den Zylinderkopf, den Zylinder und den Kolben(-boden) begrenzt ist. Der Kolben ist dabei im Zylinder gelagert und führt eine oszillierende Bewegung zwischen seinen oberen und unteren Endlagen durch. Die Oszillation des Kolbens wird über das Pleuel und die Kurbelwelle, die zusammen mit dem Kolben den Kurbeltrieb bilden, in eine rotierende Bewegung übersetzt. Die Bauteile des Kurbeltriebs sind im Zylinderkurbelgehäuse (ZKG) untergebracht. Zusammen bilden sie den Grundmotor.

Die Ventile (4-Takt-Motor) dienen als Steuerorgane des Gaswechsels und öffnen die Ein- und Auslasskanäle, wodurch frisches Gemisch angesaugt und nach der Verbrennung das verbrannte Gas ausgestoßen wird.

Die Ventile sind zentral im Zylinderkopf untergebracht und werden durch den Ventiltrieb betätigt, der die Drehbewegung der Nockenwelle in eine Hubbewegung des Ventils übersetzt. Als Übertragungsglied zwischen den Ventilen und der Nockenwelle umfasst der Ventiltrieb Nockenfolger, welche als Stößel, Kipp- oder Schleppebel ausgeführt werden. Ein weiterer Bestandteil des Ventiltriebs ist die Ventilgruppe, die dafür sorgt, die Ventile nach dem Öffnen wieder zu schließen. Dazu werden im Regelfall Ventildfedern verwendet, die über Federteller und Ventilkegelstücke mit dem Ventil verbunden sind.

Der Steuertrieb verbindet den Kurbeltrieb und den Ventiltrieb. Üblicherweise werden die Nockenwellen dabei über Zahnräder, eine Steuerkette oder einen Zahnriemen von der Kurbelwelle angetrieben. Über den Steuertrieb werden außerdem meist verschiedene Nebenaggregate, wie z. B. die Kraftstoffpumpe, Öl- oder Wasserpumpen usw., angetrieben.

Die Trennebene zwischen dem Grundmotor und dem Zylinderkopf bildet die Zylinderkopfdichtung. Die Zuordnung der einzelnen Komponenten zu Baugruppen wird im rechten Teil von Bild 2.2 dargestellt.

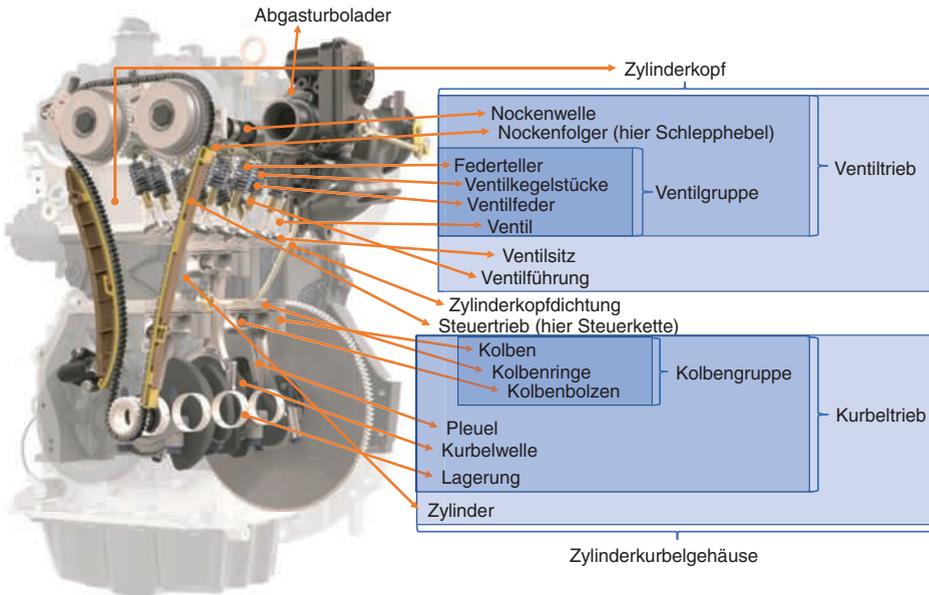


Bild 2.2 Aufbau Verbrennungsmotor, Zuordnung und Benennung der Hauptbestandteile und Baugruppen eines Verbrennungsmotors [Bild: Wild, Deußen/autoFACHMANN]

Dies sind die Motorkomponenten und Baugruppen, die im vorliegenden Fachbuch beschrieben werden. Nebenaggregate, wie z. B. Öl- und Wasserpumpen, das Einspritz- und Zündsystem sowie Komponenten der Ladungsführung, AGR-Ventile oder Ansaugkrümmer, sind nicht Bestandteil der Erläuterungen und Schäden in diesem Buch. Zwischen den verschiedenen Motorkomponenten gibt es zahlreiche Wechselwirkungen. Schäden an einer Komponente, z. B. dem Kolben, können durch Störungen an einer anderen Komponente, z. B. einem undichten Einspritzinjektor, verursacht werden (siehe 5.6.3.3.3.2). Diese Wechselwirkungen werden dann teilweise bei der Schadensbeschreibung bzw. den Schadensursachen im jeweiligen Komponentenkapitel beschrieben.

Bild 2.3 stellt die geometrischen Zusammenhänge und Benennungen im Arbeitsraum (Zylinder) eines Verbrennungsmotors dar und benennt die einzelnen Komponenten im Kurbeltrieb.

Der Raum, den der Kolben vom unteren (UT) zum oberen Totpunkt (OT) durchläuft, wird als Hubvolumen V_h bezeichnet und ist die Differenz aus dem maximalen Volumen (V_{max} – Kolben in UT) und dem minimalen Volumen (V_{min} – Kolben in OT) des Arbeitsraums. Es berechnet sich mit der Kolbenfläche A_k und dem Hub s .

$$V_h = V_{max} - V_{min} = A_k \cdot s = \frac{\pi \times d_k^2}{4} \cdot s \quad \text{Formel 1 – Hubvolumen}$$

Das minimale Volumen, das Restvolumen des Arbeitsraums bei OT-Stellung des Kolbens, wird als Kompressionsvolumen V_c bezeichnet. Das Verhältnis von minimalem

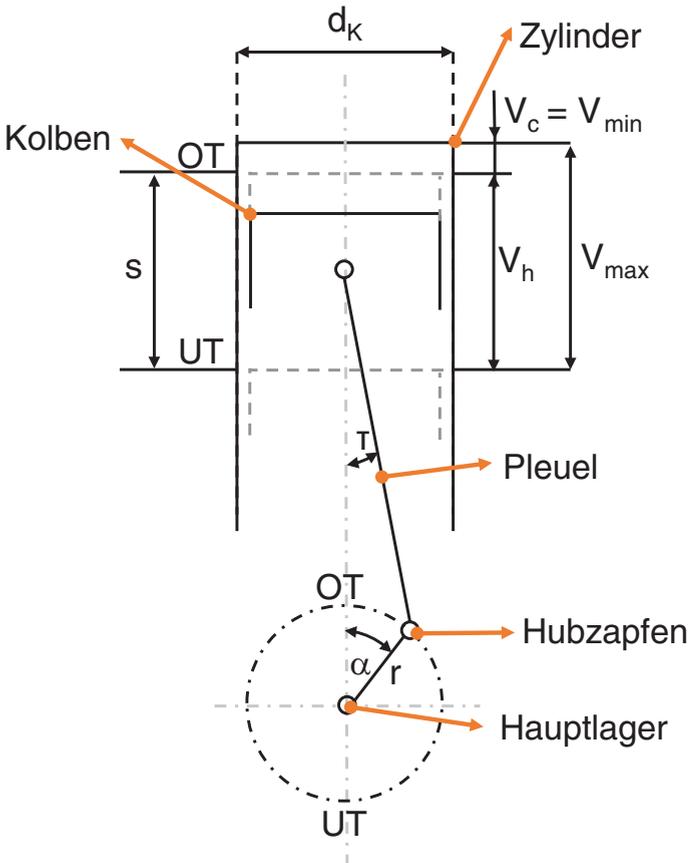


Bild 2.3 Hubvolumen, Kompressionsvolumen und Verdichtungsverhältnis
[Bild: Motorenakademie Wild]

und maximalem Volumen im Arbeitsraum wird als Verdichtungsverhältnis ϵ bezeichnet.

$$\epsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

Formel 2 – Verdichtungsverhältnis

Das Verdichtungsverhältnis hat maßgeblichen Einfluss auf den Wirkungsgrad eines Motors. Allgemein gilt, dass ein hohes Verdichtungsverhältnis zu hohen Wirkungsgraden führt (siehe Bild 2.23). Jedoch wird die Höhe durch verschiedene andere Kriterien beschränkt. Weitere Beschreibungen zum Verdichtungsverhältnis erfolgen in Abschnitt 2.5.

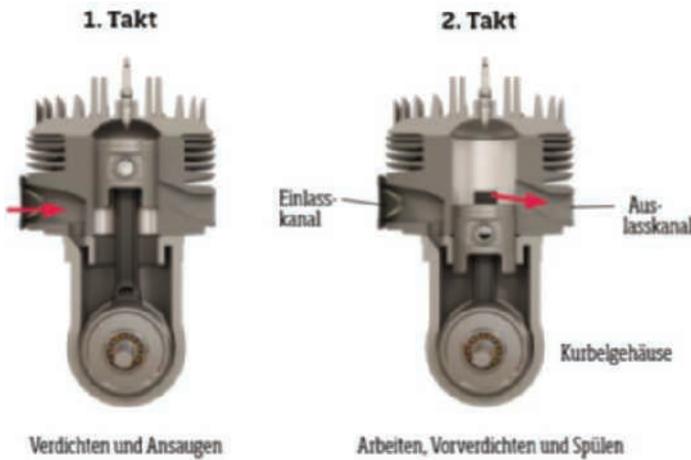
2.3 Funktion und Einteilung von Motoren

Neben der in 2.1 beschriebenen Unterteilung von Verbrennungsmotoren nach Art der Kolbenbewegung (Rotationskolben/Hubkolbenmotoren) gibt es weitere Unterscheidungsmerkmale, von denen die wichtigsten im folgenden Abschnitt kurz erläutert werden sollen.

Arbeitsverfahren

Bezüglich des Arbeitsverfahrens unterscheidet man zwischen dem Zwei- und dem Viertaktverfahren. Daneben gibt es verschiedene Sonderprozesse, die jedoch in diesem Buch nicht behandelt werden. Der Takt bezeichnet einen einzelnen Prozessschritt und entspricht in etwa einem Hub der Kurbelwelle. Die exakten Taktzeiten ergeben sich durch die Steuerzeiten, die auf den Kurbelwinkel bezogenen Öffnungs- und Schließzeiten der Ein- und Auslasskanäle (Ladungswechselkanäle). Bild 2.4 zeigt den Arbeitszyklus sowie die Taktbezeichnungen für das Zweitakt- und das Viertaktverfahren. Ein Arbeitsspiel ist das Durchlaufen aller Takte des Arbeitsverfahrens (2 / 4).

2 - Takt Verfahren



4 - Takt Verfahren

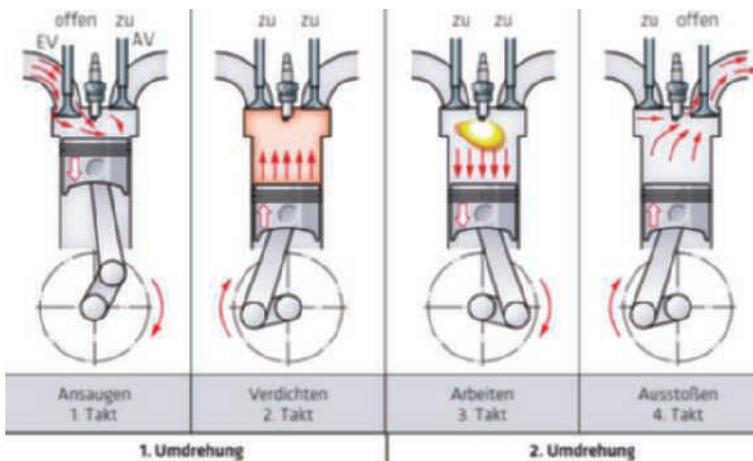


Bild 2.4 Arbeitszyklus für das Zweitakt- und Viertakt-Verfahren
 [Bild: Bild: as-ILLU/DeuBen/autoFACHMANN]

Beim Viertakt-Verfahren werden die Takte «Ansaugen» und «Ausstoßen» als die Ladungswechseltakte, Verdichten und Arbeiten als Arbeitstakte zusammengefasst.

«Beim Viertakt-Verfahren saugt der Kolben auf dem Weg vom oberen (OT) zum unteren (UT) Totpunkt bei geöffnetem Einlassventil Luft-Kraftstoff-Gemisch an (1. Takt). Nach Schließen des Einlassventils wird der Zylinderinhalt bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens vom UT zum OT verdichtet (2. Takt). Druck und Temperatur steigen dabei entsprechend den physikalischen Eigenschaften des im Zylinder befindlichen Gemisches (Luft, Kraftstoff/ Kraftstoffdampf, Restgas) an. Kurz vor dem OT erfolgt die Zündung mit anschließender Verbrennung und Expansion des Verbrennungsgases bis zum UT (3. Takt). Das Auslassventil wird geöffnet und die verbrannten Gase werden auf dem Kolbenweg nach OT ausgeschoben (4. Takt).» [8]

Beim Zweitaktmotor läuft das Arbeitsspiel in zwei Takten ab. Der Ladungswechsel – der Ansaug- und Ausschietetakt – läuft dabei im Kurbelgehäuse unterhalb des Kolbens ab. Die Verbrennungsgase werden durch frische Ladung aus dem Zylinder ausgespült. Die Steuerung des Ladungswechsels erfolgt bei den meisten Motoren über Schlitze im Zylinder, die vom Kolben geöffnet und geschlossen werden. Zusätzlich werden oft Spülgebläse zur Unterstützung des Ladungsaustausches verwendet. Parallel zu einem Ladungswechseltakt im Kurbelgehäuse läuft immer ein Arbeitstakt im Zylinder.

1. Takt: Spülen und Verdichten – Kolbenbewegung von UT nach OT: Der Kolben befindet sich noch unterhalb der Schlitze. Frischgas, welches in den Zylinder strömt, verdrängt das Restgas aus dem Zylinder. Das Frischgas wird hierzu mit einem Spülgebläse auf einen Druck verdichtet, der größer ist als der Abgasgegendruck. Nachdem der Kolben die Schlitze überfahren hat, wird die Zylinderladung verdichtet.

2. Takt: Arbeitstakt – Kolbenbewegung von OT nach UT: Auch beim Zweitaktmotor erfolgt die Zündung kurz vor dem OT. Durch die Verbrennung steigt der Druck im Arbeitsraum und bewegt den Kolben nach unten. Der Kolben überfährt in der Nähe des UT die Auslassschlitze und die verbrannten Gase können aus dem Zylinder entweichen. Kurz darauf überfährt der Kolben die Einlassschlitze und Frischgas kann zuströmen.

Charakteristisch für den Viertakt-Prozess sind Nockenwellen und Ventile zur Steuerung des Ladungswechsels. Beim Zweitakt-Verfahren hingegen ist kein Ventiltrieb für die Steuerung des Ladungswechsels erforderlich, jedoch im Regelfall ein Spülgebläse. Der Viertakt-Prozess benötigt zwei Umdrehungen der Kurbelwelle (720° Kurbelwinkel) für ein Arbeitsspiel, die Nockenwelle läuft mit halber Drehzahl der Kurbelwelle. Beim Zweitakt-Prozess läuft ein Arbeitsspiel in nur einer Kurbelwellenumdrehung ab (360° Kurbelwinkel).

Brennverfahren

Mit dem Begriff des Brennverfahrens wird der Verbrennungsablauf im Arbeitstakt beschrieben. Sonderbrennverfahren und hybride Varianten (Mischformen) ausgenommen, unterscheidet man die konventionellen Brennverfahren des Otto- und des Dieselmotors. Ottomotoren gibt es heute mit Saugrohreinspritzung oder mit Direkteinspritzung des Kraftstoffs in den Zylinder. Tabelle 2.1 stellt die wichtigsten Unterschiede der Brennverfahren dar.

Tabelle 2.1 Vergleich Otto- und Dieserverfahren

	Diesel-Verfahren	Otto-Verfahren Saugrohreinspritzung	Otto-Verfahren Direkteinspritzung
Gemischbildung	innere	äußere	innere
Gemisch	heterogen	homogen	homogen / heterogen
Zündung	selbst	fremd	Fremd
Regelung	Qualität	Quantität	Quantität / Qualität

Im Ansaugtakt des Dieselmotors wird reine Luft ohne Drosselung (im Regelfall keine Drosselklappe) angesaugt. Im darauffolgenden Verdichtungstakt wird die angesaugte Luft so hoch verdichtet, dass die Temperatur der verdichteten Luft über der Selbstzündungstemperatur des Kraftstoffs liegt. Am Ende des Takts wird der leicht entzündbare Dieseldieselkraftstoff in die verdichtete, heiße Luft eingespritzt, wo er sich von selbst entzündet. Die Gemischbildung aus Luft und Kraftstoff findet also im Inneren (im Zylinder) statt. Charakteristisch für die Dieselerbrennung ist die heterogene Gemischbildung mit sehr fettem Gemisch im Bereich des Einspritzstrahls und magerem Gemisch im restlichen Brennraum. Bis in die 1990er-Jahre kamen überwiegend Vorkammer- oder Wirbelkammerbrennverfahren zum Einsatz. Beides sind sogenannte Nebenbrennraum-Brennverfahren, die neben dem Hauptbrennraum noch einen kleinen, separaten Brennraum haben, in dem der Kraftstoff eingespritzt wird, sich entzündet und dann in den Hauptbrennraum überströmt. Moderne Dieselmotoren sind Direkteinspritzer mit zentral im Brennraum positionierter Einspritzdüse. Wesentliche Einflussgrößen der inneren Gemischbildung sind der Einspritzdruck, das Kraftstoff-Luftverhältnis, die Strömung im Brennraum und die Düsenlochgeometrie. Die Regelung der Motorlast erfolgt durch die Änderung der eingespritzten Kraftstoffmenge (Qualitätsregelung). Für weitere Informationen zu Dieselmotoren ist das «Handbuch Dieselmotoren» [9] zu empfehlen [9].

Beim konventionellen Ottomotor mit Saugrohreinspritzung wird das Kraftstoff-Luftgemisch außerhalb des Zylinders im Saugrohr gebildet, angesaugt und verdichtet. Die Regelung der Motorlast erfolgt dabei mit einer Drosselklappe, mit der die Menge des angesaugten Gemisches eingestellt wird (Quantitätsregelung). Die Zündung erfolgt am Ende des Verdichtungstakts mittels einer Zündkerze. Das Gemisch wird also fremd gezündet, wodurch die Verbrennung eingeleitet wird. Konventionelle Ottomotoren werden zunehmend von Ottomotoren mit Direkteinspritzung (DI) abgelöst. Otto-DI Brennverfahren gibt es sowohl mit homogener Gemischbildung als auch mit heterogener Gemischbildung, die auch Ladungsschichtung genannt wird. Bei der heterogenen Gemischbildung werden die Brennverfahren nach der Art der Kraftstoffleitung von der Einspritzdüse zur Zündkerze in strahlgeführte, wandgeführte und luftgeführte Verfahren unterteilt. Siehe hierzu auch das Buch «Ottomotoren mit Direkteinspritzung» [10].

Neben der Direkteinspritzung kommen bei modernen Ottomotoren vollvariable Ventiltriebe zum Einsatz (vgl. Kapitel 15), die je nach Ausführung die Phasenlage, die Öffnungsdauer und die Höhe des Ventilhubes variieren können. Damit kann die Menge der angesaugten Luft direkt durch den Ventiltrieb geregelt werden und die Drosselklappe kann entfallen.

Einige der in Tabelle 2.1 genannten Merkmale des Otto-Brennverfahrens mit Saugrohreinspritzung entfallen bei DI-Ottomotoren bzw. übernehmen moderne Ottobrennverfahren Merkmale von Diesel-Brennverfahren, welche im Allgemeinen einen höheren Gesamtwirkungsgrad aufweisen.

Ladungszufuhr

Bei der Ladungszufuhr unterscheidet man nach dem Druckniveau der zugeführten Ladung zwischen Saugmotoren und aufgeladenen Motoren. Der Saugmotor saugt seine Luft direkt aus der Umgebung, gegen den Strömungswiderstand der Luftführung, an. Bei konventionellen Saugmotoren hängt die angesaugte Ladungsmenge wesentlich vom Druck in der Umgebung (Atmosphärendruck) ab. Kennzeichen von aufgeladenen Motoren ist eine größere Ladungsmasse im Zylinder (Füllung), als es beim Ansaugen aus der Atmosphäre möglich ist. Die Erhöhung der Füllung führt direkt zu einer gesteigerten Leistung des Motors. Grund hierfür ist, dass innerhalb der Laufgrenzen des Motors, die vor allem vom Kraftstoff-Luftverhältnis abhängt, mehr Kraftstoff umgesetzt werden kann. Diese Zusammenhänge werden im Abschnitt 2.5 näher erläutert.

Eine Zwischenstufe zwischen aufgeladenen und Saugmotoren stellen Motoren dar, bei denen Schwingungen im Ansaugtrakt genutzt werden, um die Ladungsmasse im Zylinder zu erhöhen. Bekannte Systeme sind hierbei die Schwingrohraufladung und die Resonanzaufladung.

Bei aufgeladenen Motoren unterscheidet man nach Motoren mit mechanischer Aufladung und Motoren mit Abgasturboaufladung. Bei der mechanischen Aufladung wird ein Verdichter direkt vom Motor angetrieben oder ein elektrischer Verdichter eingesetzt. Die weiteste Verbreitung haben jedoch Motoren mit Abgasturboaufladung, bei welchen eine Turbine direkt mit heißem Abgas beaufschlagt und angetrieben wird. Dadurch kann die Restenergie im Abgas genutzt werden. Die Turbine ist dabei direkt mit einem Verdichter gekoppelt, der die Ansaugluft auf den Ladedruck verdichtet. Durch die Nutzung der Abgasenergie hat der Turbomotor im Vergleich zum Saugmotor einen besseren Wirkungsgrad und bei gleicher Leistung einen geringeren Verbrauch. Weiterführende Informationen und Zusammenhänge zur Aufladung findet sich im Buch «Aufladung von Verbrennungsmotoren» [11]. Die Abgasturboaufladung und Schäden an Turboladern werden außerdem unter Kapitel 21 beschrieben. Eine Zwischenform zwischen mechanischer Aufladung und Abgasturboaufladung stellen E-Turbolader dar. Diese integrieren im Turbolader einen Elektromotor, um das Ansprechverhalten des Abgasturboladers (ATL) zu verbessern oder auch den Wirkungsgrad noch weiter zu steigern.

Kühlung

Durch den Verbrennungsprozess entstehen sehr hohe Temperaturen, welche vor allem die brennraumbegrenzten Motorkomponenten thermisch belasten. Zum Schutz der Bauteile muss Wärme vom Verbrennungsmotor abgeführt werden. Bezüglich der Kühlung unterscheidet man direkte, luftgekühlte und indirekte, flüssigkeitsgekühlte Motoren.

Luftgekühlte Motoren werden als direkt gekühlte Motoren bezeichnet, da ihre Wärme direkt (ohne Zwischenmedium) an die Umgebung abgeführt wird. Umgebungsluft wird bei luftgekühlten Motoren direkt an die heißen Stellen des Motors rund um den Brennraum geführt. Der Zylinder und der Zylinderkopf verfügen dabei meist über Kühlrippen, um die wärmeabführende Oberfläche zu erhöhen. Um die Luftströmung zu erhöhen, werden meist Gebläse eingesetzt, die direkt vom Motor angetrieben werden.

Bei der Flüssigkeitskühlung (indirekte Kühlung) gibt der Motor seine Wärme an ein Zwischenmedium ab. Dies ist meistens Wasser bzw. ein Gemisch aus Wasser und einem Kühlmittel, das weitere Eigenschaften wie Korrosionsschutz mit einbringt. Seltener sind Motoren, die Öl als Kühlmedium verwenden. Vom Zwischenmedium wird die Wärme

über Wärmeübertrager (Kühler, Wärmetauscher) an die Umgebung abgeführt oder auch zur Temperaturregelung anderer Systeme (Heizung etc.) eingesetzt.

Bauformen / Zylinderanordnung

Ausgehend von der einfachsten Bauweise eines Verbrennungsmotors – dem Einzylinder-Motor – gab es in der langen Geschichte des Verbrennungsmotors eine sehr große Vielfalt an Bauformen. Mit der Bauform wird im Allgemeinen die Anordnung der Zylinder beschrieben. Eine Sammlung zahlreicher Ausführungsformen und Kuriositäten wird im Buch «Ungeöhnliche Motoren» [7] beschrieben. Die Gründe, weshalb sich einzelne Ausführungen durchgesetzt haben, andere Ausführungen aber gescheitert sind und heute nicht mehr eingesetzt werden, sind nicht zuletzt auch im Hinblick auf Motorschäden sehr interessant.

Beim Reihenmotor sind die Zylinder in Reihe nebeneinander angeordnet. Diese Bauform ist die am weitest verbreitete Ausführung von Verbrennungsmotoren und ist vergleichsweise einfach und kostengünstig in der Herstellung. Beispielsweise wird im Vergleich zum V-Motor nur ein Zylinderkopf benötigt. Die geringe Breite bietet zudem viel Platz für die Luft- und Abgasführung und die Anordnung von Nebenaggregaten. Im Pkw-Bereich gibt es 2-, 3-, 4-, 5- und 6-Zylinder-Reihenmotoren (in der Vergangenheit wurden auch vereinzelt 8-Zylinder-Reihenmotoren gebaut). Im Lkw-Bereich sind 4- und 6-Zylinder-Reihenmotoren verbreitet. Ein wichtiger Nachteil des Reihenmotors ist seine große Einbaulänge. Außerdem wird die Zylinderzahl in der Länge durch die mit der Zylinderzahl steigende Schwingbeanspruchung der Kurbelwelle beschränkt.

Bei V-Motoren sind zwei Zylinderreihen (Zylinderbänke) gegenüberliegend angeordnet, diese stehen in einem Winkel, dem Bankwinkel, zueinander. Am weitesten verbreitet ist dabei ein Bankwinkel von 90° . Im Regelfall sind die Pleuel von zwei gegenüberliegenden Zylindern bei V-Motoren auf einem gemeinsamen Hubzapfen gelagert. Das hat zur Folge, dass die beiden Zylinderbänke einen geringen axialen Versatz haben. Um einen gleichmäßigen Zündabstand darzustellen, und damit die Laufruhe des Motors zu erhöhen, werden Hubzapfen teilweise auch gekröpft, also auf einem Hubzapfen zueinander versetzt (Beispiel V6-Motor mit 90° Bankwinkel – Kapitel Kurbelwelle 10). Bei Pkw- und Lkw-Motoren kommen V-Motoren vor allem als 6-, 8-, oder 12-Zylindermotoren zum Einsatz. V2- und V4-Motoren kommen bei Motorrädern zum Einsatz. Der Vorteil eines V-Motors ist seine im Vergleich zum Reihenmotor geringere Baulänge. Nachteilig ist die aufwändigere und kostenintensivere Fertigung.

Sonderformen von V-Motoren sind VR-Motoren, welche die geringe Baulänge des V-Motors mit der geringen Breite eines Reihenmotors verbinden. Außerdem kommen VR-Motoren mit nur einem Zylinderkopf aus. Die Zylinderbänke stehen in einem Winkel von 10 bis 15° zueinander und die Kolben werden zueinander versetzt angeordnet.

Bei Boxermotoren sind die Zylinder bzw. die Zylinderbänke zueinander gegenüberliegend angeordnet, der Bankwinkel beträgt 180° , die Kolben laufen gegenläufig. Im Unterschied zum 180° -V-Motor, bei dem die Pleuel gegenüberliegender Zylinder auf einem gemeinsamen Hubzapfen sitzen, besitzt jeder Pleuel des Boxermotors einen eigenen Hubzapfen. Vorteile des Boxermotors sind der tiefe Schwerpunkt aufgrund seiner flachen Bauweise und eine gute Laufruhe, da die Massenkräfte vollständig ausgeglichen sind. Ein Nachteil von Boxer-Motoren sind die höheren Herstellungskosten aufgrund der komplexen Konstruktion. Boxermotoren haben immer eine gerade Anzahl an Zylindern

und kommen als 2-Zylinder im Motorrad, als 4- und 6-Zylinder im Pkw und in Sonderanwendungen (Motorsport) auch als 8-Zylindermotoren zum Einsatz.

Der W-Motor ist eine Bauform, die aus zwei V-Motoren zusammengesetzt ist und über drei Zylinderbänke verfügt. Eine Sonderform des W-Motors bilden die W-Motoren von VW. Diese als W8, W12, oder W16 ausgeführten Motoren haben vier Zylinderbänke und sind konstruktiv ein aus zwei VR-Motoren zusammengesetzter Motor. Der Vorteil von W-Motoren ist, dass eine große Zylinderanzahl bei niedriger Baulänge angeordnet werden kann. Nachteilig ist der sehr komplexe Aufbau der Motoren und der hohe Platzbedarf in der Breite.

Beim Sternmotor sind die Zylinder (ungerade Anzahl, bei Viertaktmotoren) sternförmig um die Kurbelwelle angeordnet. Sternmotoren wurden hauptsächlich als Flugzeugtriebwerke eingesetzt und wurden durch Strahltriebwerke weitestgehend abgelöst. Eine Übersicht der Anordnungen zeigt Bild 2.5.

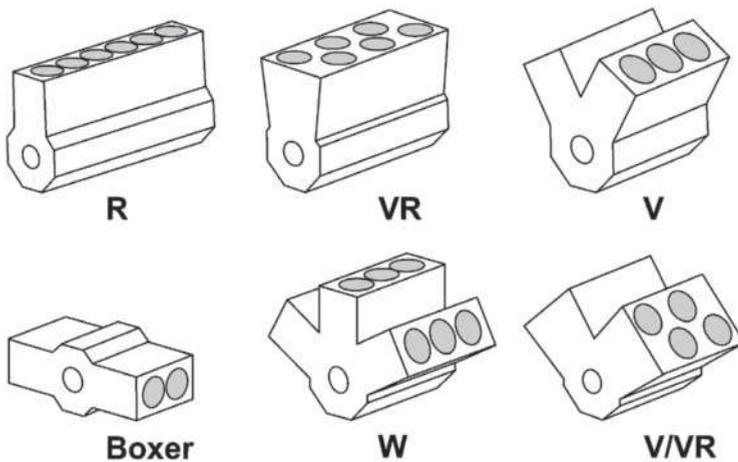


Bild 2.5 Zylinderanordnungen [12]

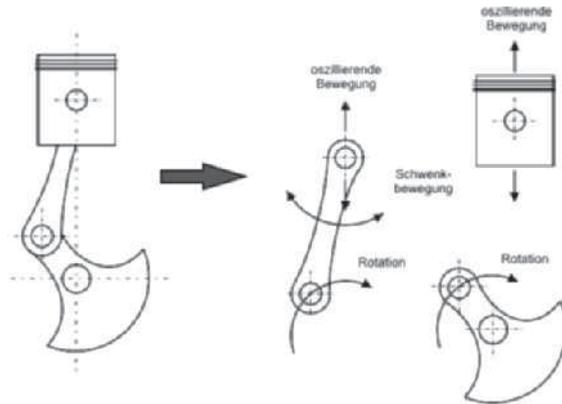
2.4 Kinematik des Kurbeltriebs, Kräfte und Momente

Um Motorschäden zu verstehen und deren kausale Ursachen zu finden, ist ein Verständnis über die Bewegungsabläufe und die wirkenden Kräfte und Momente im Hubkolbentriebwerk Voraussetzung. Zur Veranschaulichung der Berechnungsformeln werden dann Ergebnisse am Beispiel eines modernen 4-Zylinder-Ottomotors mit Direkteinspritzung, Abgasturboaufladung und variablen Ventiltrieb diskutiert.

Aufgabe des Kurbeltriebs ist es, die lineare (oszillierende) Auf- und Abwärtsbewegung des Kolbens in eine Drehbewegung der Kurbelwelle zu übersetzen. Der Pleuel führt hierbei sowohl eine oszillierende Bewegung am kleinen Pleuelage aus als auch eine Drehbewegung am großen Pleuelage. Der Schaft des Pleuels führt eine Schwenkbewegung aus (Bild 2.6).

Bild 2.6 Bewegung der Triebwerksteile

[Bild: © Carl Hanser Verlag München, 2017 Todsen, Verbrennungsmotoren, 2.A.]



Der Kurbeltrieb arbeitet als ungleichförmig übersetzendes Schubkurbelgetriebe. Dieses besteht aus vier Gliedern: dem Gehäuse (Motor: Zylinderkurbelgehäuse), dem Pleuel, das beiderseits über je ein Drehgelenk im Pleuellager (Motor: Pleuellager) gelagert ist und der Pleuelstange selbst, die wiederum über ein Drehgelenk im Pleuellager (Motor: Pleuellager) gelagert ist. Bild 2.7 stellt das Prinzip des Schubkurbeltriebs mit seinen Gelenken dar.

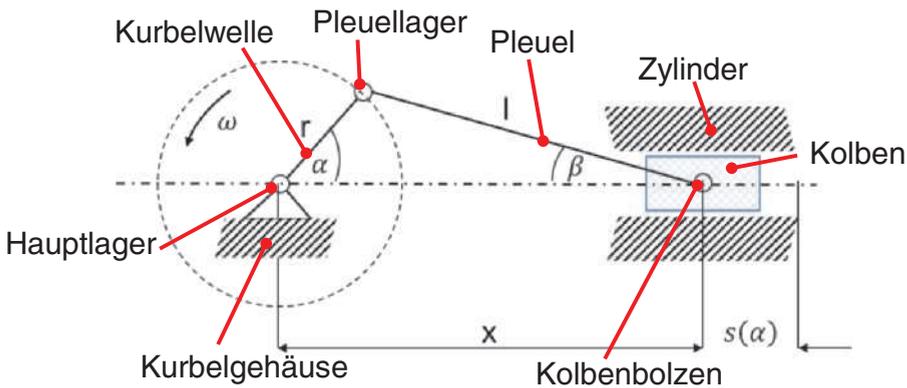


Bild 2.7 Prinzip des Schubkurbeltriebes [Bild: Motorenakademie Wild]

Der Pleuellager x ist die Strecke des Pleuellagers, die er zwischen dem oberen und unteren Totpunkt im Zylinder zurücklegt. Die maximale Wegstrecke zwischen den beiden Totpunkten wird als Pleuellagerhub beschrieben.

Der Pleuellagerhub x in Abhängigkeit vom Pleuelwinkel α berechnet sich für kleine Pleuelverhältnisse λ (0,25 bis 0,30) und ungeschränkte Pleueltriebe in guter Näherung (Potenzreihenentwicklung, Glieder über 3 vernachlässigt) mit dem Pleuelradius r zu:

$$x = x \approx r \cdot \cos \alpha + l \times \left[1 - \frac{\lambda^2}{4} \cdot (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad \text{Formel 3 – Pleuellagerhub}$$

mit dem Pleuelverhältnis: $\lambda = \frac{r}{l}$

Eine ausführliche Herleitung der Zusammenhänge findet sich in [12]. Es sei hier noch erwähnt, dass neben dem Bewegungsanteil der ersten harmonischen Ordnung mit $\cos \alpha$ auch ein Bewegungsanteil zweiter Ordnung ($\cos 2\alpha$) auftritt.

Durch die zeitliche Ableitung der Wegfunktion lässt sich die Kolbengeschwindigkeit und die Kolbenbeschleunigung berechnen:

$$v = \dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \approx -r \cdot \omega \cdot \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{4} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad \text{Formel 4 – Kolbengeschwindigkeit}$$

$$a = \ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} \approx -r \cdot \omega^2 \cdot (\cos \alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad \text{Formel 5 – Kolbenbeschleunigung}$$

Bild 2.8 stellt den Kolbenweg, die Kolbengeschwindigkeit und die Kolbenbeschleunigung für den betrachteten 4-Zylinder-Motor, bei den Drehzahlen 3000 1/min – blau und 6000 1/min – orange über dem Kurbelwinkel dar.

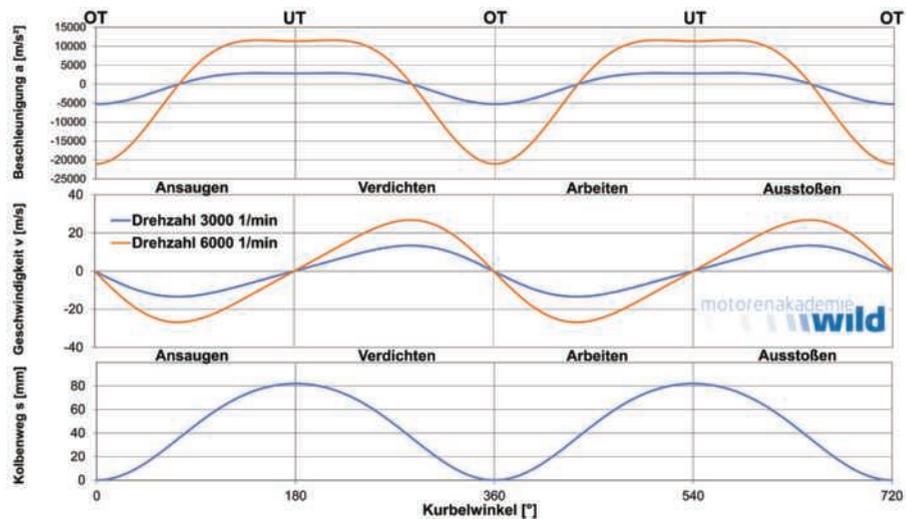


Bild 2.8 Diagramm Kolbenweg, Kolbengeschwindigkeit, Kolbenbeschleunigung

[Bild: Motorenakademie Wild]

Die Kolbengeschwindigkeit verändert sich im Betrag und auch in der Richtung während eines Arbeitsspiels fortlaufend. Ausgehend von der oberen Totpunktlage, wo der Kolben die Geschwindigkeit Null hat, erfährt der Kolben eine Beschleunigung, bis er etwa in Hubmitte seine maximale Geschwindigkeit erreicht. Anschließend wird der Kolben negativ verzögert, um in seiner unteren Totpunktlage wieder die Geschwindigkeit Null zu erreichen und seine Bewegungsrichtung zu ändern. Im darauffolgenden Takt wird er erneut beschleunigt und vollführt die Bewegungen mit umgekehrter Richtung. Die Kolbenbeschleunigung erreicht ihre maximalen Werte in den Totpunkten, wo der Kolben aus der Nulllage wieder auf Geschwindigkeit beschleunigt wird und etwa in der Mitte des Hubs, wo der Kolben zum Totpunkt hin verzögert wird. Die maximale Kolbengeschwindigkeit beträgt bei 3000 1/min 13,4 m/s. Sie ist direkt proportional zur Drehzahl und verdoppelt sich auf 26,8 m/s bei 6000 1/min. Dagegen gibt es bei der Kolbenbeschleunigung eine quadratische Proportionalität zur

Drehzahl (ω^2). Die negative Beschleunigung von -5250 m/s^2 bei 3000 1/min steigt auf -21030 m/s^2 bei 6000 1/min an. Umgerechnet in die anschaulichere Erdbeschleunigung ($9,81 \text{ m/s}^2$), wird der Kolben durch die Bewegung mit dem 535-fachen bei 3000 1/min und dem 2143-fachen der Erdbeschleunigung bei 6000 1/min belastet (Massenkraft).

Mit zunehmendem Pleuelverhältnis (großer Hub / kleine Pleuellänge) wächst der Anteil der zweiten Harmonischen ($\cos 2\alpha$). Umgekehrt würde für die Bewegung bei $\lambda = 0$ (unendlich langer Pleuel) ein rein sinusförmiger Verlauf vorliegen und die Beschleunigungen in OT und UT wären gleich groß.

Um Eigenschaften von Motoren miteinander zu vergleichen, wird oft die mittlere Kolbengeschwindigkeit als Bewertungsgröße verwendet. Diese stellt einen Mittelwert der sich über einem Hub veränderten Kolbengeschwindigkeit dar (Bild 2.8) und errechnet sich aus der Strecke, die der Kolben ($2 \times s$) während einer Motorumdrehung zurücklegt und der Motordrehzahl n :

$$v_m = 2 \cdot s \cdot n$$

Formel 6 – mittlere Kolbengeschwindigkeit

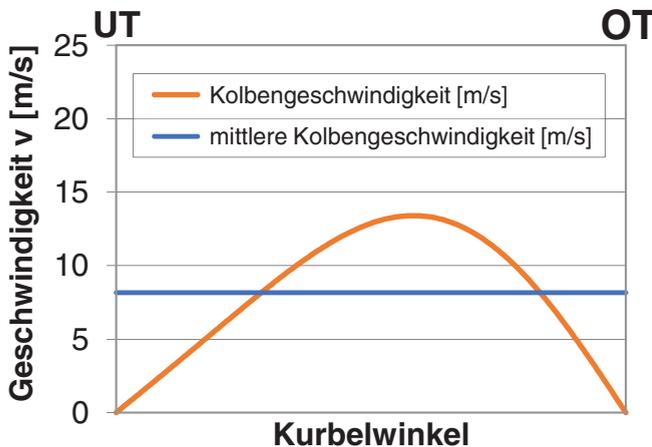


Bild 2.9 Diagramm Kolbengeschwindigkeit / mittlere Kolbengeschwindigkeit

[Bild: Motorenakademie Wild]

Betrachtet man den Kolbenweg vom oberen Totpunkt (OT) aus, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$s(\alpha) = r + l - x$$

Formel 7 – Entfernung Kolben vom OT

Hiermit lässt sich das Zylindervolumen über dem Kurbelwinkel berechnen:

$$V(\alpha) = V_c + \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot s(\alpha)$$

Formel 8 – Zylindervolumen über dem Kurbelwinkel

Bild 2.10 stellt das berechnete Volumen über dem Kurbelwinkel für den betrachteten Motor dar. Zur Verdeutlichung wurde das Kompressionsvolumen und das sich über dem Kurbelwinkel verändernde Hubvolumen eingezeichnet.

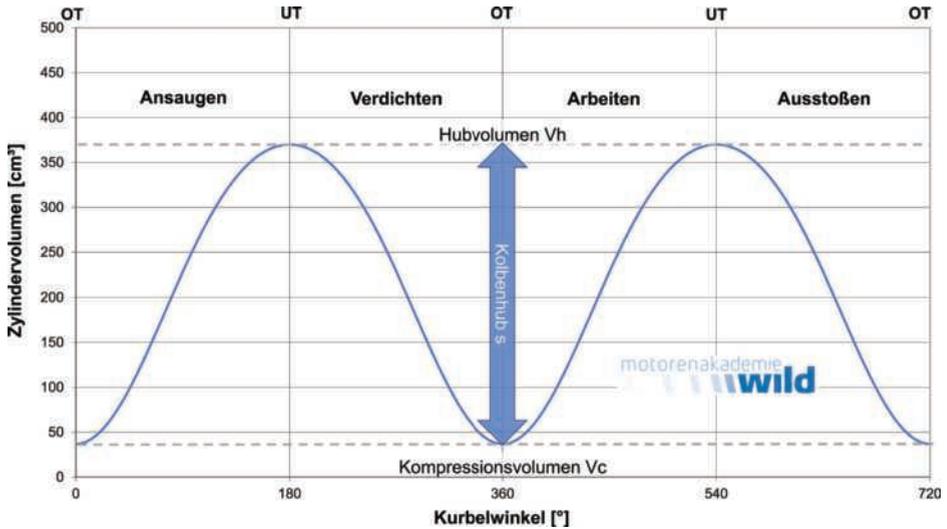


Bild 2.10 Volumen über dem Kurbelwinkel [Bild: Motorenakademie Wild]

Ausgehend von der Beschreibung der Bewegungsabläufe werden im Folgenden die im Kurbeltrieb wirkenden Kräfte und Momente beschrieben, die in Bild 2.11 dargestellt sind.

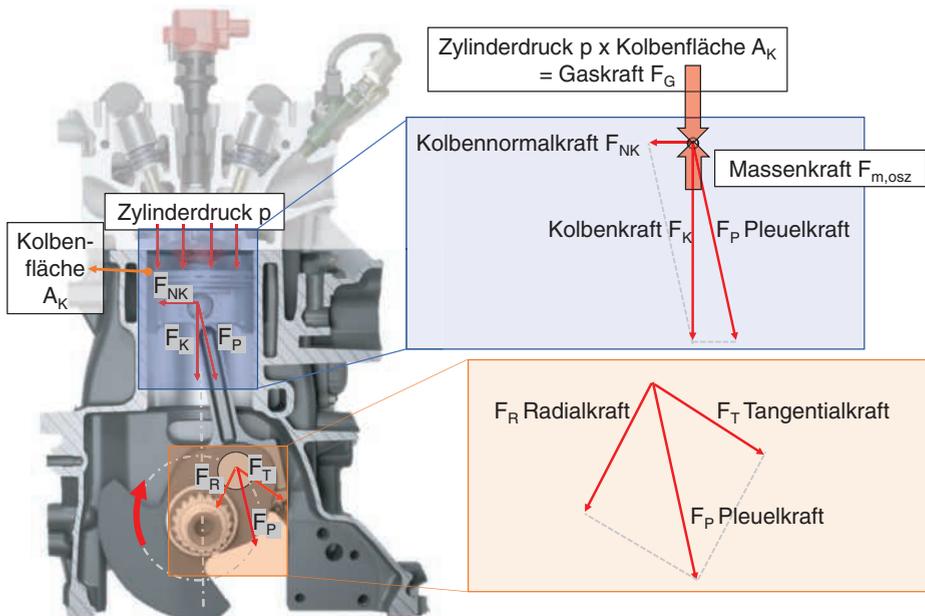


Bild 2.11 Kräfte im Kurbeltrieb [Bild: Motorenakademie Wild]

Die wirkenden Kräfte im Kurbeltrieb ergeben sich aus dem Gasdruck im Brennraum und den Trägheitskräften der bewegten Massen. Bei Mehrzylindermotoren führen die lokal versetzt wirkenden Kräfte zu zusätzlichen Momenten.

Die auf den Pleuellagerbolzen wirkende Pleuelkraft F_K setzt sich aus der Komponente der Gaskraft F_{Gas} und der Komponente der oszillierenden Massenkraft $F_{m,osz}$ zusammen:

$$F_K = F_{Gas} - F_{m,osz}$$

Formel 9 – Pleuelkraft

Gaskraft / Zylinderdruck (F_{Gas})

Die Gaskraft berechnet sich aus dem auf den Kolben wirkenden Druck Δp , der Differenz aus Brennraumdruck p_G und Gegendruck im Kurbelgehäuse p_K sowie der Kolbenfläche A_K :

$$F_{Gas} = \Delta p \cdot A_K = (p_G - p_K) \cdot A_K \quad \text{Formel 10 – Gaskraft}$$

Der Brennraumdruck wird mittels Zylinderdruckindizierung (Beschreibung unter Abschnitt 2.5) gemessen und stellt in der Motorenentwicklung eine wichtige Messgröße dar. Dessen Bedeutung auf verschiedene Kenngrößen und den Wirkungsgrad werden im folgenden Abschnitt 2.5 beschrieben. Bild 2.12 stellt den Zylinderdruck für zwei verschiedene Lastzustände (niedrig ca. 25 %, hoch ca. 75 % Last) über dem Arbeitszyklus dar.

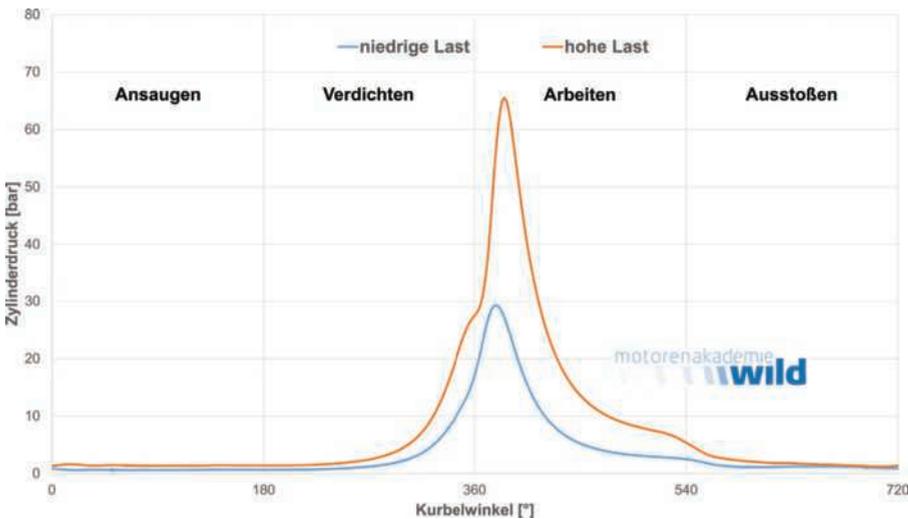


Bild 2.12 Zylinderdruck über dem Kurbelwinkel [Bild: Motorenakademie Wild]

Ansaugtakt (ca. 0 bis 180° KW):

Der Turbolader drückt die vorkomprimierte Luft in den Zylinder. Dies geschieht mit dem Ladedruck, der beim vorliegenden Turbomotor maximal 1,4 bar über dem Umgebungsdruck liegt (2,4 bar Absolutdruck). Bei Saugmotoren wird durch die Kolbenbewegung nach unten ein leichter Unterdruck im Zylinder erzeugt (Absolutdruck ≤ 1 bar).

Verdichtungstakt (ca. 180 bis 360° KW):

Der Zeitpunkt des Schließens der Einlassventile kennzeichnet den Beginn des Verdichtungs takts und hat großen Einfluss auf die Drehmomentcharakteristik des Motors. Die einströmende Ladung besitzt noch kinetische Energie, wenn der Kolben den UT passiert hat. Um dies auszunutzen, liegt das Schließen der Einlassventile vor allem bei hohen Drehzahlen oft deutlich nach dem UT. Die Stellung der Drosselklappe regelt die Menge der angesaugten Ladung (hier Direkteinspritzer = Frischluft). Die Ladung wird durch die Aufwärtsbewegung auf den Kompressionsenddruck verdichtet. Dessen Höhe hängt von der Ladungsmenge, dem Zustand der Ladung (Druck und Temperatur) und dem Verdichtungsverhältnis ab.

Arbeitstakt (ca. 360 bis 540° KW):

Durch die Verbrennung steigt der Druck im Zylinder weiter an, bis er seinen Spitzendruck erreicht hat. Für den hier vorliegenden Motor liegt er bei circa 30 bar bei niedriger Last

und circa 65 bar bei hoher Last. Der Zylinderspitzenruck hat eine große Relevanz in der Entwicklung von Verbrennungsmotoren. Dessen Höhe ist unter anderem eine entscheidende Eingangsgröße in der Auslegung von Bauteilen. Beim Dieselmotor werden in Serienanwendungen Spitzendrücke von bis zu 220 bar (Pkw), bei Lkw-Motoren Werte von bis zu 300 bar erreicht. Beim Ottomotor erreichen Saugmotoren Spitzendrücke im Bereich von maximal 70 bis 80 bar, hochaufgeladene Turbomotoren erreichen bis zu 125 bar, siehe dazu auch Bild 1.5 (Pkw-Dieselmotoren) und Bild 1.6 (Lkw-Dieselmotoren).

Ausschiebtakt (540 bis 720°KW):

Der Zeitpunkt des Öffnens der Auslassventile kennzeichnet den Beginn des Ausschiebetakts. Durch das Öffnen des Auslasskanals sinkt der Zylinderdruck schnell ab. Der steile Druckabfall ist im vorliegenden Diagramm bereits bei ca. 520° KW (hohe Last) zu beobachten. Der Zylinderdruck liegt zu diesem Zeitpunkt noch etwa bei 7 bar und fällt dann weiter ab, bis im Zylinder wieder der Ausgangsdruck erreicht wird und die verbrannten Gase ausgestoßen sind.

Massenkraft ($F_{m,osz}$)

Die Massenkraft werden in rotierende Massenkraft $F_{m,rot}$ (gleichförmige Bewegung von rotierenden Massen = Fliehkraftwirkung) und oszillierende Massenkraft $F_{m,osz}$ (ungleichförmige Bewegung von oszillierenden Massen) unterteilt. Zur Berechnung der Massenkraft wird der Kurbeltrieb entsprechend auf zwei Massepunkte reduziert (Bild 2.13): im unteren Pleuelage die rotierenden Massen mit dem Kurbelzapfen und der Pleuelange, im oberen Pleuelage die oszillierenden Massen mit den Massen der Pleuelange (Kolben inklusive Ringe, Bolzen). Die Masse des Pleuels wird entsprechend Bild 2.13 in einen rotierenden und oszillierenden Anteil aufgeteilt.

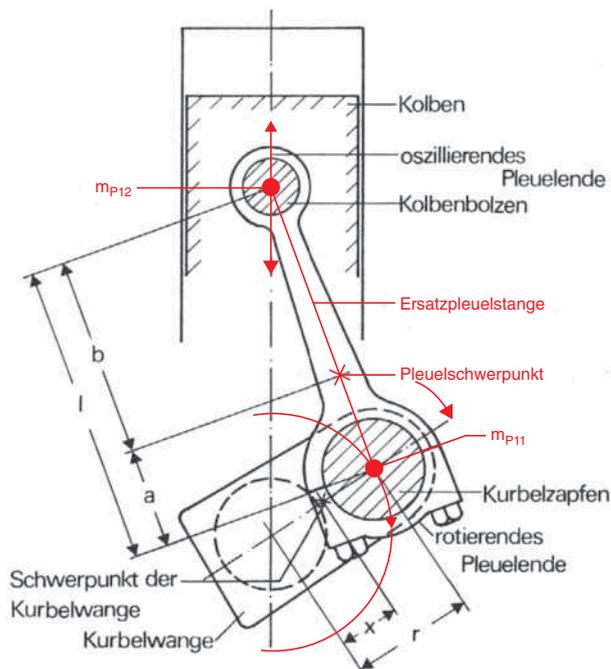


Bild 2.13 Aufteilung der Massenkraft – Ersatzpleuelstange [13]

Die am Kolben wirkende oszillierende Massenkraft berechnet sich aus der Beschleunigung des Kolbens (Formel 5) und der oszillierenden Masse zu:

$$F_{m,osz} = -m_{osz} \cdot \ddot{x} \quad \text{Formel 11 – oszillierende Massenkraft}$$

Bild 2.14 stellt den Verlauf der Gaskraft und der oszillierenden Massenkraft für einen Arbeitszyklus dar. Die Gaskraft wurde dabei für die bereits zuvor verwendete niedrige und hohe Last berechnet, die Massenkraft wie bei den Bewegungsgesetzen für eine niedrige und hohe Drehzahl.

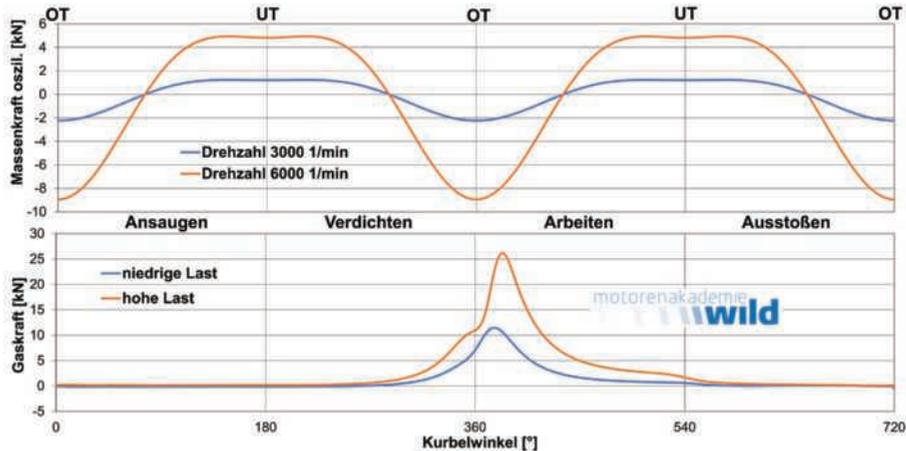


Bild 2.14 Gaskraft und oszillierende Massenkraft [Bild: Motorenakademie Wild]

Der Zylinderdruck ist direkt proportional zur Gaskraft (Annahme Kurbelgehäusedruck konstant = Mittelwert). Eine Verdoppelung des Zylinderdrucks bewirkt eine Erhöhung der Gaskraft um den Faktor 2. Die Drehzahl steht entsprechend der Kolbenbeschleunigung im quadratischen Zusammenhang mit der Massenkraft. Eine Verdoppelung der Drehzahl führt zu Faktor 4 der Massenkraft.

Die resultierende Kolbenkraft wurde für drei Betriebszustände dargestellt (Bild 2.15). Die Kolbenkraft wird im Bereich niedriger Zylinderdrücke, im Ansaugtakt, zu Beginn des Verdichtungstakts und im Auschiebtakt von der Massenkraft dominiert. Mit dem Anstieg des Zylinderdrucks im Verdichtungstakt steigt der Einfluss der Gaskraft auf die Kolbenkraft.

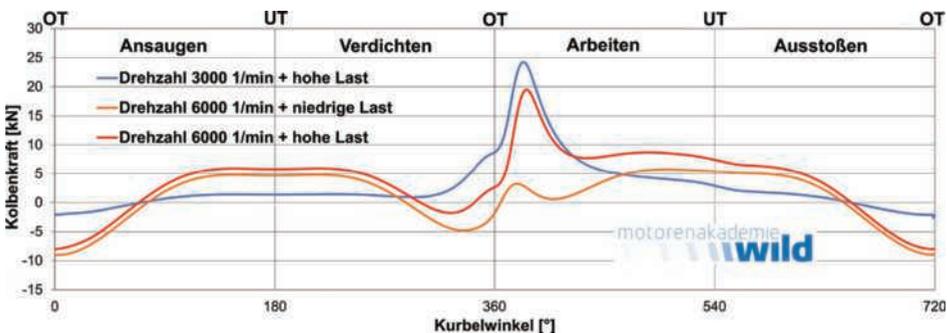


Bild 2.15 Resultierende Kolbenkraft für drei Betriebspunkte [Bild: Motorenakademie Wild]

Der Zylinderdruck ist direkt proportional zur Gaskraft (Annahme Kurbelgehäusedruck konstant = Mittelwert). Eine Verdoppelung des Zylinderdrucks bewirkt eine Erhöhung der Gaskraft um den Faktor 2. Die Drehzahl steht entsprechend der Kolbenbeschleunigung im quadratischen Zusammenhang mit der Massenkraft. Eine Verdoppelung der Drehzahl führt zu Faktor 4 der Massenkraft.

Im Arbeitstakt erreicht die Kolbenkraft analog zum Zylinderdruck ihr Maximum (vgl. Bild 2.14). Die Massenkraft wirkt entgegen der Gaskraft und kann diese teilweise kompensieren. So liegt das Maximum der Kolbenkraft beim Betriebspunkt 6000 1/min (niedrige Last) erst deutlich versetzt zum Maximum der Gaskraft an. Vor allem bei hochdrehenden Otto-Saugmotoren kann die Größe der Massenkraft die Gaskraft überkompensieren. Bei Dieselmotoren, die niedrigere Nenndrehzahlen haben, dominiert die Gaskraft die Kolbenkraft im Arbeitstakt. Beim Betriebspunkt 3000 1/min (hohe Last) wird mit ca. 25 kN die höchste Kolbenkraft erreicht. Die Gaskraft beträgt im Bereich des Maximums ca. 27 kN, die Massenkraft entlastet die Bauteile um ca. 2 kN.

Am Kolbenbolzen lässt sich die Kolbenkraft F_K mit dem Auslenkungswinkel β in den Anteil Richtung Pleuel, die Pleuekraft F_{Pl} (wird auch Stangenkraft genannt) und den Anteil in Richtung Zylinderwand, die Kolbennormalkraft F_{NK} (wird auch Seitenkraft genannt) zerlegen:

$$F_{Pl} = \frac{F_K}{\cos \beta} = \frac{F_K}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad \text{Formel 12 – Pleuekraft}$$

$$F_{NK} = F_K \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \beta} = F_K \cdot \frac{\lambda \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}} \quad \text{Formel 13 – Kolbennormalkraft}$$

Der Verlauf der Kolbennormalkraft und der Pleuekraft wurde für den betrachteten Motor über dem Kurbelwinkel berechnet (Bild 2.16).

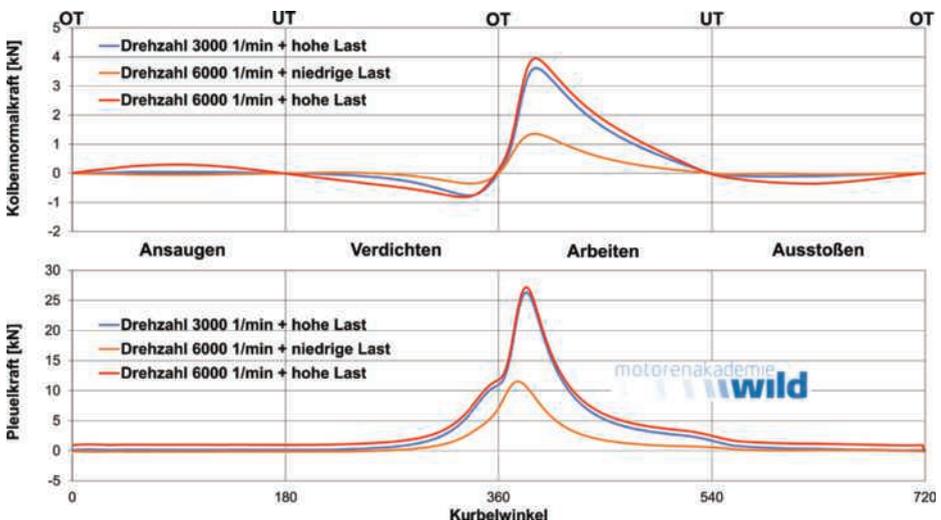


Bild 2.16 Kolbennormalkraft, Pleuekraft [Bild: Motorenakademie Wild]

Der Verlauf zeigt, dass der Kolben während eines Arbeitsspiels mehrmals die Anlagenseite wechselt. Die Bewegung des Kolbens in Querrichtung wird als Kolbensekundärbewegung bezeichnet (primär führt der Kolben die oszillierende Bewegung im Zylinder aus) (vgl. Kapitel 5).

Am Hubzapfen der Kurbelwelle lässt sich die Pleuelkraft F_{Pl} in den senkrecht zum Radius wirkenden Anteil, die Tangentialkraft F_T , und den Richtung Lager wirkenden Anteil, die Radialkraft F_R , zerlegen. Letztere (F_R) ist dabei die Kraft, die sich auf der Lagerung abstützt und von dieser getragen werden muss. Die Tangentialkraft F_T ist diejenige, welche die Kurbelwelle antreibt (beschleunigt) und letztlich mit dem Hebelarm (Kurbelradius r) das Drehmoment an der Kurbelwelle stemmt.

$$F_T = F_{Pl} \cdot \cos[90^\circ - (\alpha + \beta)] = F_{Pl} \cdot \sin(\alpha + \beta) \quad \text{Formel 14 – Tangentialkraft}$$

$$F_R = F_{Pl} \cdot \sin[90^\circ - (\alpha + \beta)] = F_{Pl} \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad \text{Formel 15 – Radialkraft}$$

Mit dem Kurbelradius r und der am Hubzapfen tangential anliegenden Kraft F_T lässt sich das erzeugte Drehmoment an der Kurbelwelle berechnen:

$$M_{dG} = F_T \cdot r \quad \text{Formel 16 – Drehmoment an der Kurbelwelle}$$

Bild 2.17 zeigt den errechneten Verlauf des Drehmoments an der Kurbelwelle.

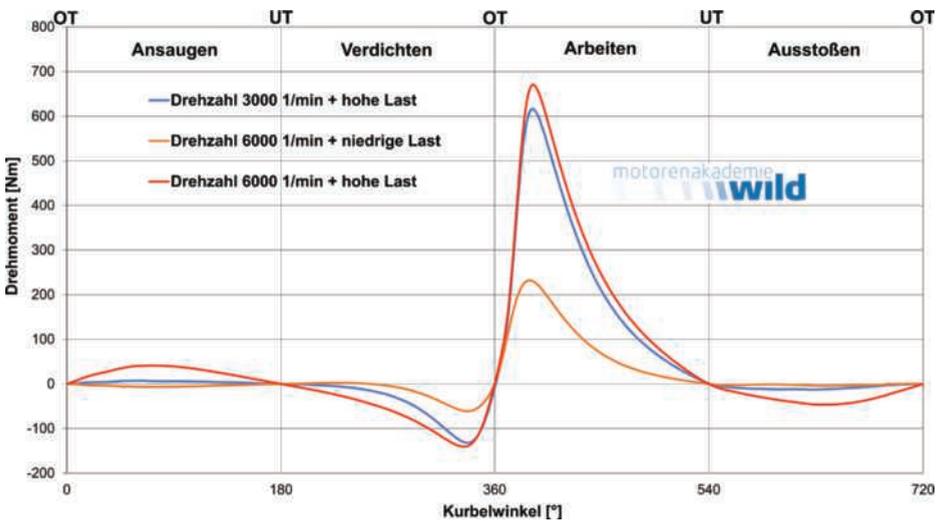


Bild 2.17 Errechnetes Drehmoment an der Kurbelwelle [Bild: Motorenakademie Wild]

Die Überlagerung der mit dem Kurbelwinkel stark variierenden Gas- und Massenkräfte ergibt einen pulsierenden Momentenverlauf, der zu Drehzahlschwankungen an der Kurbelwelle führt. Durch Einsatz eines ausreichend dimensionierten Schwungrads können diese reduziert werden. Auch mit steigender Anzahl der Zylinder vergleichmäßigert sich der Momentenverlauf. Ausgehend vom 1-Zylinder-Motor zeigt Bild 2.18 Momentenverläufe verschiedener Mehrzylindermotoren und die damit einhergehende Vergleichmäßigung des Verlaufs. Die resultierenden Drehmomente der einzelnen Zylinder addieren sich entsprechend der Zündabstände (Phasenabstand – Zündreihenfolge) zum Gesamtdrehmoment.

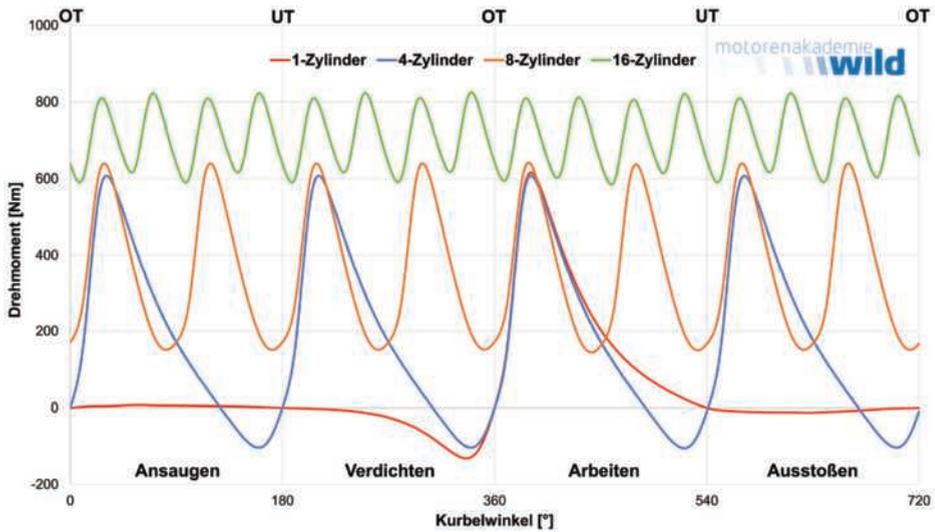


Bild 2.18 Tangentialkraftverläufe Mehrzylindermotoren [Bild: Motorenakademie Wild]

Die beschriebenen Kräfte und Momente wirken auch auf das Gehäuse selbst. Bild 2.19 zeigt den Kraftfluss durch das Zylinderkurbelgehäuse (ZKG) mit seinen Verschraubungen und die wirkenden Kräfte. Die Belastung des Zylinderkurbelgehäuses und im ZKG auftretende Schäden werden unter Kapitel 11 erläutert.

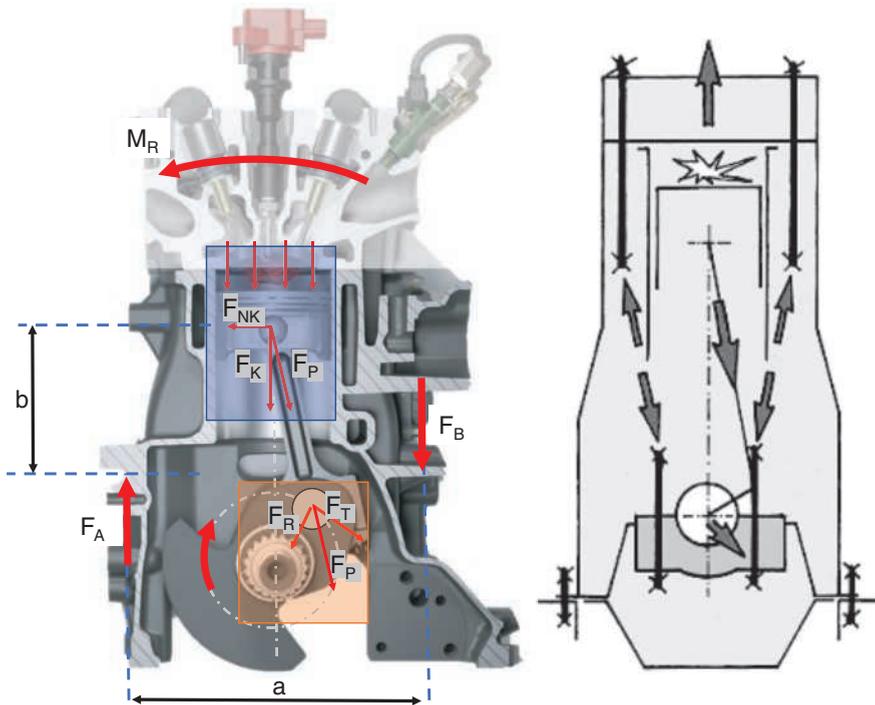


Bild 2.19 Kraftfluss im Zylinderkurbelgehäuse, Aktions-, Reaktionsmomente und Auflagerkräfte [Bild: links: Wild, Deußen/autoFACHMANN, rechts: [14]]

Die Gaskraft F_{Gas} wirkt einerseits auf den Zylinderkopf, wobei die Zylinderkopfschrauben verhindern, dass dieser vom Zylinderkurbelgehäuse abhebt. In die entgegengesetzte Richtung wirkt die Gaskraft, wie zuvor beschrieben, über den Kolben, der Pleuel und die Kurbelwelle auf die Hauptlager der Kurbelwelle.

Das Motordrehmoment M_d bewirkt das Reaktionsmoment M_R , welches am ZKG angreift. Es errechnet sich aus der Kolbennormalkraft und dem sich verändernden Abstand b von der Kurbelwellenmitte zum Kolbenbolzen.

$$M_R = F_N \cdot b = F_N \cdot (r \cdot \cos \alpha + l \cos \beta) \quad \text{Formel 17 – Reaktionsmoment am ZKG}$$

Das Reaktionsmoment M_R wird am Fahrzeugrahmen in den Motorlagern abgestützt, dabei entstehen die Auflagerkräfte F_A und F_B .

$$F_A = -\frac{M_R}{a} \quad \text{und} \quad F_B = \frac{M_R}{a} \quad \text{Formel 18 – Auflagerkräfte am ZKG}$$

Bild 2.20 stellt die Kraft- und Momentenwirkungen bei Mehrzylindermotoren dar. Dort kommt es durch Überlagerung von Kräften und Momenten zu weiteren Kraftwirkungen nach innen und außen.

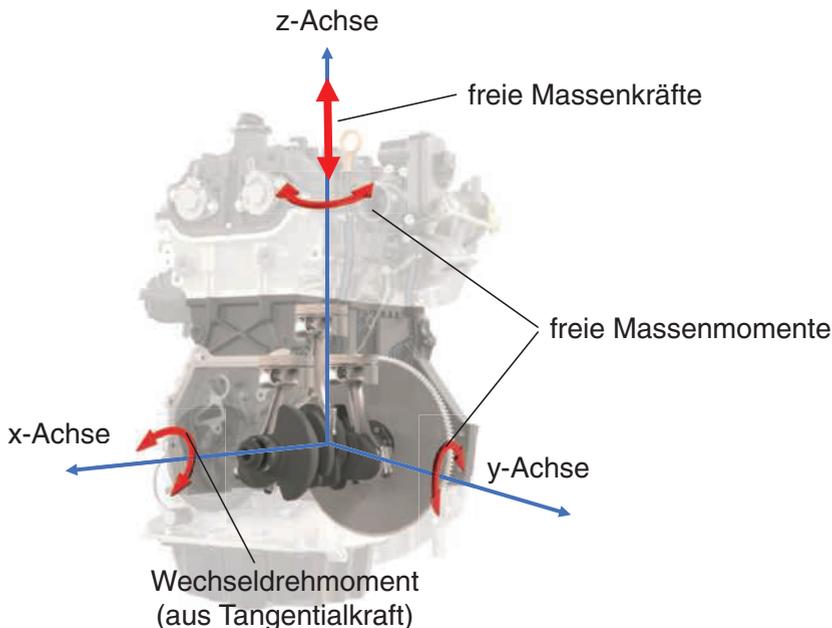


Bild 2.20 Kraftwirkungen an Mehrzylindermotoren [Bild: Wild, Deußen/autoFACHMANN]

Diese werden durch die folgenden Parameter beeinflusst:

- die Zylinderzahl z
- die Zylinderanordnung
- die Kröpfungsfolge der Kurbelwelle

Die freien Massenkräfte (z-Richtung) und Momente (z+y-Richtung) resultieren aus den oszillierenden Massenkräften 1. und 2. Ordnung. Sie werden von den Motorlagern aufgenommen. Die rotierenden und oszillierenden Massenkräfte verursachen außerdem innere Biegemomente, die auf das ZKG wirken. Das Wechseldrehmoment der Kurbelwelle entsteht, wie oben hergeleitet (Bild 2.17), aus den Gas- und Massenkräften und vergleichmäßig mit zunehmender Zylinderzahl (Bild 2.18).

2.5 Kenngrößen und Wirkungsgrade

Auch das Verständnis von Leistung und Wirkungsgrad und deren Einflussgrößen ist essenziell für das Grundverständnis für Verbrennungsmotoren. Ausgehend vom Brennraum wurden im vorangegangenen Abschnitt 2.4 Bewegungsabläufe, Kräfte und Momente beschrieben. Auf demselben Weg soll hier kurz der «Energiepfad» beschrieben werden; von der Entstehung im Brennraum über verschiedene Verluste bis hin zur Kraftabgabe an der Kurbelwelle. Dazu werden weitere Kenngrößen und deren Berechnung hergeleitet.

Innere Arbeit, Leistung, Mitteldrücke

Die auf den Kolben wirkende Gaskraft wurde bereits mit Formel 10 beschrieben. Die Arbeit der Gaskraft am Kolben errechnet sich mit dem Kolbenhub s zu:

$$dW_K = p \cdot \underbrace{A_K \cdot ds_\alpha}_{dV} = \oint p \cdot dV \quad \text{Formel 19 – Gaskraftarbeit am Kolben}$$

In Bild 2.12 wurde der im Brennraum gemessene Druck eines Motors über dem Kurbelwinkel dargestellt. Dieser wird mit der Methodik der Zylinderdruckindizierung gemessen. Hierzu sind unter anderem spezielle Drucksensoren (Indiziersensoren), Ladungsverstärker, eine Auswerteeinheit und ein Drehwinkelgeber zur Aufzeichnung der Signale über dem Kurbelwinkel erforderlich. Weiterführende Informationen sind z. B. dem «AVL Handbuch Indizierung» [15] zu entnehmen.

Ersetzt man die Zeitachse (Kurbelwinkel) aus Bild 2.12 durch das Zylindervolumen (Formel 8 + Bild 2.10), ergibt sich entsprechend Formel 19 das p-V-Diagramm, das die innere Arbeit der Gaskraft beschreibt. Bild 2.21 stellt das berechnete p-V-Diagramm für eine niedrige Last und einen hohen Lastpunkt dar. Analog zum Gesetz Arbeit = Kraft × Weg, gilt für die Volumenänderungsarbeit im p-V-Diagramm Arbeit = Volumen × Druck. Man unterscheidet dabei die Hochdruck- und die Ladungswechselschleife (Niederdruck). Die Hochdruckschleife beschreibt dabei die gewonnene, positive Arbeit aus der Expansion des Gasgemisches nach der Verbrennung. Die beiden Flächen (gegen den Umgebungsdruck) des Ausschietbetaktes und des Ansaugtaktes beschreiben die Ladungswechselschleife, welche im rechten Bildteil vergrößert dargestellt wird. Für den Austausch der verbrannten Gase gegen frisches Gemisch muss beim Saugmotor Arbeit aufgewendet werden. Bei Motoren mit Aufladung kann die Ladungswechselschleife aufgrund der Druckverhältnisse (Ladedruck ≥ Abgasdruck) auch positiv sein. Die innere (indizierte) Arbeit ergibt sich aus der Differenz der Hochdruckschleife und der Ladungswechselschleife.

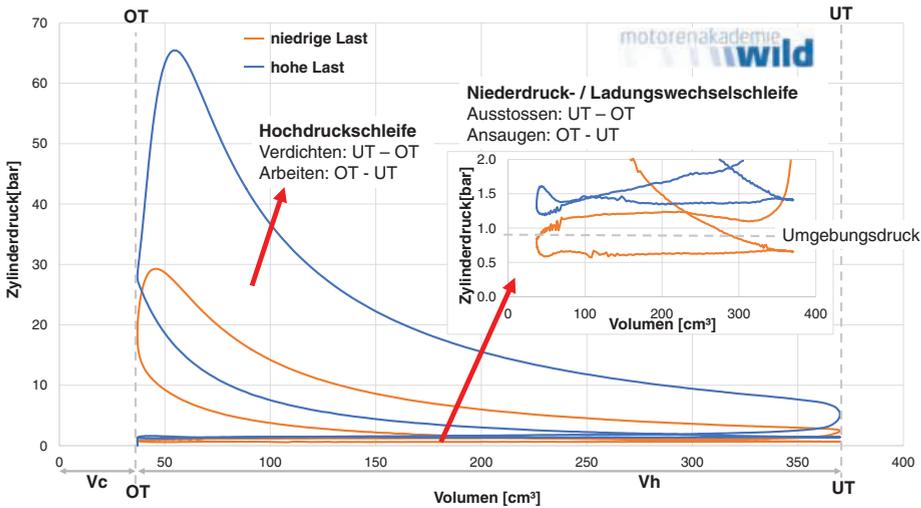


Bild 2.21 Druck-Volumen-Diagramm (p-V-Diagramm) [Bild: Motorenakademie Wild]

Aus der umschriebenen Fläche im p-V-Diagramm (Formel 19) lässt sich mit der Motordrehzahl und der Anzahl der Arbeitstakte (Übersetzung in die Zeitebene) die innere (indizierte) Leistung P_i , die im Zylinder verrichtet wird, berechnen:

$$P_i = i \cdot n \cdot W_K \quad \text{Formel 20 – indizierte Leistung}$$

Um Motoren bezüglich ihrer Eigenschaften unabhängig von Hubraum, Drehzahl und Zylinderzahl miteinander vergleichen zu können, verwendet man üblicherweise Mitteldrücke als Kenngrößen. Die bei einem Arbeitsspiel abgegebene Arbeit W_K wird dabei auf das Hubvolumen bezogen. Den indizierten Mitteldruck erhält man, wenn man die Differenz der Flächen aus der Hochdruckschleife und der Ladungswechselschleife durch ein flächengleiches Rechteck ersetzt. Die spezifische Arbeit des Mitteldrucks hat die Einheit $[N/m^2]$ und wird üblicherweise in $[bar]$ angegeben. Der innere (indizierte) Mitteldruck p_{mi} ergibt sich zu:

$$p_{mi} = \frac{W_K}{V_h} \quad \text{Formel 21 – indizierter Mitteldruck}$$

Die innere Leistung kann somit auch mit dem Mitteldruck errechnet werden:

$$P_i = i \cdot n \cdot p_{mi} \cdot V_h \quad \text{Formel 22 – indizierte Leistung}$$

Für Mehrzylindermotoren wird die Gleichung mit der Zylinderzahl z bzw. dem Gesamthubraum V_H des Motors erweitert:

$$P_i = i \cdot n \cdot p_{mi} \cdot V_h \cdot z = i \cdot n \cdot p_{mi} \cdot V_H \quad \text{Formel 23 – indizierte Leistung, Mehrzylindermotor}$$

Die Leistung, die der Motor effektiv an der Kurbelwelle abgeben kann, wird als effektive Leistung P_e bezeichnet. Sie ist auf Grund von Reibungsverlusten geringer als die

durch die Gasarbeit erzeugte innere Leistung. Der effektive Mitteldruck errechnet sich aus dem an der Kurbelwelle gemessenen Drehmoment zu:

$$p_{me} = \frac{M_d \cdot 2\pi}{V_H \cdot i} \quad \text{Formel 24 – effektiver Mitteldruck}$$

Die effektive Leistung errechnet sich zu:

$$P_e = M \cdot \omega = 2\pi \cdot M \cdot n = i \cdot n \cdot p_{me} \cdot V_H \quad \text{Formel 25 – effektive Leistung}$$

Die Differenz aus dem inneren und dem effektiven Mitteldruck wird als Reibmitteldruck p_{mr} bezeichnet. Analog dazu bezeichnet man die Differenz aus der inneren Leistung im Zylinder und der effektiv an der Kurbelwelle abgegebenen Leistung als Reibleistung P_r . Diese umfasst alle mechanischen Verluste des Motors und wird nach DIN 1940 definiert als «Leistung zur Überwindung der mechanischen Reibung und aller zum Antrieb des Motors erforderlichen Hilfseinrichtungen, außer dem mechanisch von der Motorwelle angetriebenen Lader oder dem Spülgebläse».

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} \quad \text{Formel 26 – Reibmitteldruck}$$

$$P_r = P_i - P_e \quad \text{Formel 27 – Reibleistung}$$

Wirkungsgrad und Verluste

Der Gesamtwirkungsgrad (effektive Wirkungsgrad) eines Verbrennungsmotors errechnet sich aus dem Nutzen, der abgegebenen Motorleistung P_e und dem Aufwand aus dem Energieinhalt des zugeführten Kraftstoffs, dem Heizwert H_u und der Kraftstoffmasse pro Zeit \dot{m}_K zu:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_K \cdot H_u} \quad \text{Formel 28 – effektiver Wirkungsgrad}$$

Bild 2.22 stellt die Wirkungsgradkette vom Kraftstoffmassenstrom zur effektiven Leistung im Verbrennungsmotor dar.

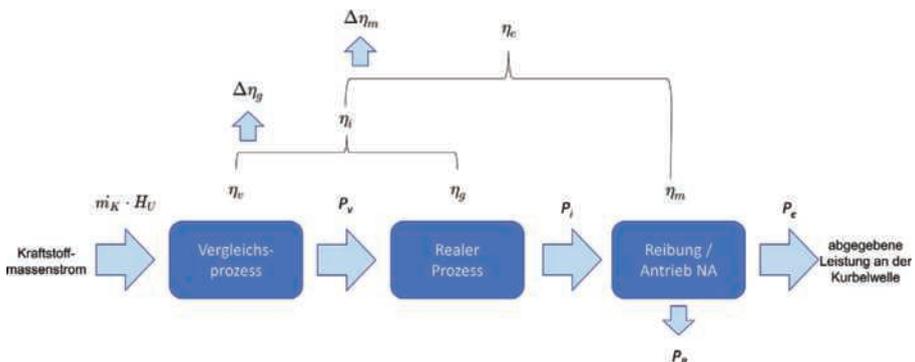


Bild 2.22 Wirkungsgradkette Verbrennungsmotor

Der effektive Wirkungsgrad η_e eines Verbrennungsmotors setzt sich aus dem thermischen Wirkungsgrad η_{th} , dem Gütegrad η_g und dem mechanischen Wirkungsgrad η_m zusammen:

$$\eta_e = \eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_m \quad \text{Formel 29 – effektiver Wirkungsgrad, Wirkungsgradkette}$$

Der thermische Wirkungsgrad η_{th} beschreibt dabei die Verluste durch den jeweiligen Vergleichsprozess. Vergleichsprozesse sind idealisierte, thermodynamische Kreisprozesse, die das theoretische Optimum des Brennverfahrens eingrenzen. Für den Ottomotor wird dabei der Gleichraumprozess angewendet, bei dem man davon ausgeht, dass die Wärmezufuhr bei konstantem Volumen (isochor) erfolgt. Beim Dieselmotor wird der Gleichdruckprozess verwendet, bei dem die Wärmezufuhr bei konstantem Druck (isobar) erfolgt. Eine Mischform aus Gleichraum- und Gleichdruckprozess stellt der Seiliger-Prozess dar, bei dem die Wärmezufuhr zum Teil bei konstantem Volumen und teilweise bei konstantem Druck erfolgt. Weitere Zusammenhänge zu Vergleichsprozessen sollen hier nicht näher beschrieben werden, dagegen sei hier auf das Buch «Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine» [16] verwiesen.

Um einen hohen thermischen Wirkungsgrad zu erreichen, ist ein hohes Verdichtungsverhältnis ϵ und ein hoher Spitzendruck anzustreben. Den Einfluss auf die hier genannten Vergleichsprozesse zeigt Bild 2.23.

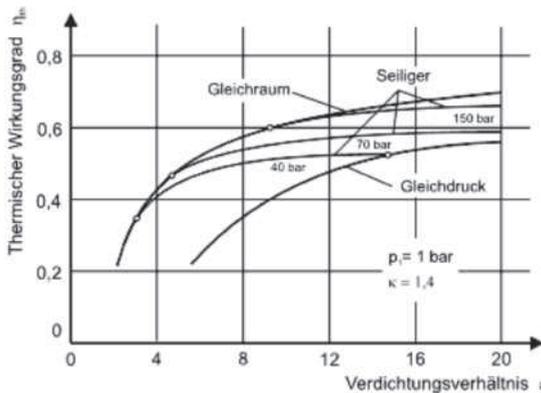


Bild 2.23 Thermischer Wirkungsgrad der Vergleichsprozesse [Bild: © Carl Hanser Verlag München, 2017 Todsden, Verbrennungsmotoren, 2.A.]

Mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis werden die Kurven dabei flacher. Auch eine weitere Steigerung bewirkt keine große Veränderung des Wirkungsgrads mehr. Grenzen der Auslegung des Verdichtungsverhältnisses werden im Abschnitt Möglichkeiten zur Leistungssteigerung beschrieben.

Die Abweichungen vom Idealprozess werden durch den Gütegrad η_g beschrieben. Dieser setzt sich aus den folgenden Einzelverlusten zusammen:

- Verluste durch reale Ladung η_{rl}
- Verluste durch unvollständige Verbrennung η_{uv} (unverbrannte Bestandteile des Kraftstoffs)
- Verluste durch den realen Brennverlauf η_{rv} (z. B. reale Dauer der Verbrennung)
- Wandwärmeverluste η_{wv} (z. B. Wärmeverlust an den Brennraumwänden)
- Ladungswechselerluste η_{lv} (Verluste durch den Ladungswechsel, Strömungsverluste durch Drosselung)

Die zuvor mit dem p-V-Diagramm beschriebene innere Leistung lässt sich auch ausgehend vom Heizwert des Kraftstoffs und dem Kraftstoffmassenstrom mit dem thermischen Wirkungsgrad und dem Gütegrad errechnen. Beide Wirkungsgrade werden zum inneren Wirkungsgrad zusammengefasst:

$$P_i = \dot{m}_K \cdot H_u \cdot \eta_{th} \cdot \eta_g = \dot{m}_K \cdot H_u \cdot \eta_i \quad \text{Formel 30 – innere, indizierte Leistung}$$

Der mechanische Wirkungsgrad umfasst die Reibungsverluste des Verbrennungsmotors. Er ist das Verhältnis aus dem inneren und dem effektiven Wirkungsgrad bzw. dem inneren und dem effektiven Mitteldruck oder der Leistung:

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{P_e}{P_i} \quad \text{Formel 31 – mechanischer Wirkungsgrad}$$

Mit dem mechanischen Wirkungsgrad sind alle unter dem Begriff Reibleistung zusammengefassten Verluste erfasst. Bild 2.24 zeigt eine Verlustaufteilung für einen Otto- und einen Dieselmotor und die Aufteilung der Reibverluste über verschiedene Baugruppen.

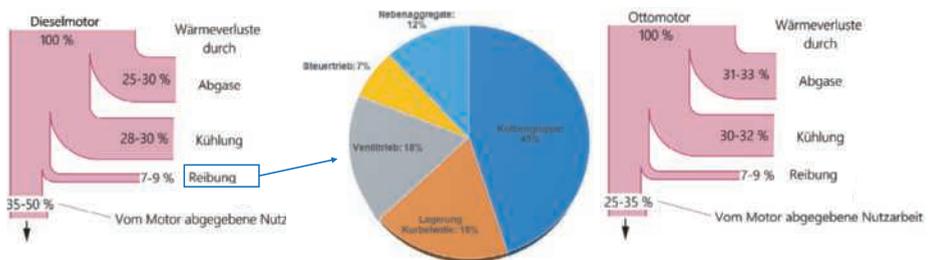


Bild 2.24 Wirkungsgrad und Einzelreibverluste für einen Diesel- und einen Ottomotor [Bild: Wild, Deußen/autoFACHMANN]

Im Allgemeinen ergeben sich zwischen Otto- und Dieselmotoren folgende Unterschiede: Der Ottomotor hat unter anderem wegen des geringeren Verdichtungsverhältnisses einen geringeren thermischen Wirkungsgrad und damit bezüglich des Wirkungsgrads eine schlechtere Ausgangsbasis als der Dieselmotor. Zudem hat er vor allem bei niedriger Last sehr hohe Ladungswechselverluste (Drosselverluste) und hohe mechanische Verluste. Der Dieselmotor hingegen hat bei den direkten Verbrennungsverlusten wie Wandwärmeverluste und Verluste durch Unverbranntes, höhere Verluste als der Ottomotor. Außerdem hat der Dieselmotor auch bei hoher Last noch große mechanische Verluste. Mit steigender Last (steigende Mitteldrücke) werden die prozentualen Verluste insgesamt kleiner und der Gesamtwirkungsgrad steigt an.

Die Reibungsverluste lassen sich weiter unterteilen und einzelnen Baugruppen zuordnen. In der Bildmitte von Bild 2.24 wird eine Aufteilung der Reibverluste über verschiedene Baugruppen dargestellt. Aufgrund der hohen Belastungen hat der Kurbeltrieb (Kolbengruppe und Lagerung) einen sehr hohen Anteil an den Gesamtverlusten. Die Verluste hängen zudem stark vom Motorbetriebspunkt ab.

Aufgaben und Abläufe in der Motorenentwicklung lassen sich unterteilen in die Gebiete der Brennverfahrens- und der Mechanikentwicklung. Bezogen auf Wirkungsgrade arbeitet die Brennverfahrensentwicklung dabei an der Steigerung des inneren

Wirkungsgrads. Die Mechanikentwicklung hingegen beschäftigt sich mit der Steigerung des mechanischen Wirkungsgrads. Gemeinsames Ziel ist es, den Gesamtwirkungsgrad und damit die Effizienz des Verbrennungsmotors zu steigern.

In der Motorenentwicklung spricht man selten direkt über Wirkungsgrade. Üblicher ist es hierfür, den spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e zu verwenden. Dieser setzt direkt den eingesetzten Kraftstoff (Aufwand) mit der effektiven Leistung (Nutzen) ins Verhältnis. Damit lassen sich unterschiedliche Motoren unabhängig von der Größe, der Leistung und anderen Eigenschaften bezüglich ihrer Effizienz vergleichen. Üblicherweise werden die Werte für den spezifischen Verbrauch b_e in der Einheit [g/kWh] angegeben.

$$b_e = \frac{m_k}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} \quad \text{Formel 32 – spezifischer, effektiver Kraftstoffverbrauch}$$

Tabelle 2.2 zeigt dazu den minimalen spezifischen Kraftstoffverbrauch und den dazugehörigen maximalen effektiven Gesamtwirkungsgrad für verschiedene Anwendungen von Verbrennungsmotoren:

Tabelle 2.2 Spezifischer Verbrauch und max. effektiver Wirkungsgrad ausgeführter Motoren [nach © Carl Hanser Verlag München, 2017 Todsén, Verbrennungsmotoren, 2.A.]

Motor	Min. spezifischer Kraftstoffverbrauch in g/kWh	Max. effektiver Wirkungsgrad in %
Kleinmotoren (Zweitakt)	350	25
Motorradmotoren	270	32
Pkw-Ottomotoren	250	35
Pkw-Dieselmotoren DI aufgeladen	200	42
Lkw-Dieselmotoren mit Aufladung	190	45
Langsamläufer (Kreuzkopf, 2T)	156	54

Möglichkeiten zur Leistungssteigerung

Auf Basis der Leistungsgleichung nach Formel 25 bieten sich folgende Möglichkeiten zur Leistungssteigerung von Verbrennungsmotoren:

Erhöhung des Gesamthubvolumens:

Die Erhöhung des Hubvolumens kann durch Vergrößern des Bohrungsdurchmessers oder durch Anhebung des Hubs an der Pleuellwelle umgesetzt werden. Außerdem kann die Zylinderzahl angehoben werden, um ein größeres Gesamthubvolumen V_H zu erreichen. Mit der Vergrößerung des Hubvolumens steigt die Menge des Gasgemisches, das im Motor umgesetzt werden kann. Dementsprechend steigt die Motorleistung. Alle Einzelmaßnahmen zur Steigerung des Hubraums haben hierbei den Nachteil, den Bauraum des Motors zu vergrößern.

Erhöhung der Drehzahl:

Durch Erhöhung der Drehzahl steigt die Anzahl der Arbeitsspiele pro Zeiteinheit. Dies führt direkt zu einer Steigerung der effektiven Leistung des Verbrennungsmotors. Dabei ist jedoch das gesamte Produkt der Leistungsgleichung zu betrachten, insbesondere die

Auswirkungen der Drehzahlsteigerung auf das Drehmoment bzw. den effektiven Mitteldruck. Vor allem die mit der Drehzahl steigende Reibleistung kann dazu führen, dass der Leistungsgewinn mit steigender Drehzahl überkompensiert wird. Des Weiteren ist auch die Zylinderfüllung zu berücksichtigen. Ansaugsysteme von Motoren werden normalerweise so ausgelegt, dass der Liefergrad, der ein Maß für die angesaugte Gemischmenge darstellt, bei Nenndrehzahl sein Maximum erreicht. Mit steigender Drehzahl wachsen auch die Drosselverluste beim Ladungswechsel. Der Liefergrad fällt nach Erreichen seines Maximums mit der Drehzahl ab. Auch bezüglich der Bauteile selbst sind der Drehzahlerhöhung von Verbrennungsmotoren Grenzen gesetzt. Die Massenkräfte steigen quadratisch zur Anhebung der Drehzahl (Formel 11), wodurch sich die Belastungen und der Verschleiß an Bauteilen erhöhen. Einer Drehzahlgrenze unterliegen alle bewegten Bauteile im Verbrennungsmotor, insbesondere muss die Drehzahlfestigkeit von Ventil- und Kurbeltrieb bei einer Drehzahlanhebung berücksichtigt werden. Als Maß für die Drehzahlgrenze im Kurbeltrieb gilt hierbei die unter Formel 6 berechnete mittlere Kolbengeschwindigkeit, die bei der Auslegung von Serienmotoren nicht größer als 20 m/s sein soll [66]. Tabelle 2.3 stellt die mittlere Kolbengeschwindigkeit ausgeführter Pkw-Motoren dar.

Tabelle 2.3 *Mittlere Kolbengeschwindigkeit ausgeführter Motoren* [nach © Carl Hanser Verlag München, 2017 Todsen, Verbrennungsmotoren, 2.A.]

Motor		Kolbengeschwindigkeit in m/s
Motorradmotoren		... 19
Pkw-Ottomotoren		9,5 ... 20
Pkw-Dieselmotoren		9 ... 13,5
Rennmotoren	ohne Aufladung	... 26
	mit Aufladung	... 21
Lkw-Dieselmotoren		9 ... 14
Größere Dieselschnellläufer		7 ... 12
Mittelschnellläufer		5 ... 9,5
Langsamläufer (Kreuzkopf, 2T)		5,8 ... 7

Steigerung des Drehmoments / des Mitteldrucks:

Hohe effektive Mitteldrücke und damit hohe Motordrehmomente werden erreicht, wenn die inneren Verluste (entsprechend der Wirkungsgradkette, siehe Bild 2.23) im Motor reduziert werden. Außerdem ist ein hoher Liefergrad λ_L erforderlich. Dieser ist das Verhältnis von angesaugter Luftmenge zur theoretisch möglichen Luftmenge. Ein Liefergrad von 1 wird erreicht, wenn der Zylinder genau mit dem Hubvolumen V_h gefüllt ist. Bei Saugmotoren erreicht man einen hohen Liefergrad durch weite Querschnitte, wobei eine geringe Drosselung in den Kanälen und an den Ventilen anzustreben ist. Die Ladung sollte dabei möglichst kalt in den Zylinder eintreten, um eine hohe Luftdichte zu erhalten. Weiterhin wirkt ein Durchspülen des Brennraums durch gleichzeitiges Offenhalten von Ein- und Auslassventil im Ladungswechsel-OT günstig, da hierdurch wenig Restgas vom vorherigen Arbeitsspiel im Zylinder verbleibt.

Liefergrade ≥ 1 werden dadurch erreicht, dass die Luft vor dem Zylinder vorverdichtet wird. Dazu werden verschiedene Aufladeverfahren verwendet (siehe Abschnitt 2.3).

Große Bedeutung hat heute die Abgasturboaufladung, die in Kapitel 21 beschrieben wird. Tabelle 2.4 zeigt Bereiche effektiver Mitteldrücke für verschiedene Anwendungen:

Tabelle 2.4 Effektive Mitteldrücke ausgeführter Motoren [nach © Carl Hanser Verlag München, 2017 Todsén, Verbrennungsmotoren, 2.A.]

Motorentyp		Effektiver Mitteldruck p_{me} in bar
Motorradmotoren		... 12
Pkw-Ottomotoren	ohne Aufladung	10 ... 13
	mit Aufladung	13 ... 23
Pkw-Dieselmotoren	ohne Aufladung	9 ... 10,5
	mit Aufladung	10 ... 28
Renntmotoren	ohne Aufladung	... 19
	mit Aufladung	... 37
Lkw-Dieselmotor mit Aufladung		15 ... 26
Größerer Dieselschnellläufer		6 ... 29
Mittelschnellläufer		15 ... 25
Langsamläufer (Kreuzkopf, 2T)		9 ... 16

Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses:

Auch durch die Erhöhung des Verdichtungsverhältnis ϵ lässt sich der effektive Mitteldruck steigern. Bei gegebenen Hauptabmessungen lässt sich das Verdichtungsverhältnis durch Reduktion des Kompressionsvolumens V_c erhöhen. Eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses hat unmittelbar einen höheren Druck am Ende der Kompressionsphase (Kompressionsenddruck) zur Folge. Die Verbrennung setzt damit auf einem höheren Niveau ein, was eine höhere Arbeit der Gaskraft W_k und damit eine höhere innere Leistung P_i bedingt. Wie zuvor beschrieben, hat das Verdichtungsverhältnis auch direkte Auswirkung auf den thermischen Wirkungsgrad. Tabelle 2.5 stellt übliche Verdichtungsverhältnisse für verschiedene Motoren dar:

Tabelle 2.5 Verdichtungsverhältnisse verschiedener Motoren [nach © Carl Hanser Verlag München, 2017 Todsén, Verbrennungsmotoren, 2.A.]

Motor		Verdichtungsverhältnis ϵ
Motorradmotoren		8 ... 13
Pkw-Ottomotoren	Saugrohreinspritzung	9 ... 11
	Direkte Einspritzung	... 12,5
Pkw-Dieselmotoren	ohne Aufladung	21 ... 23
	Mit Aufladung	16 ... 19
Renntmotoren		... 11,5
Lkw-Dieselmotoren	ohne Aufladung	18 ... 22
	Mit Aufladung	15 ... 18
Mittelschnellläufer		12 ... 15
Langsamläufer (Kreuzkopf, 2T)		12 ... 13

Beim Ottomotor ist das Verdichtungsverhältnis durch die Selbstzündungsneigung des Kraftstoff-Luftgemisches limitiert. Um klopfende Verbrennung zu vermeiden, darf es nur

so hoch gewählt werden, dass die Reaktivität am Ende des Verdichtungsakts unter der Selbstzündungstemperatur des Brennstoff-Luft-Gemisches liegt. Saugmotoren haben Verdichtungsverhältnisse im Bereich von ca. $\epsilon = 10$ bis 14, Turbomotoren von ca. $\epsilon = 8$ bis 12. Beim Dieselmotor gilt genau der umgekehrte Effekt. Es muss das Verdichtungsverhältnis so hoch gewählt werden, dass sich der Kraftstoff nach dem Einspritzen von selbst entzündet. Das Verdichtungsverhältnis ist jedoch aufgrund der Festigkeit von Bauteilen begrenzt und kann deswegen nicht beliebig hoch gewählt werden. Es wird beim Dieselmotor im Bereich von ca. $\epsilon = 16$ bis 24 ausgeführt, woraufhin der Dieselmotor im Allgemeinen über einen höheren thermischen Wirkungsgrad als der Ottomotor verfügt.

Erhöhung der Taktzahl:

Abschließend ist noch zu nennen, dass auch das Arbeitsverfahren Einfluss auf die Leistung hat. Entsprechend der Leistungsgleichung (Formel 25), kann theoretisch mit dem Zwei-takt-Verfahren die doppelte Leistung des Vier-takt-Verfahrens erzielt werden. In der Praxis wird die Verdoppelung der Leistung aufgrund verschiedener Gründe (Spülverluste, Hubverlust etc.) jedoch nicht erreicht. Obwohl der Zwei-taktmotor weitere Vorteile, wie beispielsweise ein vergleichsweise geringes Gewicht oder einen einfachen Aufbau (kein Steuertrieb, kein Ventiltrieb) besitzt, hat er als Pkw-Antrieb heute keine Relevanz mehr. Die Gründe hierfür sind unter anderem die Nachteile beim Wirkungsgrad und damit beim Kraftstoffverbrauch sowie die Schwierigkeit, immer strenger werdende Emissionsstandards zu erreichen.

2.6 Betriebsverhalten von Verbrennungsmotoren

Auch das Verständnis des Betriebsverhaltens von Verbrennungsmotoren ist wichtige Voraussetzung, um Motorschäden zu analysieren und zu verstehen. Die Frage, unter welchen Betriebsbedingungen ein Motorschaden entstanden ist, liefert meist erste entscheidende Hinweise bezüglich der Schadensursache.

Das Betriebsverhalten von Motoren hängt in erster Linie von ihrem Einsatzzweck ab. Der Betriebszustand wird durch die Motordrehzahl und die Motorlast beschrieben. Die Motorlast kann dabei durch das Drehmoment M_d an der Kurbelwelle, durch den effektiven Mitteldruck p_{me} oder auch die Stellung der Drosselklappe (Ottomotor) angegeben werden.

Motoren, die im stationären Einsatz (Kraftwerke, Stromaggregate etc.) sind, werden dabei oft in einem konstanten Betriebspunkt mit einer konstanten Drehzahl und einem konstanten Moment und damit mit der gleichen Leistung betrieben. Bei anderen stationären Anwendungen wird die effektive Leistung durch die Variation der Drehzahl oder des Moments geregelt.

Motoren für mobile Anwendungen werden üblicherweise mit variabler Drehzahl und variablem Drehmoment betrieben. Pkw-Motoren werden dabei in einem breiten Bereich von Drehzahl und Last dynamisch betrieben. Lkw-, Land- und Baumaschinen haben einen schmalen Kennfeldbereich und laufen mit großer Häufigkeit in wenigen Betriebspunkten (z. B. Lkw bei 80 km/h auf gerader Autobahn).

Die Gesamtheit der möglichen Betriebspunkte aus Drehzahl (x-Achse) und Lastzustand (y-Achse) ergibt das Motorkennfeld (vgl. Bild 2.25).

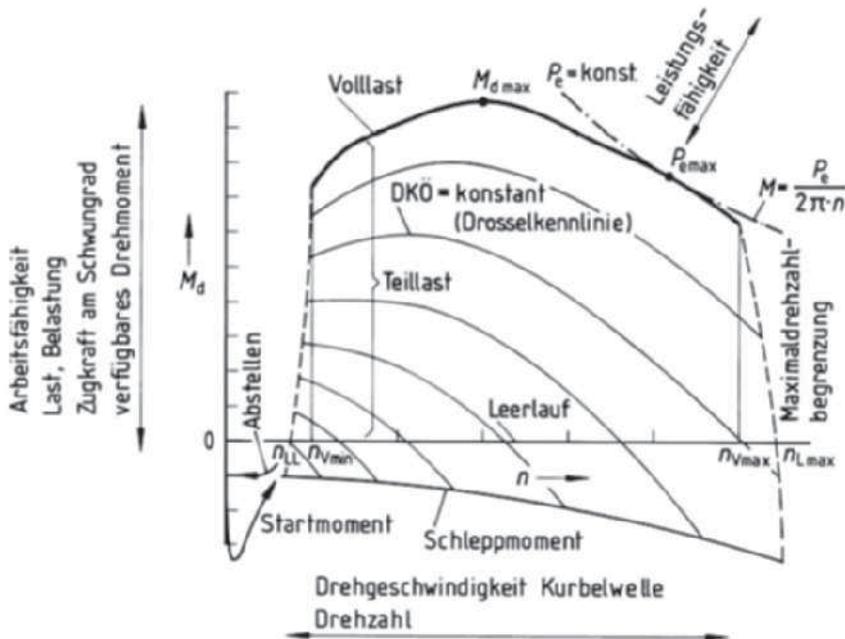


Bild 2.25 Motorkennfeld [12]

Das Kennfeld wird in horizontaler Richtung nach oben durch die Volllastlinie und nach unten durch den Schiebetrieb begrenzt. In der Vertikalen begrenzen es die minimale und die maximale Drehzahl des Motors.

Die Lastzustände lassen sich untergliedern in:

- Schiebetrieb / Schleppbetrieb:
Der Schiebetrieb (Schubbetrieb) ist der Lastzustand, bei dem der Motor Arbeit aufnimmt. Das Fahrzeug befindet sich z. B. auf Talfahrt und treibt über die Räder den Motor an. An Motorenprüfständen wird der Betrieb Schleppbetrieb genannt, der Motor wird von einer E-Maschine angetrieben.
- Nulllast:
Beim «Hochdrehen» eines Fahrzeugs im Stand bewegt sich der Motor entlang der Nulllastlinie. Die innere Leistung P_i wird dazu verwendet, die mechanischen Verluste zu kompensieren und die Nebenaggregate anzutreiben. Der Motor gibt keine Leistung P_e ab und ist damit im lastlosen Zustand. Die Nulllastlinie beginnt bei der Leeraufdrehzahl und reicht bis zur Maximaldrehzahl.
- Volllast:
Die Volllastlinie, die sich von der minimalen zur maximalen Drehzahl erstreckt, beschreibt das maximal nutzbare Drehmoment in Abhängigkeit von der Drehzahl. Durch sie wird die maximale Leistung P_e des Motors bestimmt.
- Teillast:
Die Teillast ist der Betriebsbereich zwischen der Nulllast und der Volllast. Die Regelung der Last erfolgt dabei beim konventionellen Ottomotor über die Stellung der Drosselklappe, die die Menge des angesaugten Gemisches bestimmt

(Quantitätsregelung). Beim Dieselmotor bzw. DI-Ottomotor wird die Last über die eingespritzte Kraftstoffmenge geregelt (Qualitätsregelung).

Bei den Drehzahlen unterscheidet man:

- **Leerlaufdrehzahl:**
Die Leerlaufdrehzahl ist die niedrigste Drehzahl auf der Nulllastlinie. Der Motor überwindet hier seine inneren Verluste und treibt alle Hilfs- und Nebenaggregate an, gibt aber keine Leistung ab. Üblicherweise liegt die Leerlaufdrehzahl bei Pkw-Motoren im Bereich von 500 bis 1200 1/min.
- **Drehzahlbereich zwischen Leerlauf- und Maximaldrehzahl:**
Dieser Bereich stellt die Verbindung der Grenzen des sogenannten Drehzahlbandes dar. Mit dem Drehzahlband wird der gesamte nutzbare Bereich der Motordrehzahl benannt.
- **Maximaldrehzahl:**
Die maximale Drehzahl ist der Bereich, der das Kennfeld nach rechts begrenzt. Die Drehzahl wird hier begrenzt, um ein Überdrehen und damit eine Beschädigung des Motors zu verhindern. Das kann beim Ottomotor durch Ausblendung der Einspritzung, Zündungsspätverstellung oder durch Schließen einer elektronisch gesteuerten Drossel erfolgen. Beim Dieselmotor wird die Drehzahl meist durch Abregeln des Kraftstoffs begrenzt.

Sogenannte Leistungshyperbeln stellen Linien konstanter Leistung (Effektiv-Leistung P_e), entsprechend der Formel 33 dar

$$P_e = 2\pi \cdot M \cdot n$$

Formel 33 – effektive Leistung

Außerdem lassen sich direkt Fahrwiderstandslinien (vgl. Bild 2.25) eintragen. Diese stellen die benötigte Leistung für die Fortbewegung eines Fahrzeugs dar. Damit lässt sich direkt das Betriebsverhalten des Motors in verschiedenen Fahrzuständen angeben. Wenn der Betriebspunkt des Motors oberhalb der Widerstandslinie liegt, wird das Fahrzeug beschleunigt, wird der Motor unterhalb der Linie betrieben, wird es verzögert.

Kennfelder werden während des Entwicklungsprozesses von Verbrennungsmotoren auf Prüfständen vermessen. Die Motordrehzahl und die Motorlast stellen dabei die Basisgrößen dar, die in Stufen variiert werden, was man als «Abrastern» des Kennfelds bezeichnet. Zusätzlich werden weitere Messgrößen erfasst, wie z. B. der Öldruck, die Kraftstoffmasse, Abgasemissionen oder auch variiert, wie z. B. der Zündzeitpunkt und die Einspritzmenge. Letztlich werden Motorsteuergeräte mit optimierten Kennfeldern «bedatet», die dann den Fahrbetrieb abbilden und den Betrieb des Motors regeln. Das «Bedaten» der Steuergeräte umfasst das Entwickeln von Software und komplexer Funktionalitäten mit Sensorik und Aktuatorik und ist Aufgabe der Motorapplikation. Diese ist, wie die bereits zuvor beschriebenen Mechanik- und Brennverfahrensentwicklung, ein Bereich der Motorenentwicklung. Sie verfolgt verschiedene Ziele bei der Bedatung bzw. Softwareentwicklung, wie beispielsweise das Sicherstellen der Einhaltung von Emissionsgrenzwerten, das Optimieren des Betriebs bezüglich des Kraftstoffverbrauchs oder das Verbessern des Ansprechverhaltens des Motors.

Im Falle eines Motorschadens lassen sich aus gespeicherten Daten aus Kennfeldern Rückschlüsse über den Betrieb unmittelbar vor dem Schaden aus dem Steuergerät auslesen. Außerdem können über verschiedene Diagnosefunktionen weitere Rückschlüsse aus dem Motorbetrieb gezogen werden.

Schaden

3.1 Definition und Begriffe

Im Duden wird ein **Schaden** wie folgt definiert: «durch negative Einwirkungen, ungünstige Umstände oder Ereignisse entstehende funktionelle und materielle Beeinträchtigung einer Sache und die Minderung Herabsetzung ihres Wertes.»

Bezogen auf den **Motorschaden**, ist dieser definiert als der Verlust an Funktionsfähigkeit und erwünschter bzw. notwendiger Eigenschaften bei einem Motor.

Der Schaden steht am Ende eines Prozesses, der mit dem Begriff der **Schädigung** beschrieben wird. Weitere wichtige Begriffe im Zusammenhang mit Schäden werden in der VDI-Richtlinie 3822 erläutert, in Tabelle 3.1 dargestellt und im Folgenden teilweise verwendet.

Tabelle 3.1 Begriffe und Definitionen Schaden [nach VDI-Richtlinie 3822]

Begriff	Definition
Schaden	Veränderung an einem Bauteil, durch die seine vorgesehene Funktion beeinträchtigt oder unmöglich gemacht wird oder die eine Beeinträchtigung erwarten lassen
Vorschaden	Früher am Bauteil oder an einer Anlage aufgetretener Schaden
Primärschaden	Zeitlich zuerst aufgetretener Schaden, der Ursache für andere Schäden ist
Folgeschaden	Schaden, der durch einen vorangegangenen Schaden am gleichen oder einem anderen Bauteil ausgelöst wird
Wiederholungsschaden	Wiederholtes Auftreten eines gleichartigen Schadens
Schadenteil	Vom Schaden betroffenes Bauteil oder Bruchstück eines Bauteils
Schadenstelle	Ort des Schadens am Bauteil
Schadenbild	Äußerer Zustand des beschädigten Bauteils
Schadenmerkmal	Charakteristische Kennzeichen eines Schadens
Schadenablauf	Zeitliche Entwicklung des Schadens
Schadenart	Zuordnung des Schadens zu einem bestimmten Schadenablauf
Schadenanalyse	Systematische Untersuchungen und Prüfungen zur Ermittlung von Schadenablauf und Schadensursache
Schadenursache	Summe der schadenauslösenden Einflüsse
Schadenabhilfe	Maßnahmen gegen die Wiederholung eines bestimmten Schadens
Schadenverhütung	Vorbeugende Maßnahmen gegen das Auftreten von Schäden

3.2 Motorschäden und ihre Ursachen

Motorschäden treten trotz sorgfältiger Auslegung der Bauteile unter früher Einbindung modernster Berechnungsmethoden im Motorenentwicklungsprozess auf. Auch nach Abschluss der Entwicklung von Motoren, die betriebsnahe, umfassende Erprobung an Prüfständen und im Fahrzeugeinsatz beinhaltet, kommt es im Kundeneinsatz zu Schäden an Verbrennungsmotoren. Der Anteil von Motorschäden am Gesamtschadensvolumen von Gebrauchtwagen ist dabei seit Jahren ansteigend, wie eine in den VDI-Nachrichten veröffentlichte Untersuchung ausweist [17].

Bei den Ursachen für Motorschäden gibt es eine große Vielfalt und eine exakte und isolierte Zuordnung zu einem einzigen «Grund» ist manchmal aufgrund teils komplexer Schadensverläufe schwierig. Schadensursachen sind im Allgemeinen «Fehler durch nicht sachgerechte Anwendung des Stands des Wissens», die im betrachteten System zum Versagen führen. Ein technisches Erzeugnis entsteht durch funktionsgerechte Auslegung und Werkstoffauswahl und zugehörige (adäquate) Fertigung. Fehler können demnach bei der Auslegung und Werkstoffauswahl, bei der Fertigung und im Betrieb gemacht werden [18].

In diesem Buch werden Motorschäden in drei Kategorien klassifiziert: Die Produktfehler umfassen Auslegungsfehler, Werkstoff- und Materialfehler sowie Fertigungsfehler. Also alle Fehler, die bei der Herstellung von Verbrennungsmotoren auftreten. Die zweite Fehlergruppe ist die der Betriebsfehler und umfasst alle Schäden, die durch unzulässige Anwendung und unzulässigen Betrieb des Verbrennungsmotors entstehen. Die dritte Fehlergruppe umfasst Fehler, die bei Wartungs- und Reparaturarbeiten von Motoren auftreten. Dazu werden in diesem Buch auch Fehler, die bei der Überholung von Motoren (Montagefehler) und der (Nach-) Bearbeitung von Motorbauteilen (Bearbeitungsfehler) entstehen, zugeordnet.

3.2.1. Produktfehler

3.2.1.1 Auslegungsfehler

Die Grundausslegung von Motoren und deren Komponenten erfolgt heute auf Basis der Simulation, durch den Einsatz von CAE-Methoden (**C**omputer-**A**ided **E**ngineering). Unter dem Oberbegriff CAE fallen verschiedene Simulationsdisziplinen, wie die **F**inite-**E**lemente-**M**ethode (FEM), die **M**ehrkörpersimulation (MKS) oder die Anwendung der Strömungssimulation mit CFD-Software (**C**omputational **F**luid **D**ynamics). Durch leistungsstarke Simulationsmodelle und Softwarepakete ist es heute möglich, komplexe dynamische Vorgänge im Verbrennungsmotor und die dabei auftretenden Wechselwirkungen zwischen den Komponenten realitätsnah abzubilden. Im Versuch und der Erprobung an außermotorischen und Komponentenprüfständen, an Motorprüfständen und im Fahrzeug wird die Auslegung des Verbrennungsmotors unter realitätsnahen Betriebsbedingungen überprüft und ggf. angepasst. Fehler in der Auslegung und Konstruktion von Motoren werden dabei im Idealfall während des Motorenentwicklungsprozesses aufgedeckt und bis zur Serieneinführung des Aggregats abgestellt.

Charakteristisches Merkmal eines Auslegungsfehlers, der im Serieneinsatz auftritt, ist der Umstand, dass dieser Schaden im Regelfall häufiger, also an mehreren «baugleichen» Motoren auftritt. Auslegungsfehler werden dann häufig in einschlägigen Fachzeitschriften dargestellt oder von den Geschädigten in Internetforen beklagt und diskutiert. Oftmals

führt ein Motorschaden durch Fehler in der Konstruktion oder Auslegung auch zu einer Rückrufaktion des Motorenherstellers.

Trotz großem Entwicklungsaufwand der Motorenhersteller treten typische Auslegungsfehler heute noch vielfach beim Fahrzeugbesitzer (Endkunden) im Serieneinsatz auf. Dafür gibt es eine Vielzahl möglicher Gründe, wie:

- Anstieg der spezifischen Leistung von Motoren (Bild 1.3), dadurch deutliche Mehrbelastung von Motorkomponenten;
- steigende Komplexität von Motoren z. B. durch Variabilität im Ventiltrieb und deren Peripherie z. B. komplexe Einspritzausrüstung. Motoren verfügen heute zudem über sehr aufwändige Auflade- und Abgasnachbehandlungssysteme;
- grenzwertige Auslegung der Motoren (ermöglicht durch moderne Simulationsmethoden);
- hoher Kostendruck: Motoren müssen heute möglichst günstig entwickelt und hergestellt werden, dazu werden die Entwicklungszeiten immer kürzer;
- Motoren werden heute weltweit in unterschiedlichen Fahrzeugen eingesetzt. Große Vielfalt unterschiedlicher Betriebsbedingungen, eingesetzter Kraftstoffe, Betriebsmittel etc.

3.2.1.2 Werkstoff- / Materialfehler

Die stete Weiterentwicklung der in Verbrennungsmotoren eingesetzten Werkstoffe ist einer der wesentlichen Wegbereiter der hohen spezifischen Leistungen moderner Verbrennungsmotoren. Dabei waren Werkstofffehler in der Entwicklungshistorie des Verbrennungsmotors steter Begleiter und häufig Ursachen von Motorschäden. Anschauliche Beispiele finden sich z. B. unter [19].

Werkstofffehler entstehen bei der Produktion des Rohteils oder Halbzeugs der Motor­komponenten. Dabei treten neben allgemeinen Werkstofffehlern wie Verunreinigungen, Fehlstellen und Gefügefehlern, für das jeweilige Fertigungsverfahren charakteristische Werkstofffehler auf. Darunter fallen z. B. verschiedene Gussfehler, wie Lunker, Porositäten, Oxide oder Kaltlaufstellen. Eine Übersicht zu verschiedenen Gussfehlern wird in Abschnitt 14.6 und mit Bild 14.13 gegeben. Bild 3.1 zeigt eine Guss-Nockenwelle mit einem großen Innenlunker. Bei Schmiedeteilen können Werkstofffehler z. B. Schmiedefalten sein.



Bild 3.1 Materialfehler: Lunker Nockenwelle [Bild: www.giessereilexikon.com]

Fundierte Kenntnisse bei der Werkstoffauswahl und der anwendungsspezifischen Wärmebehandlung, haben dazu geführt, dass die Bedeutung klassischer Werkstofffehler als Ursache für Motorschäden an Serienmotoren heute eher gering ist. Ein weiterer bedeutender Grund hierfür sind eine Vielzahl verschiedener und streng überwachter Qualitätssicherungsmaßnahmen in der Fertigung von Motorkomponenten. So werden z. B. Kolben nach dem Gießen im Röntgenverfahren oder mittels Wirbelstrom- und Ultraschallprüfung auf mögliche Gussfehler hin untersucht. Treten bei der Untersuchung Auffälligkeiten auf, werden die fehlerhaften Teile aussortiert, Ursachen im Prozess nachverfolgt und Abstellmaßnahmen getroffen.

Die Bezeichnung Werkstofffehler schließt Fehler bei der Wärmebehandlung des Werkstoffs, wie z. B. Härterisse, sowie Fehler an Beschichtungen bzw. deren Verbindung zum Grundwerkstoff, mit ein. Bei Schichthaftungsprobleme ist der Übergang vom Werkstofffehler zum Fertigungsfehler fließend. Im Rahmen dieses Buches werden diese Schäden als Werkstofffehler geführt.

Um die hohen teils gegenläufigen Anforderungen an die Werkstoffoberflächen moderner Motoren erfüllen zu können, sind viele Funktionsoberflächen an Motor-komponenten heute beschichtet ausgeführt. Dabei kommen verschiedene Beschichtungstechnologien, von sehr dünnen PVD-Schichten im Bereich weniger μm -Bereich, bis hin zu mehreren 1/10 mm starken thermischen Spritzschichten, zum Einsatz. Vor allem bei den thermischen Spritzschichten, die heute vielfach als Zylinderlaufbahnbeschichtung eingesetzt werden, stellt die Schichthaftung am Grundwerkstoff eine Herausforderung dar. Verschiedene jüngere Veröffentlichungen beschäftigen sich mit der Thematik der Schichthaftung von thermisch gespritzten Zylinderlaufbahnen, z. B. [20]. Bild 3.2 zeigt die abgelöste Plasmabeschichtung eines 5-Zylinder-Dieselmotors. Ablöste Laufbahnbeschichtungen werden außerdem in Kapitel 11 beschrieben.



Bild 3.2 Materialfehler: Abgelöste Zylinderlaufbahnbeschichtung [Bild: Wild-Motoren]

3.2.1.3 Fertigungsfehler

Im letzten Abschnitt wurden bereits unterschiedliche Qualitätssicherungsmaßnahmen als relevante Ursache für die Reduktion von Werkstofffehlern an Serienmotoren genannt. Die prozessbegleitende und überwachende Qualitätssicherung in der Produktion von Verbrennungsmotoren ist einer der wesentlichen Gründe, warum typische Fertigungs- und auch Montagefehler in der Serienproduktion von Verbrennungsmotoren heute ebenfalls eher selten sind.

Fertigungsfehler an Verbrennungsmotoren treten während der Weiterverarbeitung des Rohlings oder Halbzeugs zur fertigbearbeiteten Motorkomponenten auf. Als Fertigungsfehler werden alle Abweichungen von der vorgegebenen Bauteilspezifikation

bezeichnet. Diese ist im Regelfall auf der Zeichnung der Komponente bzw. auch in entsprechenden Normen bzw. zwischen dem Motorenhersteller und dem Lieferanten in Lasten- und Pflichtenheften festgelegt. Fertigungsfehler können z. B. maßliche Abweichungen, Abweichungen von der vorgegebenen Oberflächenbeschaffenheit, Beschädigungen bei der Fertigung, wie Kratzer oder Macken, oder auch Form- und Lagetoleranzabweichungen sein.

3.2.2 Betriebsfehler

Grundlage für den sicheren Betrieb eines Verbrennungsmotors sind die Bedienungsrichtlinien der Hersteller. Dort ist die bestimmungsgemäße Anwendung und der Betrieb spezifiziert, außerdem werden wichtige Vorgaben wie freigegebene Betriebsstoffe benannt. Der dort definierte Betriebsbereich, sowie die genannten Randbedingungen und Betriebsstoffe wurden vom Hersteller erprobt, abgesichert und freigegeben. Abweichungen von diesen Vorgaben, bedeuten, den Motor in einem nicht bekannten und abgesicherten Bereich zu betreiben, was zu schweren Motorschäden führen kann.

3.2.2.1 Betrieb außerhalb des freigegebenen Betriebsbereichs

Wird ein Verbrennungsmotor außerhalb des vom Hersteller freigegebenen und abgesicherten Betriebsbereichs betrieben, können schwere Motorschäden entstehen. Dies ist dann der Fall, wenn der Motor mit zu hohen Lasten betrieben wird oder «überdreht» wird, also die spezifizierte Drehzahlgrenze überschreitet (Bild 3.3).

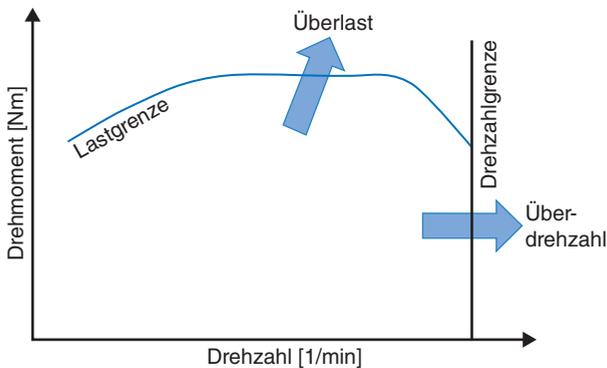


Bild 3.3 Betriebsgrenzen des Verbrennungsmotors, Überlast, Überdrehzahl

Von einer Überlastung des Motors spricht man, wenn dieser die Lastgrenze überschreitet und das abgegebene Drehmoment das definierte Nennmoment übersteigt. Dies geht einher mit einem Anstieg der Gaskraft, wodurch insbesondere die Kurbeltriebskomponenten, der Kolben, der Pleuel, die Kurbelwelle mit Lagerung, aber auch der Zylinderkopf und die Ventile stärker belastet werden. Eine Steigerung des Drehmoments über die Auslegungsgrenze führt zudem zu höheren Brennraumtemperaturen, woraus auch höhere thermische Belastungen der Bauteile resultieren. Auswirkungen von mechanischen und thermischen Überlasten werden in den folgenden Kapiteln im Detail betrachtet.

Zur Leistungssteigerung sind vor allem bei Pkw-Motoren «Tuningmaßnahmen», insbesondere der Eingriff in die Steuerung des Motors mittels «Chiptuning», weit verbreitet.

Häufig werden dabei lediglich einzelne Kenngrößen wie der Ladedruck angehoben, um einen Leistungsgewinn zu erzielen. Ohne die Kenntnis der Motorauslegung und eine umfassende Haltbarkeitserprobung der getroffenen Maßnahmen besteht ein hohes Risiko, die Auslegungsgrenzen einzelner Komponenten zu überschreiten und einen Motorschaden herbeizuführen. Bei größeren Motoren, vor allem bei stationären Anwendungen, kann eine Überlastung auch eintreten, wenn für den Anwendungsfall (z. B. Antrieb einer Pumpe, Generator etc.) ein zu schwach dimensionierter Motor eingesetzt wird. Dieser wird im Betrieb dann systematisch überlastet, was ebenfalls zum Schaden führen kann.

Andere Ursachen für zu hohe Belastungen des Motors sind verschiedene Verbrennungsstörungen, die unter 3.3.7 beschrieben werden. Dies ist z. B. die klopfende Verbrennung des Ottomotors oder nagelnde Verbrennung beim Dieselmotor. Diese tritt vor allem bei einem noch kalten Motor auf. Auch Starthilfen, zusätzlich über die Ansaugluft zugeführter Brennstoff, erhöhen die Belastung des Motors und können in kurzer Zeit zu massiven Schäden vor allem am Kolben führen. Auch die Temperaturen und Drücke der umgebenden Medien von Motoröl, Kühlwasser oder der Ansaugluft haben unmittelbaren Einfluss auf die Belastung des Motors. So können auch hohe Lasten innerhalb der Lastgrenze bei sehr niedrigen Öl- und Kühlwassertemperaturen oder bei sehr hohen Ansauglufttemperaturen zu Überlastbedingungen für den Motor führen.

Ein Überdrehen des Motors ist bei den meisten Verbrennungsmotoranwendungen durch einen Drehzahlbegrenzer abgesichert. Es gibt jedoch Fälle, bei denen die Drehzahlabsicherung nicht ausreichend wirksam wird oder schon ein längerer Betrieb im Begrenzer-Bereich zu Schäden führen kann. Bei mobilen Anwendungsfällen (Pkw, Lkw, Bau- oder Landmaschinen etc.) kann eine Überdrehzahl z. B. durch Verschalten herbeigeführt werden, was einem Betriebsfehler entspricht.

Alle Motorarten betrifft die Überdrehzahlgefahr durch Ölzufuhr. Dies tritt z. B. dann auf, wenn durch einen Lagerschaden am Abgasturbolader Motoröl in die Ansaugstrecke und von dort in den Brennraum gelangt (3.3.7.3). Das Motoröl verbrennt zusätzlich zum eingespritzten Kraftstoff. Solange die unkontrollierte Ölzufuhr und -verbrennung nicht unterbrochen wird, steigt die Drehzahl des Motors stetig an. Dieser Vorgang endet im Regelfall durch einen Überdrehzahl-Schaden.

Durch die steigende Drehzahl wachsen die Belastungen der Bauteile durch Massenkräfte, welche mit dem Quadrat der Drehzahl ansteigen (Formel 11). Im Ventiltrieb können durch die hohen Drehzahlen zusätzliche dynamische Effekte auftreten (Anregen von Federresonanzen etc.). Außerdem sinkt mit zunehmender Drehzahl die Federkraftreserve und es kann zu Kontaktkraftverlusten im Ventiltrieb kommen (siehe dazu Beschreibungen Kapitel 15). Neben hohen Kraftspitzen an den Kontaktstellen droht bei Überschreitung der Drehzahlgrenze ein Kontakt von Kolben und Ventilen und in der Folge ein schwerer Motorschaden.

3.2.2.2 Spezielle Betriebsbedingungen

Im Regelfall machen Motorenhersteller Vorgaben oder geben Empfehlungen für den Betrieb des Verbrennungsmotors. Dabei können große Zeitanteile (z. B. >90 % Leerlaufbetrieb) von bestimmten Betriebsbereichen oder eine starke Häufung spezieller Vorgänge, wie der Start-Stopp-Betrieb, Probleme an Verbrennungsmotoren verursachen. Die Betriebsart, und damit verbundene spezielle Bedingungen, müssen bei der Schadensanalyse an Verbrennungsmotoren stets berücksichtigt und gewertet werden.

Die meisten Motorenhersteller empfehlen für den neuen Motor eine Fahrweise für den Einlauf. In der Vergangenheit wurde dabei meist eine schrittweise Steigerung von Last

und Drehzahl vorgegeben. Dieser «schonende» Einlauf ist heute meist nicht mehr nötig, da die Komponenten so gefertigt werden, dass nur noch eine geringfügige Adaption der Oberflächen erfolgen muss. Im Gegenteil können durch ein langen «Schon-Betrieb» Probleme wie hoher Verschleiß auftreten. [21] beschreibt die Auswirkungen vom falschen Einlauf im Leerlauf, wie er «in vielen Werkstätten oder Instandsetzungsbetrieben praktiziert wird. Dabei werden vor allem Turbolader und Bauteile wie Ventile, Nockenwelle und Kipphebel, die im Ölkreislauf von der Ölpumpe weiter entfernt liegen, schlecht geschmiert.»

Bezüglich der Betriebsbedingungen gilt auch der Kaltstart von Verbrennungsmotoren als besonders kritisch. Die beim Startvorgang kalten Komponenten heizen sich mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten auf, wodurch Verschleißprobleme entstehen können. Dieses Problem kann z. B. an der Kolbengruppe auftreten. Der direkt durch die Verbrennung thermisch hoch belastete Kolben – meist aus einer Al-Legierung – heizt sich sehr schnell auf. Der umgebende Zylinder reagiert mit deutlich mehr Trägheit auf den Wärmeeintrag, womit dessen Durchmesser in Folge der Wärmedehnung nur langsam ansteigt. Abhängig vom Auslegungsspiel und den Temperaturen kann es zum sogenannten Kaltstartfresser kommen, wenn das Spiel zwischen Kolben und Zylinder zu klein oder sogar negativ wird. Folgen und Ursachen von adhäsivem Verschleiß an Kolben werden unter Kapitel 5 beschrieben.

Erschwerend kommt für das tribologische System von Kolben und Zylinder noch dazu, dass im Kaltstart der Kraftstoff aufgrund der kühlen Bedingungen oft nicht vollständig verdampft. Dieser kann zum Teil an der Zylinderwand kondensieren und dort den Schmierfilm, der die Bauteile trennen soll, abwaschen.

Auch nach dem Kaltstart bei noch nicht betriebswarmem Motor können hohe Lasten den Verschleiß im Motor beschleunigen oder sogar direkt zum Schaden führen. Dies ist unter anderem auch darauf zurückzuführen, dass sowohl das Motoröl noch nicht seine Solltemperatur und -viskosität erreicht hat als auch die Betriebsspiele zwischen den Bauteilen noch nicht im Sollbereich angelangt sind.

Der häufige Betrieb bei noch nicht betriebswarmem Motor tritt vor allem im Kurzstreckenbetrieb auf. Dabei treten verschiedene Probleme durch die Kondensation heißer Gase auf noch kühlen Bauteiloberflächen auf. Dabei können sich in AGR- und in Ansaugkanälen Ablagerungen bilden. Bild 3.4 zeigt ein Beispiel eines versottenden Ansaugkrümmers an einem Dieselmotor. Durch den hohen Anteil an Kurzstreckenbetrieb haben sich dort klebrige Rückstände gebildet.



Bild 3.4 Zugesezter, versotteter Ansaugbereich

[Bild: Wild-Motoren]

Außerdem kann vor allem bei Ottomotoren an der Zylinderlaufbahn kondensierter Kraftstoff ins Motoröl gelangen und dieses signifikant verdünnen. Weitere Ablagerungen im Kurzstreckenbetrieb bilden sich typischerweise an Zündkerzen, Ventileführungen und im Bereich der Ringnuten von Kolben.

Als generelle Herausforderung für die Haltbarkeit des Motors gilt auch der Start-Stopp-Betrieb. Dieser hat mit der Einführung verschiedener Hybridisierungsvarianten an Bedeutung gewonnen und ist heute bei Pkw-Motoren Stand der Technik. Meist sind diese Systeme mit der Motortemperatur gekoppelt und werden erst bei betriebswarmem Motor aktiv.

Vor allem für die Lagerung der Kurbelwelle, aber auch für andere Lagerstellen im Verbrennungsmotor stellt das häufige Abschalten und Wiederanlaufen des Aggregats eine erhöhte Belastung dar. Dabei durchlaufen die einzelnen tribologischen Systeme sehr häufig Mischreibungsgebiete und es kann zu erhöhtem Verschleiß kommen (3.3.4.4).

3.2.2.3 Bedienfehler

Unter dem Begriff der Bedienfehler sind in diesem Buch alle Fehler in der Bedienung und Anwendung des Verbrennungsmotors geführt. Dafür wird häufig auch der Begriff «menschliche Fehler» verwendet. Bedienfehler können beabsichtigt und unbeabsichtigt durch menschliches Handeln bzw. auch durch das Unterlassen des Handelns auftreten. Bedienfehler sind trotz vielfältiger Absicherungsmaßnahmen seitens der Motorenhersteller heute noch sehr häufig die Ursache von Motorschäden.

Unter die Bedienfehler fällt beispielsweise das oben bereits genannte Verschalten, was zu einer Überdrehzahl des Motors führen kann. Auch die meist irrtümliche Betankung des Verbrennungsmotors mit dem falschen Kraftstoff ist ein typischer Bedienfehler, der folgenschwere Konsequenzen haben kann.

Zu den Bedienfehlern an Verbrennungsmotoren gehört außerdem der Mangel an Betriebsstoffen, wobei eine zu niedrige Füllmenge von Motoröl oder Kühlwasser zu den oben genannten Fehlern durch Unterlassen des Handelns gehört. Das Fehlen von Motoröl oder Kühlwasser kann zum Ausfall der Schmierung und der Kühlung von Motorkomponenten führen und schwere Motorschäden wie z. B. einen Lagerschaden verursachen.

Auch das Leerfahren des Kraftstofftanks kann in einigen Fällen massive Folgeschäden verursachen. So wird die Kraftstoffhochdruckpumpe moderner Motoren meist mit Kraftstoff gekühlt und geschmiert. Schon ein sehr kurzer Betrieb der Kraftstoffpumpe ohne Kraftstoff kann zum Fressen der Pumpe und zum Eintrag von Abriebpartikeln in das gesamte Kraftstoffsystem führen.

Ein weiterer typischer Betriebsfehler an Verbrennungsmotoren ist der «Wasserschlag», der auftritt, wenn der Motor Wasser ansaugt. Wasser kann z. B. beim unzulässigen Durchfahren von Gewässern – oder auch bereits bei tiefen Pfützen – angesaugt werden. Es gelangt in die Zylinder und füllt dort das Kompressionsvolumen. Wasser lässt sich im Gegensatz zu Luft bzw. Luft/Kraftstoffgemisch jedoch nicht verdichten, woraus ein starker Anstieg der auf die Bauteile wirkenden Kräfte im Verdichtungstakt resultiert. Diese werden so groß, dass sich Bauteile im Kurbeltrieb

verbiegen können. Ein typisches Schadensausmaß durch einen Wasserschlag wird in Kapitel 8 beschrieben.

Weitere Schäden, die der Kategorie der Bedienfehler zugeordnet werden, sind ein Betrieb mit zu niedrigem oder zu hohem Öl- oder Wasserdruck, das «Heißfahren» des Motors oder jede Form von Weiterbetrieb des Motors bei auffälligen Geräuschen.

3.2.3 Reparatur- und Wartungsfehler

3.2.3.1 Wartungsfehler

Motorenhersteller legen in der Regel einen Wartungsplan für die technische Lebensdauer des Verbrennungsmotors fest. Dieser beinhaltet neben den zeitlichen und inhaltlichen Wartungsumfang auch Vorgaben zu den freigegebenen Betriebsstoffen und Wartungskomponenten. Der Wartungsplan wird dem Nutzer beim Kauf des Motors bzw. des Fahrzeugs oder der Anlage übergeben bzw. es erfolgt eine Einweisung. Abhängig vom Anwendungsfall gibt es Unterschiede in der Durchführung von Wartungsarbeiten. Im Pkw-Bereich werden Wartungsarbeiten fast überwiegend in Werkstätten erledigt, wohingegen bei Lkw-Motoren, aber vor allem im Land- und Baumaschinenbereich und bei Stationärmotoren bestimmte Wartungsumfänge vor Ort und in gewissem Umfang auch vom Benutzer des Fahrzeugs oder der Anlage selbst übernommen werden. Das Einhalten der Wartungsvorgaben ist unerlässlich, um die Betriebssicherheit des Verbrennungsmotors zu gewährleisten und eine hohe Lebensdauer zu erreichen. Abweichungen vom Wartungsplan sowie Fehler bei der Ausführung von Wartungsarbeiten können direkt zu Schäden am Verbrennungsmotor führen, die teure Reparaturkosten nach sich ziehen oder einen Totalausfall des Motors verursachen.

Unter die Wartungsfehler fällt z. B. das Unterlassen von Wartungsarbeiten, wie der regelmäßige Tausch von Wartungsteilen wie beispielsweise des Synchronriemens für die Motorsteuerung oder von Flach- oder Keilriemen zum Antrieb der Nebenaggregate. Auch der Tausch bzw. die Reinigung des Luftfilters, wie sie bei einigen Verbrennungsmotoren im Bau- oder Landmaschinenbereich üblich ist, sind ein typischer Wartungsumfang. Eine Weiterverwendung des Luftfilters über das festgelegte Wartungsintervall hinaus sowie fehlende Pflege oder Handhabungsfehler beim Tausch oder der Reinigung der Luftfilterung kann zu erheblichen Schäden an Motorkomponenten führen. Hiervon betroffen sind vor allem Gleitstellen am Kolben, aber auch z. B. der Kontakt vom Ventilschaft und Ventilführung. Bild 3.5 zeigt einen, in Folge einer nicht mehr ausreichender Luftfilterung, verschlissenen Kolbenschaft. Die feinen Staubpartikel, die in den Schmier-spalt zwischen dem Kolben und der Zylinderlaufbahn gelangt sind, haben die Fertigungs-spuren im Tragbereich des Kolbenschafts vollständig abgetragen. In den Randbereichen des Kolbenschaftes sind zahlreiche axial verlaufende Riefen durch die abrasive Wirkung der Partikel entstanden.

Auch die Verwendung von Komponenten ohne Herstellerfreigabe, wie z. B. falsche Zündkerzen oder Betriebsstoffe, z. B. des falschen Motoröls, kann verheerende Folgen für den Verbrennungsmotor haben.

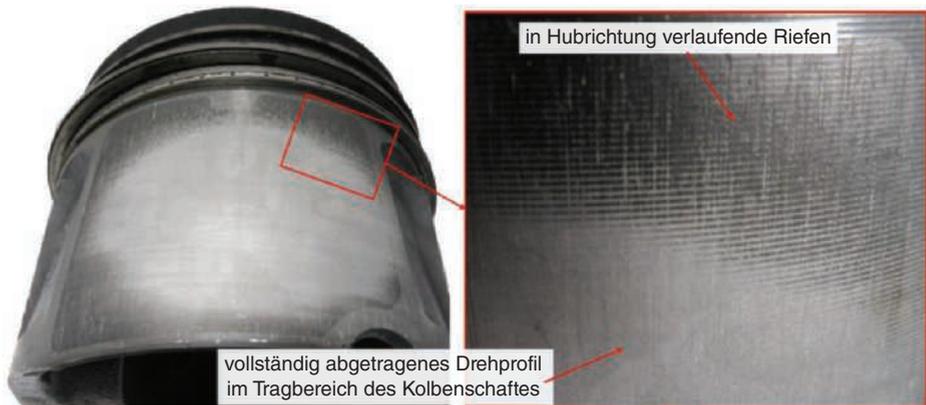


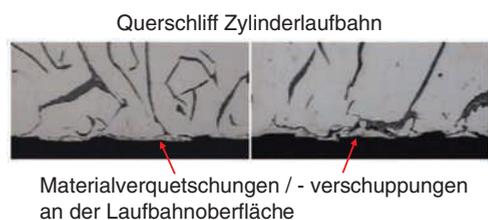
Bild 3.5 Typischer Wartungsfehler – «Staubschaden» am Schaft eines Dieselpolbens
[Bild: Motorenakademie Wild]

3.2.3.2 Bearbeitungsfehler

Im Gegensatz zu heute selten auftretenden Fertigungsfehlern bei der Produktion von Verbrennungsmotoren, treten Fehler bei der (Nach-) Bearbeitung von Motorenkomponenten immer noch vergleichsweise häufig auf. Typische Bearbeitungen im Zuge einer Motorrevision sind z. B. das Schleifen von Pleuellzapfen, das Honen von Zylinderlaufbahnen oder Bearbeitungen an Zylinderköpfen, wie die Ventilführungs- oder Ventilsitzbearbeitung. Aufgrund fehlender Kenntnisse der ursprünglichen Bearbeitung bei der Motorenherstellung, aber auch z. B. durch die Verwendung ungeeigneter Werkzeuge oder Maschinen kann es zu typischen Bearbeitungsfehlern kommen.

Ein typischer Bearbeitungsfehler, der durch eine fehlerhafte Bearbeitung von Motorenkomponenten auftritt, ist die Blechmantelbildung an Zylinderlaufbahnen, die unter Kapitel 12 beschrieben wird. Diese Verquetschungen des Laufbahnmaterials entstehen, wenn beim abschließenden Honprozess, dem Fertighonen, stumpfe Honsteine verwendet werden oder der Anpressdruck der Honleisten zu hoch ist. Das Laufbahnmaterial wird nicht abgetragen, sondern durch die fehlerhafte Bearbeitung plastisch verformt. Die dabei entstehenden Grate setzen die Honriefen zu und verhindern im Motorbetrieb das Einlagern des zur Schmierung notwendigen Motoröls. Zudem überdecken sie partiell das für die Notlauffähigkeit an Graugusslaufbahnen notwendige Grafit. Das überstehende Material kann zudem zu erhöhtem Verschleiß an Pleueln und Pleuellzapfen führen, sich im Betrieb lösen und als Abrasivstoff auch an anderen Stellen Verschleiß verursachen. Bild 3.6 zeigt zwei Schliffbilder durch eine Zylinderlaufbahn, an deren Oberfläche es zu Materialverschuppung – Blechmantelbildung – kam.

Bild 3.6 Blechmantelbildung
Zylinderlaufbahn
[Bild: MS Motorservice International GmbH]



3.2.3.3 Montagefehler

Relativ häufig werden Motorschäden durch Fehler bei der Motormontage verursacht, dabei gibt es eine Vielzahl verschiedener Ursachen, die durch Abweichungen von den Herstellervorgaben auftreten können. Charakteristisch für diese Fehlerart ist, dass sie meist zeitlich relativ kurz nach einem Werkstattaufenthalt auftreten. Montagefehler können z. B. Fehler beim Schraubenzug sein, die folgenschwere Konsequenzen haben. Werden beispielsweise die Schrauben, der Pleuel- oder Hauptlager nicht entsprechend den Herstellervorgaben angezogen, passt die Lagerform und das Lagerspiel nicht und es kann zu einem Lagerschaden und einem Totalausfall des Motors kommen. In Kapitel 8 wird ein Schaden beschrieben, der auf nicht richtig angezogene Pleuelschrauben zurückgeführt werden konnte. Auch Fehler bei Montagearbeiten an der Motorsteuerung, z. B. wenn Fehler bei der Spannung von Steuerketten oder Zahnriemens gemacht werden, führen häufig zu massiven Motorschäden.

Ein anderen typischen Montagefehler zeigt Bild 3.7. Dort wurde beim Montieren des Kolbens in den Zylinder das Rail eines 3-tlg. Ölabbstreifings verbogen. Dieser Montagefehler wurde durch den nicht sachgemäßen Gebrauch eines Kolbenringspannbands verursacht. Beim Einführen des Kolbens in den Zylinder wurde die obere Rail des Kolbenrings zwischen Kolben und Zylinder eingeklemmt und ist letztlich abgebrochen. Die überstehenden Bruchkanten der Rail haben außerdem die Zylinderlaufbahn beschädigt. Der Schaden wurde durch einen starken erhöhten Ölverbrauch des Motors festgestellt.



Bild 3.7 Fehlerhafte Montage des dreiteiligen Ölabbstreifings und Folgeschäden
[Bild: Motorenakademie Wild]

3.3 Beanspruchungen und Schadensarten

3.3.1 Mechanische Beanspruchung – Brüche

Bauteile werden immer dann mechanisch belastet, wenn äußere Kräfte auf das Bauteil einwirken. Übersteigen die von außen auf das Bauteil wirkenden Kräfte kritische Werte, spricht man von einer mechanischen Überbeanspruchung und es folgt der Bruch des Bauteils. Er beschreibt die vollständige Werkstofftrennung eines Bauteils, wohingegen ein Riss die Vorstufe darstellt und nur eine lokale Werkstofftrennung bezeichnet.

Brüche an Motorkomponenten sind häufig die Ursache kapitaler Motorschäden. Die Unterscheidung, welche Bruchart vorliegt, ist ein elementarer Bestandteil bei der Analyse

von Motorschäden. Die Basis zum Verständnis von Brüchen bildet die Beschreibung der Belastungen, die Brüche verursachen (Fachgebiet Festigkeitslehre) und die Abläufe von der Rissausbreitung bis zum Bruch (Fachgebiet Bruchmechanik). Dazu werden einige Grundlagen erläutert, jedoch kann bei diesen komplexen Themen im Rahmen dieses Buchs keine ausführliche Beschreibung erfolgen. Dafür empfiehlt sich allgemeine Fachliteratur des Maschinenbaus oder der Werkstoffwissenschaften.

3.3.1.1 Mechanische Kräfte und Spannungen in Bauteilen

Von außen auf Bauteile wirkende Kräfte unterscheidet man nach den Angriffspunkten und der Wirkrichtung auf das Bauteil in Zug-, Druck-, Scher-, Biege- und Torsionskräfte (vgl. Bild 3.8).

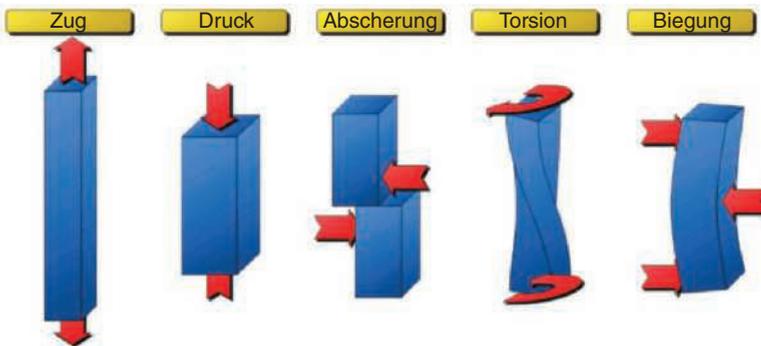


Bild 3.8 Belastungsarten – äußere Kräfte [Bild: www.tec-science.com]

Um die Kräfte mit der Belastbarkeit des Bauteils in Relation zu setzen, bezieht man die wirkende Kraft auf die beanspruchte Fläche des Bauteils. Damit erhält man ein Maß für die innere Beanspruchung des Bauteils. Diese flächenbezogene Kraft wird als Spannung bezeichnet. Entsprechend der Spannungsrichtung unterscheidet man:

- Normalspannungen, mit senkrechter Krafteinwirkung auf die Schnittfläche vgl. Bild 3.9, rote Pfeile treten bei Zug-, Druck- und Biegebelastungen auf.
- Schubspannungen, mit paralleler Kraftwirkung zur Schnittfläche vgl. Bild 3.9, grüne Pfeile treten bei Querkräften und Torsion auf.

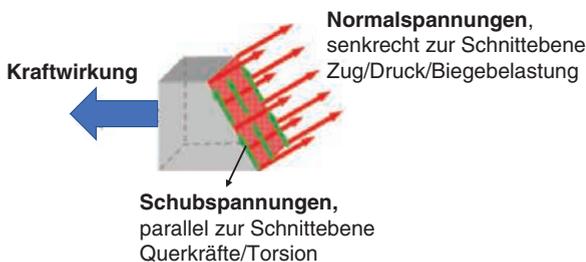


Bild 3.9 Normal- und Schubspannungen

Jede auftretende Belastung kann in diese Hauptspannungsrichtungen zerlegt werden. Dabei kommt es sehr häufig vor, dass Kombinationen der beiden Spannungen vorliegen und dass Spannungen in mehreren Achsen (mehrachsigem Spannungszustand) auftreten.

Belastungsarten lassen sich auch nach dem zeitlichen Verlauf untergliedern. Dabei unterscheidet man entsprechend Bild 3.10, nach:

- ruhender, statischer Beanspruchung, wenn die Höhe der Beanspruchung über der Zeit konstant bleibt;
- monoton ansteigender Beanspruchung, wenn die Beanspruchung über der Zeit einen linearen Verlauf nimmt (man spricht hier auch von einer quasistatischen Beanspruchung);
- schwingender, zyklischer Beanspruchung, wenn die Beanspruchung über der Zeit einen wechselnden oder schwellegenden Verlauf nimmt;
- hochdynamische Beanspruchung, wenn in kurzen Zeitabständen häufige Wechsel der Beanspruchungsrichtung und -höhe erfolgen. Darunter fallen auch stoßartige Belastungen.

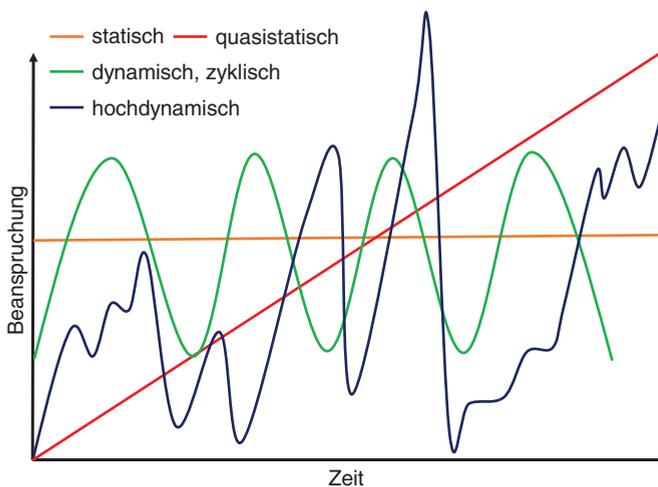


Bild 3.10 Zeitlicher Verlauf von Beanspruchungen

Neben den Bauteilspannungen, die durch das Einwirken äußerer Kräfte verursacht werden, existieren auch Eigenspannungen in Bauteilen, die ohne äußere Krafteinwirkung entstehen. Eigenspannungen von Bauteilen können verschiedene Ursachen haben, diese entstehen z. B. durch plastische Verformungen des Bauteils, durch Inhomogenitäten des Werkstoffs oder durch thermische Verspannungen, die z. B. bei der Fertigung von Bauteilen im Gießprozess oder bei der Wärmebehandlung auftreten. Eigenspannungen sind z. B. häufig bei Rissen in Zylinderköpfen relevant, diese werden unter Kapitel 14 beschrieben.

3.3.1.2 Bruchursachen, Bruchmechanismus

Wird die Festigkeit oder Verformbarkeit eines Bauteils durch die Wirkung innerer und äußerer Kräfte überschritten, entsteht zunächst ein Anriss. Dabei wird lokal der atomare Zusammenhalt im Werkstoff des Bauteils nicht mehr umkehrbar getrennt. Durch äußere Lasten entstehende Risse unterscheidet man nach Spannungszuständen in Zug-, Biege-, Biegezug-, Schub- und Scherrisse. Risse in Bauteilen können auch durch innere Spannungen, Eigenspannungen, entstehen. Bezeichnungen sind dafür z. B. Schwind-, Dehnungs- oder Schrumpfrisse.

Ausgehend vom beschriebenen Anriss läuft der Bruchmechanismus bis zum Bruch, der vollständigen Trennung des Bauteils in zwei oder mehrere Teile, nach einem bestimmten Prozess ab. Dieser Bruchentstehungsprozess ist in unterschiedliche Phasen untergliedert, die Rissbildungsphase, die Phase der Rissausbreitung und den finalen Bruch.

Die Rissausbreitung beschreibt das Wachstum von Rissen in einem Bauteil durch fortschreitende Trennung des Materials. Bei bekannter Geschwindigkeit der Rissausbreitung lässt sich die Lebensdauer von Bauteilen bestimmen. In der praktischen Anwendung bei Motorenbauteilen ist die Rissfortschrittsgeschwindigkeit jedoch selten exakt bekannt, sodass lediglich eine Lebensdauerabschätzung / -vorhersage möglich ist. Entsprechend der Geschwindigkeit des Risswachstums unterscheidet man die stabile und die instabile Rissausbreitung. In der stabilen Phase, die durch das Paris-Gesetz beschrieben wird, verläuft die Rissausbreitung mit konstanter Geschwindigkeit; der Rissfortschritt besitzt einen linearen Verlauf. Mit dem Übergang von der stabilen in die instabile Phase beginnt die Phase der Bruchauslösung.

Diese wird entweder bei einer kritischen Beanspruchung oder einer kritischen Risslänge erreicht. In dieser Phase geht die Rissausbreitung von einem linearen Verlauf in einen exponentiellen Zuwachs über, bis das Bauteil final bricht.

Bei einer Bruchflächenanalyse lassen sich die Phasen von stabilen und instabilen Risswachstum unterscheiden. Dies wird unter Abschnitt 3.3.1.4 genauer erläutert.

3.3.1.3 Werkstoffeigenschaften und Verformungsverhalten von Werkstoffen

Neben den beschriebenen Belastungen haben Werkstoffeigenschaften entscheidenden Einfluss auf das Bruchverhalten von Bauteilen. Dabei hat speziell das Verformungsverhalten des Werkstoffs große Relevanz.

Wichtige Kenngrößen von Werkstoffen, deren Verformungs- und Bruchverhalten werden in Zugversuchen ermittelt. Dabei werden Werkstoffproben einachsig mit einer Zugbeanspruchung belastet, die bis zum Bruch der Probe gesteigert wird. Der Kraftverlauf wird in Abhängigkeit der Längenänderung der Probe aufgezeichnet und aus den Messwerten ein Spannungs-Dehnungs-Diagramm erstellt. Bild 3.11 zeigt ein solches Diagramm für einen Werkstoff, der eine ausgeprägte Streckgrenze hat.

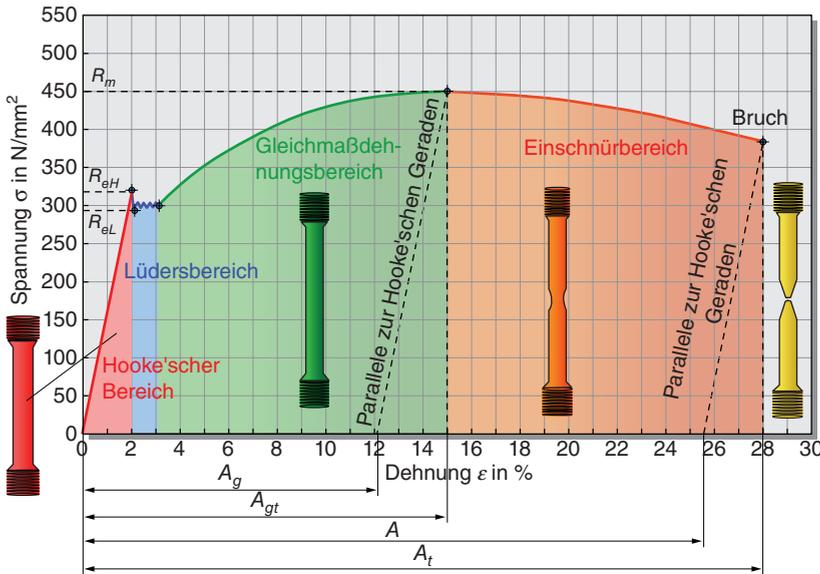


Bild 3.11 Ergebnis eines Zugversuchs Spannungs-Dehnungs-Diagramm
[Bild: www.tec-science.com]

Farblich gekennzeichnet sind unterschiedliche Bereiche, die im Verlauf des Zugversuchs durchlaufen werden, wobei dort jeweils bestimmte Vorgänge im Werkstoff ablaufen. Der lineare Verlauf (roter Bereich), in dem die Dehnung proportional zur Spannung zunimmt, wird auch Hookesche Gerade genannt. In diesem Bereich verformt sich die Werkstoffprobe elastisch. Bei Wegnahme der auf die Probe wirkenden Kraft würde die Verformung des Werkstoffs wieder vollständig zurückgehen. Der Zusammenhang zwischen der Spannung σ [N/mm²] und der Dehnung ϵ [%] im Bereich der Hookeschen Gerade wird durch den Elastizitätsmodul (E-Modul) nach Formel 34 beschrieben.

$$E = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\epsilon} \quad \text{Formel 34 – E-Modul}$$

Der E-Modul beschreibt welche Spannung nötig ist, um einen Werkstoff um ein bestimmtes Maß elastisch zu dehnen. Er ist ein Kennwert, der die Steifigkeit eines Werkstoffs beschreibt.

Das Ende des elastischen Bereichs ist durch den Kennwert der Streckgrenze R_e gekennzeichnet. Diese hat eine Aussagekraft bezüglich der Beanspruchbarkeit eines Werkstoffes. Bei einigen Werkstoffen, z. B. AlSi-Kolbenlegierungen, lässt sich die Streckgrenze im Zugversuch nicht eindeutig bestimmen (Bild 3.12, grün). Stattdessen wird dann auch der Kennwert der Dehngrenze $R_{p0,2}$ benutzt.

Mit Überschreitung der Streckgrenze beginnt der Bereich, in dem sich die Probe plastisch und damit irreversibel verformt. Beim Überschreiten der Streckgrenze fällt die Spannung zunächst ab, obwohl die Dehnung der Probe zunimmt. Dieser Effekt wird als **Streckgrenzeeffekt** bezeichnet und wird durch die Bewegung einer Versetzungsfront durch die Probe hervorgerufen. Wenn dieser, auch mit Lüders-Bereich bezeichnete, Bereich, der vorwiegend bei niedrig- und unlegierten Kohlenstoffstählen auftritt, durchschritten ist, beginnt der Gleichmaßdehnungsbereich. Dieser ist gekennzeichnet durch

eine homogene plastische Verformung, bei der der Probenquerschnitt gleichmäßig über der gesamten Probenlänge abnimmt. Der Kurvenverlauf flacht dabei ab, weil der Kraftaufwand zur Dehnung der Probe sinkt, was durch den kleiner werdenden Probenquerschnitt begründet ist.

Der Gleichmaßdehnungsbereich endet, wenn die maximale Spannung im Zugversuch erreicht ist. Die maximale ertragbare Zugspannung der Probe wird durch die Zugfestigkeit R_m gekennzeichnet.

Auch das Verhältnis von Streckgrenze und Zugfestigkeit, bezeichnet als **Streckgrenzenverhältnis**, ist ein wichtiger Werkstoffkennwert, der im Zugversuch ermittelt wird. Im Allgemeinen wird dabei ein möglichst großer Abstand zwischen der Streckgrenze und der Zugfestigkeit angestrebt, womit bei Überschreiten der Streckgrenze noch eine ausreichende Sicherheit bis zum finalen Bruch des Bauteils gegeben ist.

Die mit der Zugfestigkeit beginnende letzte Phase des Zugversuchs endet mit dem Bruch der Werkstoffprobe. Sie wird **Einschnürbereich** genannt, weil sich die Werkstoffprobe lokal einschnürt bzw. verjüngt. Die Verringerung des Querschnitts ist die Ursache, dass nachdem Spannungsmaximum (Zugfestigkeit) die zur weiteren Verformung benötigte Spannung abfällt. Der Einschnürbereich endet mit dem Bruch der Werkstoffprobe.

Nach Bruch der Werkstoffprobe können die beiden Kennwerte der Bruchdehnung, welche die bleibende (Längen-) Dehnung der Probe beschreibt, und der Brucheinschnürung, die die Querschnittsveränderung nach Bruch beschreibt, ermittelt werden. Beide Kennwerte geben Aufschluss über die Verformungsfähigkeit von Werkstoffen.

Vergleichsweise hohe Werte der Bruchdehnung und der Brucheinschnürung sind Kennzeichen von duktilen Werkstoffen. Die Duktilität eines Werkstoffs beschreibt dessen Eigenschaft, sich unter Belastung plastisch zu verformen. Auch beim Bruchverhalten, das im folgenden Abschnitt beschrieben wird, gibt es Unterschiede zwischen spröden und duktilen Werkstoffen. Bild 3.12 zeigt exemplarische Spannungs-Dehnungs-Diagramme für duktilen Werkstoffverhalten mit und ohne ausgeprägte Streckgrenze ($R_e / R_{p0,2}$) und für sprödes Werkstoffverhalten. Eine deutliche Streckgrenze prägt sich normalerweise bei un- oder niedriglegierten Stählen mit geringem Kohlenstoffanteilen aus. Höherlegierte Stähle sowie Vergütungsstähle und auch Aluminiumlegierungen haben dagegen keine deutliche Ausprägung einer Streckgrenze, weshalb man stattdessen die Dehngrenze $R_{p0,2}$ als Kennwert am Ende der Hookschen Gerade verwendet. Vertreter von sprödem Werkstoffverhalten sind z. B. Gusseisen-Werkstoffe.

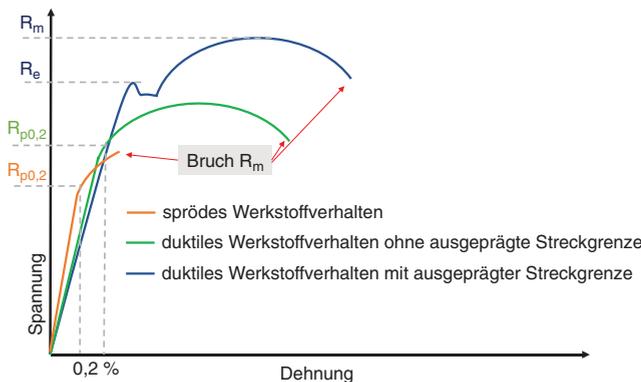


Bild 3.12 Bruchverhalten duktiler und spröder Werkstoffe mit und ohne ausgeprägte Streckgrenze

3.3.1.4 Bruchformen

Bei den Bruchformen metallischer Werkstoffe unterscheidet man generell zwischen Gewalt- und Dauer- bzw. Schwingbrüchen.

Gewaltbrüche an Bauteilen entstehen durch einmalige, statische und zügige bzw. schlagartige Beanspruchung. Dabei werden die statischen Festigkeitsgrenzwerte des Werkstoffs überschritten und es kommt zur Werkstofftrennung. Dauerbruch entstehen durch vergleichsweise langanhaltende Wechselbeanspruchung des Bauteils oberhalb der Dauerfestigkeit des Werkstoffs. Die charakteristischen Eigenschaften der verschiedenen Bruchformen und deren Unterscheidungsmerkmale werden im Folgenden beschrieben.

Gewaltbruch

Der im vorausgegangenen Abschnitt beschriebene Zugversuch, bei dem die Werkstoffprobe einmalig und zügig in Zugrichtung beansprucht wird, führt zum Gewaltbruch der Probe. Gewaltbrüche werden dementsprechend weiter in zähe bzw. duktile Gewaltbrüche mit deutlicher plastischer Verformung des Bauteils und in spröde, verformungsfreie bzw. verformungsarme Gewaltbrüche unterteilt. Sprödebrüche entstehen, indem die Kohäsionskräfte des Werkstoffs überwunden werden. Brüche zäher Werkstoffe entstehen durch das bei plastischer Verformung auftretende Abgleiten entlang von Ebenen maximaler Schubspannungen. Bild 3.13 zeigt Werkstoffproben der beiden Brucharten nach dem Zugversuch. Der duktilere Werkstoff verformt sich bzw. schnürt sich vor dem Bruch deutlich ein, während der spröde Werkstoff ansatzlos und ohne Verformung bricht.



Bild 3.13 Spröder und duktiler Gewaltbruch an Zugproben [Bild: www.tec-science.com]

Im Allgemeinen ist eine ausgeprägte Duktilität eine erwünschte Werkstoffeigenschaft. Spröde Werkstoffe haben im Vergleich zu duktilen Werkstoffen nur geringe Verformungsreserven und brechen unmittelbar und schlagartig, nachdem der elastische Spannungszustand durchschritten ist ohne ein ausgeprägtes Fließen des Werkstoffs. Der Bruch spröder Werkstoffe kündigt sich nicht durch Bauteilverformung an, was ihn besonders

kritisch macht. Durch Verformungen von Bauteilen treten oft Abweichungen im Betrieb, z. B. laute Motorgeräusche, auf. Werden diese rechtzeitig erkannt, können Brüche von Bauteilen rechtzeitig abgefangen und damit größere Schäden verhindert werden.

Makroskopisch werden spröde gebrochene Bruchflächen meist als körnig, reflektierend und kristallin beschrieben. Die Bruchfläche von zähen Werkstoffen, die sich vor dem Bruch deutlich verformen, erscheint im Gegensatz zu Sprödbbruchflächen eher matt. Außerdem ist die Bruchfläche meist stark verformt und hat eine ausgeprägte Topografie. Bild 3.14 zeigt exemplarisch die makroskopische Betrachtung einer Sprödbbruch- und einer Verformungsbruchfläche.



Bild 3.14 Makroskopische Merkmale Sprödbbruch- und Verformungsbruchfläche [Bild: www.tec-science.com]

Neben den beschriebenen makroskopischen Merkmalen weisen Gewaltbrüche auch bei mikroskopischer Betrachtung charakteristische Merkmale auf, anhand derer eine Unterscheidung möglich ist. Bei mikroskopischer Betrachtung der Bruchfläche unterscheidet man Gewaltbrüche in den Gleitbruch und den Spaltbruch. Bild 3.15 stellt je eine Mikroskopaufnahme einer charakteristischen Bruchfläche dar.

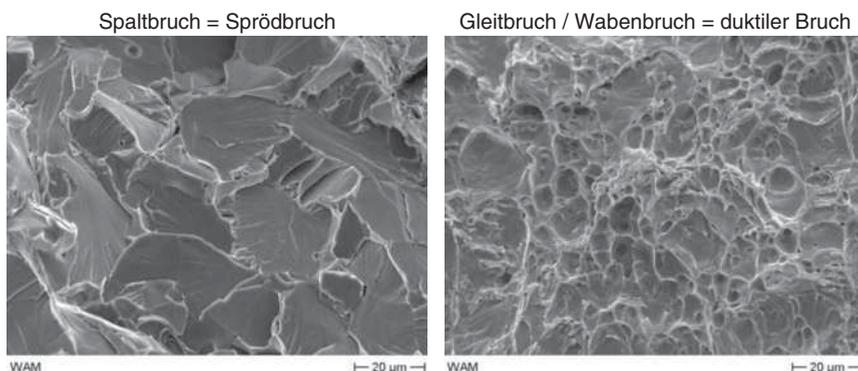


Bild 3.15 Bruchflächen Spaltbruch und Gleit- bzw. Wabenbruch [22]

Der Gleitbruch tritt bei zähen Werkstoffen auf, wenn sich die Probe bzw. das Bauteil vor dem Bruch ausgeprägt verformt. Der Bruch verläuft dabei unter 45° zur Zugrichtung in Richtung der maximalen Schubspannung. Die Bruchfläche weist charakteristische Waben auf, weshalb man den Gleitbruch auch als Wabenbruch bezeichnet.

Bei spröden Werkstoffen, die wenig Gleitmöglichkeiten aufweisen, tritt im Regelfall der Spaltbruch auf. Der Bruch erfolgt nahezu ohne Verformungen, senkrecht zur Zugrichtung entlang von Spaltbrüchebenen. Diese sind das charakteristische Erkennungsmerkmal des Spaltbruchs.

Gleit- und Spaltbrüche können inter- oder transkristallin auftreten. Der interkristalline Riss verläuft entlang der Korngrenzen. Wohingegen der transkristalline Rissverlauf direkt durch die Körner des Gefüges verläuft. «Die Festigkeit der Korngrenzen ist bei homogenen Werkstoffen in der Regel größer als die Festigkeit der Matrix; deswegen sind interkristalline Brüche meist ein Zeichen von geschädigten Korngrenzen. Dieser Zustand wird verursacht durch Anhäufung von Ausscheidungen (z. B. Karbide im Stahl), Verunreinigungen (z. B. submikroskopische Korngrenzenbeläge wie Phosphor oder Arsen in Vergütungsstählen), Wasserstoff entlang den Korngrenzen (Beizen oder galvanische Vorgänge) oder durch Einwirkung korrosiver Medien (z. B. Ammoniak auf Messing, Wasserstoff auf hochfestem Stahl).» [23]

Ein weiteres Merkmal zur Unterscheidung von Brüchen ist der Bruchverlauf, der durch das Bauteil verläuft. Aus den charakteristischen Bruchverläufen lassen sich Rückschlüsse auf die Schadensursache schließen. Man setzt dabei die Hauptbruchebeine in Relation zur Beanspruchungsrichtung. Brüche, die in Richtung der maximalen Schubspannung verlaufen, treten vor allem bei duktilen Werkstoffen auf. Senkrecht zur Beanspruchung auftretende Brüche sind charakteristische Merkmale von Sprödbrüchen. Bild 3.16 stellt die unterschiedlichen Beanspruchungsarten, die resultierende Spannungen und deren Wirkrichtung und den daraus verursachten Bruchverlauf dar.

Beanspruchungsart Richtung der Kraft	Normalspannung maximal		Schubspannung maximal	
	Richtung der Spannung	Bruchverlauf (Trennbruch, Sprödbbruch)	Richtung der Spannung	Bruchverlauf (Schub- oder Gleitbruch)
Zug				
Druck				
Biegung				
Torsion				

Bild 3.16 Beanspruchungsarten – Spannungen und Bruchverlauf [24]

Ermüdungsbruch / Dauerbruch / Schwingbruch

Im Gegensatz zum Gewaltbruch – bei dem eine einmalige, statische Überbeanspruchung zum Bruch des Bauteils führt – sind die Ursachen von Ermüdungsbrüchen länger anhaltende, dynamisch wechselnde Belastungen. Der Ermüdungsbruch, der auch mit Dauer- oder Schwingbruch bezeichnet wird, ist typischerweise der primäre Bruch von dynamisch

belasteten Motorkomponenten und damit häufig die initiale Schadensursache eines Motorschadens.

Die Beanspruchungshöhe, die zum Ermüdungsbruch eines Bauteils führt, kann deutlich unter der statischen Werkstofffestigkeit, die im Zugversuch ermittelt wird, liegen. Diese Grenzbelastung, die auch mit dem Begriff der **Dauerfestigkeit** bezeichnet wird, wird – im nach ihrem Erfinder benannten – Wöhler-Versuch für Werkstoffproben oder ganze Bauteile ermittelt. Das Ergebnis des Wöhler-Versuchs ist die Ermittlung der Abhängigkeit der Anzahl der ertragbaren Schwingspiele eines Bauteils von der aufgebrachten Spannungsamplitude. Dabei werden Werkstoffproben oder auch komplette Bauteile sich periodisch wiederholenden Lasten ausgesetzt, bis ein Anriss oder der vollständige Bruch der Probe bzw. des Bauteils auftritt. Man unterscheidet dabei verschiedene Lastfälle (Bild 3.17) Bei der Wechselbeanspruchung ist die Beanspruchungshöhe und -richtung variabel und es treten sowohl Zug- als auch Druckspannungen auf. Eine schwelende Beanspruchung liegt dann vor, wenn die Beanspruchungsrichtung konstant ist und nur die Höhe der Beanspruchung veränderlich ist.

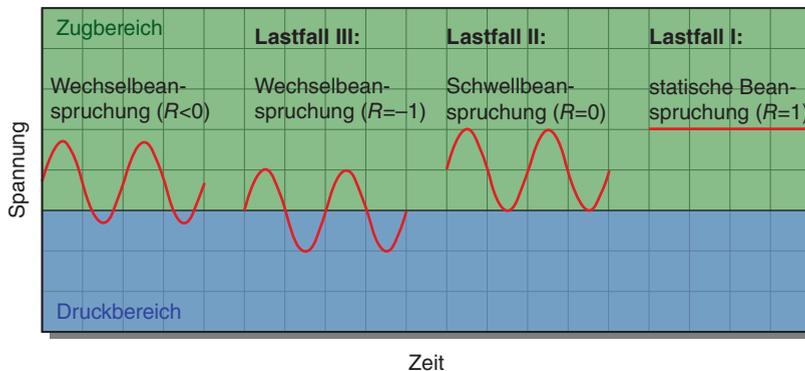


Bild 3.17 Lastfälle bei dynamischer Beanspruchung [Bild: www.tec-science.com]

Mit dem Begriff der Dauerfestigkeit wird üblicherweise die Spannungsamplitude bezeichnet, bei der 10 Millionen Lastzyklen erreicht werden. Um Aussagen zur Dauerfestigkeit einer Probe oder eines Bauteils zu treffen, ist es nötig, mehrere identische Teile dynamisch zu prüfen. Dabei wird die Beanspruchungshöhe variiert und die Lastspielzahl bis zum Bruch ermittelt. Die Belastung wird schrittweise zurückgenommen, bis kein Bruch der Probe oder des Bauteils mehr auftritt, womit die Dauerfestigkeit erreicht ist.

Die im Wöhler-Versuch ermittelnden Ergebnisse, die Nennspannungsamplitude über der Schwingspielzahl, werden in Diagrammen dargestellt. Die Verbindungen zwischen den einzelnen Messergebnissen werden als Wöhlerlinie oder Wöhlerkurve bezeichnet (vgl. Bild 3.18).

Im Wöhlerdiagramm unterscheidet man grundsätzlich drei verschiedene Belastungsniveaus. Die Kurzzeitfestigkeit ist gekennzeichnet durch hohe Belastungen, bei denen die Probe bzw. das Bauteil nach einer relativ geringen Anzahl von Lastwechseln bricht. Mit der Kurzzeitfestigkeit bezeichnet man den **Low-Cycle-Fatigue**- (LCF) Bereich, der unterhalb von ca. 10.000 bis ca. 100.000 Lastspielen liegt. Auf den Bereich der Kurzzeitfestigkeit folgt der **High-Cycle-Fatigue**- (HCF) Bereich, die Langzeitfestigkeit. In diesem Bereich fällt die Spannungsamplitude deutlich ab, womit die Anzahl der ertragbaren

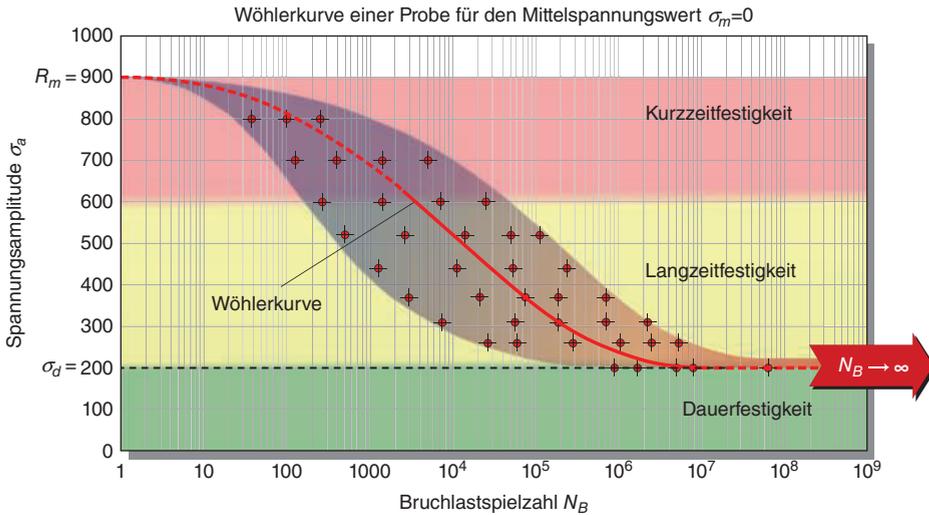


Bild 3.18 Ergebnis eines Dauerschwingversuchs – Darstellung Wöhlerkurve
[Bild: www.tec-science.com]

Lastspiele ansteigt. Der Bereich, in dem die Wöhler-Linie sich einem horizontalen Verlauf annähert, wird mit Dauerfestigkeit bezeichnet. Dieser beginnt ab ca. 10.000.000 Lastwechseln. Hier sind die Lastamplituden so niedrig, dass kein Bruch der Probe oder des Bauteils mehr eintritt und diese bezogen auf die Last als dauerhaft eingestuft werden.

Ermüdungsbrüche entstehen vorwiegend an Kerben, Querschnittsänderungen, Fehlstellen oder Oberflächenfehlern von Bauteilen. Dabei kann der Bruchausgang an der Oberfläche des Bauteils entstehen sowie auch aus dem Bauteilinneren, was vor allem im HCF-Bereich der Fall sein kann. Bild 3.19 zeigt schematisch Bruchflächen von Ermüdungsbrüchen mit unterschiedlichem Bruchausgang.

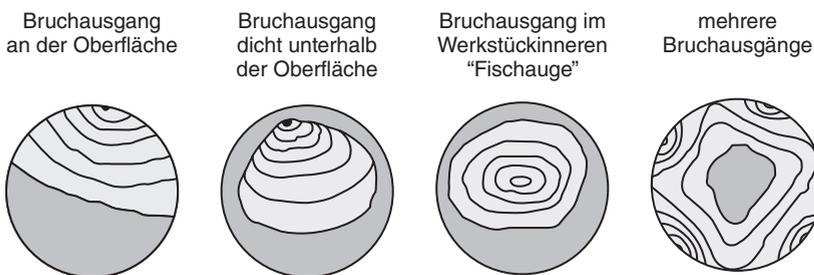


Bild 3.19 Lage der Ausgangspunkte von Schwingbrüchen [14]

Wird die Belastung nach der Rissinitiation aufrechterhalten, vergrößert sich der Riss in der Phase der Rissausbreitung. Durch den sich ausbreitenden Riss wird der tragende Querschnitt des Bauteils immer weiter reduziert, bis die Zugfestigkeit im verbleibenden Querschnitt überschritten wird. Dabei erfolgt der Übergang des Rissfortschritts von der stabilen Phase (konstante Geschwindigkeit) in die instabile Phase, worauf der Restgewaltbruch des Bauteils und damit die vollständige Trennung des Bauteils eintritt. Bild 3.20 zeigt schematisch die Bruchfläche eines durch Schwingbruch gebrochenen Bauteils.

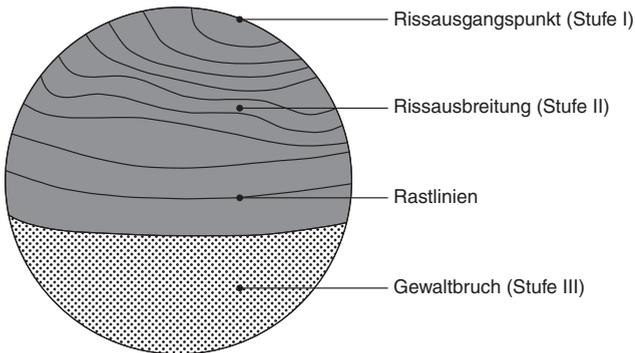


Bild 3.20 Ermüdungsbruchfläche schematisch [Bild: www.tec-science.com]

Die Bruchfläche von Ermüdungsbrüchen hat sowohl makroskopisch als auch mikroskopisch charakteristische Merkmale, die Rückschlüsse auf die Schadensursache zulassen. Dabei ist der Übergang von der Makroskopie zur Mikroskopie fließend und hängt auch von der Bauteilgröße ab. Das Auftreten einzelner Merkmale ist nicht zwingend und das Finden von eindeutigen Merkmalen wird häufig dadurch erschwert, dass die Bruchflächen im Motorbetrieb zerrieben oder zerschlagen werden.

Typische Merkmale auf Dauerbruchflächen sind Schwingstreifen und Rastlinien sowie die charakteristische Topografie der Oberfläche. Schwingstreifen und Rastlinien werden in der Praxis sehr häufig verwechselt. Ihr Entstehen und verschiedene Ausprägungen werden im Folgenden beschrieben.

Nach der Entstehung des Risses schreitet der Riss durch die zyklische Belastung durch das Bauteil weiter voran. Durch die wechselnden Belastungszyklen entstehen dabei Schwingstreifen auf der Bruchfläche des Bauteils (Bild 3.21). Schwingstreifen, die auch mit Ermüdungsstreifen bezeichnet werden, sind sehr feine Furchen, die sich im Regelfall nur mit Rasterelektronenmikroskopen erkennen lassen. «Es wird allgemein angenommen, dass der Abstand zwischen zwei Ermüdungsstreifen jener Rissstrecke entspricht, die während eines Lastwechsels entstanden ist. Verschiedene Untersuchungen haben ergeben, dass bei aushärtbaren Al-Knetlegierungen sowie bei verschiedenen Stählen eine gute Übereinstimmung zwischen Abstand und Risslängenzunahme pro Lastwechsel besteht. Diese Korrelation gilt aber nur im Bereich von $0,1 \mu\text{m/LW}$ bis $1 \mu\text{m/LW}$. Bei kleineren Rissausbreitungsgeschwindigkeiten ist der Abstand der Streifen größer als die effektive Länge des Rissfortschrittes, was bedeutet, dass nicht jeder Lastwechsel einen Ermüdungsstreifen hinterlässt. Rückschlüsse aus der Dichte der Ermüdungsstreifen auf die Ausbreitungsgeschwindigkeit sollten daher mit äußerster Vorsicht gezogen werden.» [23]

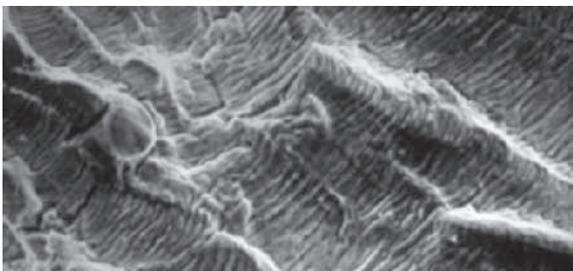


Bild 3.21 Ermüdungsbruchfläche im Rasterelektronenmikroskop, typische Schwingstreifen

Rastlinien entstehen während «Rastphasen» des Bruches, bei starken Änderungen der Geschwindigkeit, mit der sich der Riss ausbreitet. Geschwindigkeitsänderungen resultieren aus Änderungen der Lastichtung oder bei großen Änderungen der Lastamplitude, z. B. beim Wechsel von Betriebspunkten zwischen Leerlauf, Teillast und Volllast oder beim Abstellen und Starten des Motors. Bild 3.22 zeigt eine typische Dauerbruchfläche mit ausgeprägten Rastlinien und dem finalen Restgewaltbruch, der Bestandteil eines jeden Dauerbruchs ist.

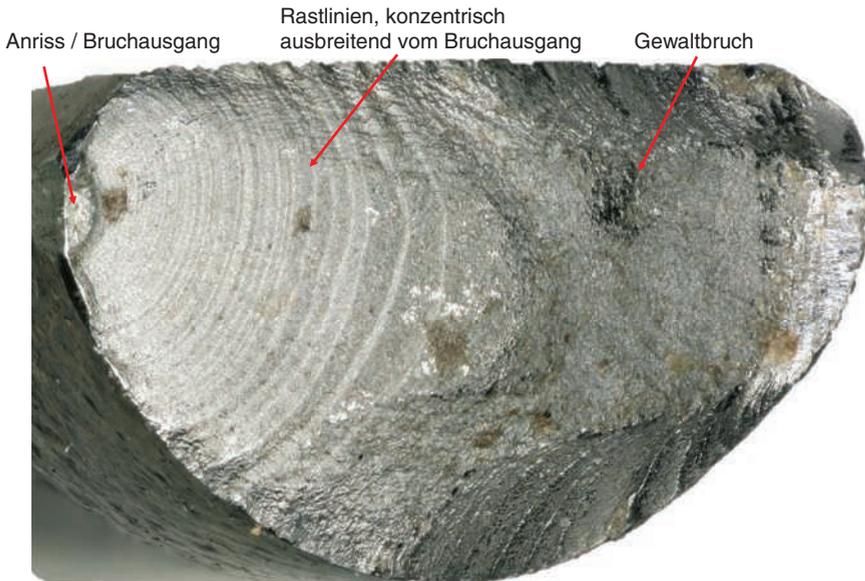


Bild 3.22 Makroskopische Betrachtung einer Dauerbruchfläche mit Rastlinien

Rastlinien entstehen durch Korrosionsvorgänge an der sich ausbreitenden Rissfront. Sie prägen sich dann aus, wenn sich die Ausbreitung der Rissfront durch Änderung des Betriebs z. B. durch das Abstellen des Motors oder eine Lastzunahme bzw. -abnahme, verlangsamt oder beschleunigt und damit mehr oder weniger Zeit für die Oxidation der Rissfront zur Verfügung steht. Die unterschiedlich stark oxidierten Rissfronten sind dann als Rastlinie; im Gegensatz zu Schwingstreifen oft auch makroskopisch erkennbar.

Rastlinien breiten sich senkrecht zur Rissausbreitungsrichtung aus und prägen sich dabei konzentrisch oder konkav zum Ort des Bruchausgangs aus. In diesem Bereich liegen sie aufgrund des geringen Rissfortschritts relativ dicht zusammen. Mit fortschreitendem Abstand zum Bruchausgangsort vergrößert sich deren Abstand, da die Rissfortschrittsgeschwindigkeit in Folge des sich reduzierenden Bauteilquerschnitts zunimmt. Der Dauerbruch endet mit dem Restgewaltbruch, dessen Anteil an der Gesamtbruchfläche Rückschlüsse auf die Belastung des Bauteils zulässt (Bild 3.23). Ein geringer Anteil der Gewaltbruchfläche deutet auf eine eher niedrige dynamische Belastung hin und ein vergleichsweise geringes Überschreiten der Bauteilsicherheit im Motorbetrieb. Ein hoher Gewaltbruchanteil auf einer Dauerbruchfläche ist ein Merkmal starker Überlastung des Bauteils im Motorbetrieb.

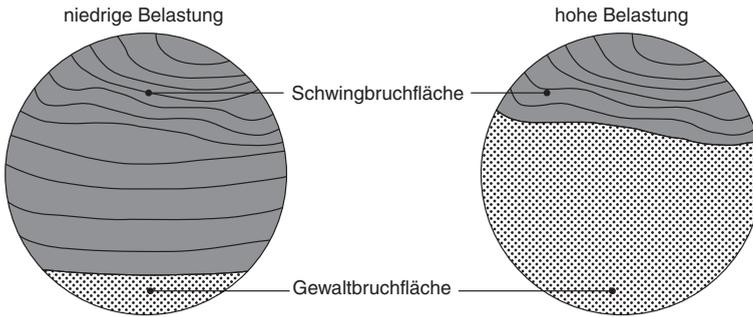


Bild 3.23 Anteil der Gewaltbruchfläche bei niedriger und hoher Belastung
[Bild: www.tec-science.com]

Aus der Ausprägung der Rastlinien selbst, deren Krümmung, Lage der Bruchausgangsorte etc. lassen sich Rückschlüsse auf die wirkende Beanspruchungsart ziehen. Bild 3.24 zeigt Grundformen von Ermüdungsbruchflächen an Bauteilen mit rundem Querschnitt und die zugeordneten Belastungsarten, unter denen diese Bruchflächen entstehen.

Ausbildungsformen von Bruchflächen bei Dauerschwingbeanspruchung

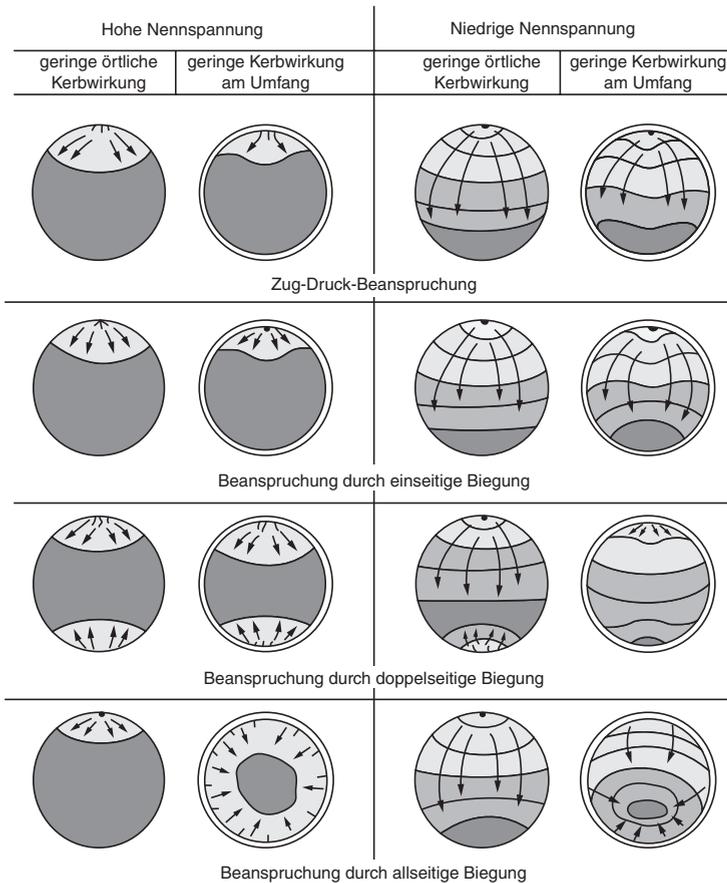


Bild 3.24 Grundformen von Ermüdungsbrüchen bei rundem Querschnitt [14]