

**de Gruyter Lehrbuch
Mettig · Verbrennungsmotoren**

Die Konstruktion schnellaufender Verbrennungsmotoren

von

Dipl.-Ing. Hermann Mettig

Direktor im Hause
Klöckner-Humboldt-Deutz AG

Mit 363 Bildern und 6 Tafeln



Walter de Gruyter · Berlin · New York · 1973

ISBN 3 11 003921 4

©

Copyright 1973 by Walter de Gruyter & Co., Berlin, vormals G.J. Göschen'sche Verlagshandlung, J. Guttentag, Verlagsbuchhandlung, Georg Reimer, Karl J. Trübner, Veit & Comp. Alle Rechte, insbesondere das Recht der Vervielfältigung und Verbreitung sowie der Übersetzung, vorbehalten. Kein Teil des Werkes darf in irgendeiner Form (durch Photokopie, Mikrofilm oder ein anderes Verfahren) ohne schriftliche Genehmigung des Verlages reproduziert oder unter Verwendung elektronischer Systeme verarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden. Printed in Germany.

Satz: Fotosatz Prill, Berlin – Druck: Sala-Druck, Berlin.
Printed in Germany.

Library of Congress Catalog Card Number 72-76027

Vorwort

Die Konstruktion eines Hubkolbenverbrennungsmotors ist eine komplexe Aufgabe, die an den Motorenkonstrukteur hohe Anforderungen stellt, wirken doch auf die meisten Bauteile eines solchen Motors gleichzeitig hohe Temperaturen und höchste Drücke, zu denen sich noch die Massenkräfte des Triebwerks gesellen, so daß der ganze Motor gleichzeitig hohen thermischen und mechanischen Beanspruchungen ausgesetzt ist. Der Konstrukteur eines Verbrennungsmotors muß daher die Mechanik und die Festigkeitslehre beherrschen; er muß in der Thermodynamik sicher sein; er muß gute Kenntnisse in der Werkstoffkunde haben und über die Fertigungsverfahren in der Motorenindustrie Bescheid wissen. Nicht zuletzt muß er auch über die wirtschaftlichen Zusammenhänge unterrichtet sein, die den Preis des Erzeugnisses bestimmen, damit er seine Konstruktionen auch auf diesem Gebiet zum Erfolg bringen kann; denn der bestkonstruierte Motor hat keinen Erfolg, wenn er nicht auch in seinem Preis mit der Konkurrenz Schritt halten kann.

Der Verbrennungsmotor ist eine hochentwickelte, sehr erfolgreiche Maschine. Der Konstrukteur eines neuen Verbrennungsmotors hat daher die nicht einfache Aufgabe zu lösen, einen noch besseren Motor zu konstruieren als die vorhergehenden. Seine Haupttätigkeit ist dabei eine sorgfältige Detailarbeit, deren Ziel es ist, den Verbrennungsmotor auf immer höhere spezifische Leistungen, immer kleinere äußere Abmessungen, immer längere Lebensdauer, immer größere Betriebssicherheit und nicht zuletzt geringere Herstellungskosten hin zu entwickeln, ohne daß dabei das eine auf Kosten des anderen geht. Er muß sich daher unter Verarbeitung seiner Erfahrungen von früheren Konstruktionen her mit Hilfe der Möglichkeiten, die die moderne Meßtechnik und die modernen Rechenverfahren bieten, Schritt für Schritt vortasten. Die moderne Meßtechnik gibt dem Konstrukteur dabei heute schon eine gute Unterstützung. Es sei nur die Dehnmeßstreifentechnik genannt, die es uns heute ermöglicht, Spannungen in den Bauteilen auch während des Betriebes zu messen, oder die Spannungsoptik, mit deren Hilfe Spannungsverteilungen in schwierigen Bauteilen, wie z.B. Pleuelstangen oder Zylinderköpfen, untersucht werden können. Damit und mit der Möglichkeit, mit Hilfe von Elektronenrechnern Berechnungen durchzuführen, die früher allein schon am Zeitaufwand scheiterten, kann der Konstrukteur sich heute schon einen Überblick schaffen über Größe, Art und Angriffspunkt und Auswirkungen der Kräfte an den Bauteilen. Als Folge davon können allmählich die gewohnten Sicherheitszuschläge in den Rechnungen abgebaut und damit die Konstruktionen besser ausgenutzt werden. Aber trotz aller dieser Hilfsmittel bleibt immer noch ein großer Teil der Motorenkonstruktion der Erfahrung und dem schöpferischen Talent des Konstrukteurs überlassen. Viele Probleme können so-

gar erst am fertigen Motor, dem Prototyp, geklärt werden. So sind auch die ersten Versuche und Messungen an einem Motor immer ein spannender Moment für den Konstrukteur, in dem sich zeigt, ob seine Überlegungen und Rechnungen richtig waren. Auf dem eben geschilderten Weg sollen nun die Ausführungen dieses Buches dem Konstrukteur, insbesondere dem Anfänger, der noch über keine eigene Erfahrung verfügt, Hilfe und Anleitung geben.

Die folgenden Kapitel befassen sich mit der Konstruktion von Verbrennungsmotoren. Das Gebiet der Verbrennungsmotoren ist groß. Um Wesentliches herauszuarbeiten, muß daher eine gewisse Beschränkung im Stoff walten. Die Konstruktion von Verbrennungsmotoren wird daher am Beispiel der schnellaufenden Viertakt-dieselmotoren behandelt. Diese Motoren sind hohen thermischen und hohen mechanischen Beanspruchungen bei verhältnismäßig hohen Drehzahlen bzw. Kolbengeschwindigkeiten ausgesetzt, so daß die Konstruktionsrichtlinien für schnellaufende Hochleistungsdieselmotoren bei entsprechender Berücksichtigung der anderen Gegebenheiten auch Anwendung auf Ottomotoren oder langsamlaufende Dieselmotoren finden können. Das unsommehr, als bei den hohen Verdichtungen der modernen Fahrzeug-Ottomotoren die Motorkomponenten, insbesondere das Triebwerk, sich in ihrer Bemessung und Gestaltung nicht mehr sehr von denen der schnellaufenden Dieselmotoren unterscheiden. Um den Rahmen dieses Buches nicht zu sprengen, ist darauf verzichtet worden, speziell die Konstruktion von Ottomotoren zu behandeln. Es ist lediglich ein Kapitel über Vergaser und Saugrohr des Ottomotors eingefügt, da hier der wesentliche Unterschied zwischen Dieselmotor und Ottomotor liegt. Ich bin Herrn Prof. Dr. Ing. *Wilhelm Endres*, der sich freundlicherweise bereiterklärte, dieses Kapitel dem vorliegenden Buch beizusteuern, dafür sehr zu Dank verpflichtet.

Der Forderung nach Beschränkung des Stoffes ist in diesem Buch auch die konstruktive Behandlung der Zweitaktmotoren zum Opfer gefallen. Ein wesentlicher Grund hierfür ist auch, daß Zweitaktmotoren bei den schnellaufenden Hochleistungsdieselmotoren gegenüber den hochaufgeladenen Viertaktmotoren und auch bei den Ottomotoren in Europa praktisch keine Rolle mehr spielen, abgesehen von einigen Spezialentwicklungen. Ihr Schwerpunkt liegt heute bei kleinen Einzylindermotoren oder sehr großen, sehr langsamlaufenden Schiffsmotoren. Diese beiden Motorbauarten aber auch noch in die vorliegenden Betrachtungen einzubeziehen, würde den Rahmen dieses Buches sprengen.

Die Konstruktion eines Verbrennungsmotors birgt wie gesagt eine Vielzahl von Problemen in sich. Es wird in diesem Buch nun versucht, an diese Probleme vom Standpunkt des Konstrukteurs heranzugehen. Das heißt, es wird immer die Frage gestellt, was muß der Konstrukteur von den Einzelproblemen, von denen ein jedes eine Wissenschaft für sich darstellt, wissen, um seinen Motor konstruieren zu können und um einen vollwertigen Partner für die Diskussionen mit den Spezialisten der Versuchsabteilungen, der Berechnungsabteilungen usw. abzuge-

ben. Eine wertvolle Hilfe dabei ist das Buch *Verbrennungsmotoren Bd. I und II* von Prof. Dr. Ing. *W. Endres* der Sammlung *Göschel*, worin die allgemeinen theoretischen Grundlagen der Verbrennungsmotoren behandelt sind. Das vorliegende Buch war ursprünglich als Bd. III dieser Reihe vorgesehen. Aus formalen Gründen jedoch wurde hierfür das größere Format der Lehrbücher des gleichen Verlages gewählt.

Schließlich möchte ich noch meinen besonderen Dank aussprechen Herrn *Oberingenieur Stadler*, der die Mühe auf sich nahm, das Manuskript durchzusehen, und der mir viele wertvolle Hinweise gegeben hat, sowie Herrn *Dipl.-Ing. Esche*, der mich bei der Abfassung des Kapitels „Auslegung und Gestaltung des Kühlgebläses“ unterstützte.

Während der Arbeiten an dem vorliegenden Buch ist das „Gesetz über Einheiten im Meßwesen“ am 5.7.1970 in Kraft getreten. Mit diesem Gesetz werden die SI-Einheiten (Système International) mit einer Übergangsfrist bis zum 31.12.1977 eingeführt. In der Praxis des Verbrennungsmotorenbaus werden heute jedoch noch überwiegend die alten Einheiten verwendet. In dem vorliegenden Buch wurden daher im Interesse seiner Anwendbarkeit in der Praxis auch noch die alten Einheiten belassen. Mit der Tabelle für die wichtigsten vorkommenden Größen in Kap. 7 können jedoch leicht die alten Einheiten in die neuen SI-Einheiten umgerechnet werden. Hierzu wird auch auf die einschlägige Literatur verwiesen*.

Hermann Mettig

* Neue Formelzeichen und Einheiten in der Technik, MTZ 32 (1971) 1, S. 27

Haeder, W. und Gärtner, E.: Die gesetzlichen Einheiten in der Technik. Herausgegeben vom Deutschen Normenausschuß 1970.

DIN-Blatt DIN 1301

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	V
1. Vorarbeiten für die Konstruktion	1
1.1 <i>Gegebene Daten</i>	1
1.1.1 Leistung und Drehzahl	1
1.1.2 Hauptanwendungsgebiet des Motors	1
1.1.3 Voraussichtliche Fertigungsstückzahl	2
1.1.4 Feststellung des Standes der Technik	3
1.2 <i>Festlegung der Hauptabmessungen und der Bauart</i>	4
1.2.1 Wahl von Hub, Bohrung und Zylinderzahl, Bedeutung des Hub- Bohrungsverhältnisses	4
1.2.2 Festlegung des Zylinderabstandes	17
1.2.3 Auswahl der Bauart	18
1.3 <i>Gang der Vorarbeiten, dargestellt an einem Beispiel</i>	19
2. Der Ablauf der Konstruktionsarbeiten	22
3. Die Konstruktion der Einzelteile des Motors	25
3.1 <i>Triebwerk und Lagerung</i>	25
3.1.1 Massenkräfte im Triebwerk und Massenausgleich	25
3.1.1.1 Massenkräfte im Einzeltriebwerk	25
3.1.1.2 Auswirkungen der freien Massenkräfte des Kurbeltriebs	
3.1.1.3 Massenausgleich	30
3.1.1.3.1 Einzylindermotor	30
3.1.1.3.2 Mehrzylinderreihenmotoren	34
3.1.1.3.3 V-Motoren	44
3.1.2 Die Gaskräfte und das Motordrehmoment	55
3.1.2.1 Gaskräfte im Einzeltriebwerk und resultierende Drehkraftlinie des Einzeltriebwerks	55
3.1.2.2 Die Drehkraftlinie des Mehrzylindermotors	60
3.1.3 Drehschwingungen	62
3.1.4 Beanspruchung, Bemessung und Gestaltung der Kurbelwelle	70
3.1.5 Beanspruchung, Bemessung und Gestaltung der Pleuelstange	99
3.1.6 Beanspruchung, Bemessung und Gestaltung des Kolbens mit Kolben- ringen und Kolbenbolzen	124
3.1.7 Beanspruchung, Bemessung und Gestaltung der Lager des Triebwerks	145
3.1.8 Schwungrad	161
3.2 <i>Kurbelgehäuse, Zylinder und Zylinderkopf</i>	167
3.2.1 Beanspruchung, Bemessung und Gestaltung des Kurbelgehäuses	167
3.2.2 Beanspruchung, Bemessung und Gestaltung der Zylinder	192
3.2.2.1 Wassergekühlter Zylinder, Dichtung zwischen Zylinder und Zylinderkopf	192
3.2.2.2 Luftgekühlter Zylinder, Dichtung zwischen Zylinder und Zylinderkopf	205

3.2.3	Beanspruchung und Gestaltung des Zylinderkopfs	215
3.2.3.1	Aufgaben und Beanspruchung des Zylinderkopfes	215
3.2.3.2	Gestaltung der Zylinderköpfe wassergekühlter Motoren	215
3.2.3.3	Gestaltung der Zylinderköpfe luftgekühlter Motoren	236
3.3	<i>Der Ventiltrieb</i>	246
3.3.1	Allgemeine Betrachtungen	246
3.3.2	Die Nockenwelle	248
3.3.3	Die Steuerelemente des Ventiltriebes	260
3.3.4	Der Antrieb der Nockenwelle und der Zahnradtrieb des Motors	275
3.4	<i>Das Schmierölsystem des Motors</i>	283
3.4.1	Schmierölförderung und Verteilung	283
3.4.2	Schmierölkühlung	296
3.4.3	Schmierölfilterung	301
3.5	<i>Das Kühlsystem des Motors</i>	308
3.5.1	Wasserkühlung	308
3.5.1.1	Der Kühlwasserkreislauf und die Anordnung seiner Elemente am Motor	308
3.5.1.2	Auslegung und Gestaltung der Kühlwasserpumpe	316
3.5.1.3	Die Regelung der Kühlwassertemperatur	322
3.5.2	Luftkühlung	328
3.5.2.1	Kühlluftführung	328
3.5.2.2	Auslegung und Gestaltung des Kühlgebläses	334
3.5.2.3	Die Regelung der Motortemperatur	347
3.6	<i>Einspritzung und Regelung beim Dieselmotor</i>	351
3.6.1	Die Einspritzpumpe	351
3.6.1.1	Aufgabe der Einspritzpumpe	351
3.6.1.2	Wirkungsweise der Einspritzpumpe	351
3.6.1.3	Einspritzpumpenbauarten	356
3.6.1.4	Auswahl der Einspritzpumpe	360
3.6.1.5	Anbau der Einspritzpumpe	364
3.6.1.6	Spritzversteller	367
3.6.2	Die Einspritzdüse	372
3.6.3	Das Einspritzsystem	375
3.6.4	Drehzahlregler	381
3.6.4.1	Regelung von Dieselmotoren und Reglerarten	381
3.6.4.2	Richtlinien für die Konstruktion von Reglern	386
3.6.4.3	Ausgeführte Regler	387
3.7	<i>Der Vergaser des Ottomotors</i>	398
3.7.1	Aufgabe des Vergasers	398
3.7.2	Einfluß des Vergasers auf die Erzeugung schädlicher Abgase	400
3.7.3	Vergaser mit festem Lufttrichter	401
3.7.3.1	Konstruktion des Vergasers mit festem Lufttrichter allgemein. Die Drosselklappe als Regelorgan	401
3.7.3.2	Weg des Kraftstoffs. Schwimmergefäß 6, Hauptdüse 9, Kraftstoffarm 3	402
3.7.3.3	Entstehung des gewünschten Luft-Kraftstoffgemisches im Lufttrichter. Die Mängel des einfachen Vergasers	403
3.7.3.4	Korrekturvorrichtungen zur Verhütung einer ungewollten Gemischanreicherung	405

3.7.3.5	Vorrichtungen für Leerlauf und „Übergang“. Beschleunigungs- pumpe	406
3.7.3.6	Vorrichtungen am Vergaser zum Anlassen des Motors	409
3.7.3.7	Anreicherung bei Vollast	410
3.7.3.8	Schiebebetrieb	411
3.7.3.9	Stufen- (Register-) Vergaser	411
3.7.4	Zündverstellung, geregelt vom Vergaser aus, Korrektur bei kleinem Luft- druck in großer Meereshöhe, Vereisung von Vergasern	412
3.7.5	Vergaser mit veränderlichem Lufttrichter	412
3.7.5.1	Schiebervergaser	412
3.7.5.2	Der Stromberg-Vergaser CD	414
3.7.6	Die Saugleitung zwischen Vergaser und Zylinder	416
3.7.7	Maßnahmen zur Erreichung gleichmäßiger Gemischversorgung aller Zylinder, z.B. Saugrohrführung, Mehrvergaseranordnung, Gemischvor- wärmung	417
3.7.7.1	Einige Einzelheiten der Konstruktion der Saugrohre	417
3.7.7.2	Anpassung der Gesamtanordnung von Vergaser (Vergasern) und Saugrohr an die Zylinderanordnung	418
3.7.7.3	Anwärmen des Saugrohres	419
3.8	<i>Aufladung von Dieselmotoren</i>	420
3.8.1	Konstruktive Anpassung des Motors an die Aufladung, Abgassammel- leitungen, Ladeluftleitung	421
3.8.2	Auswahl und Anbau des Abgasturboladers	431
3.8.3	Ladeluftkühlung	437
4.	Anordnung und Anbau von Hilfsgeräten, Abtriebsmöglichkeiten	442
4.1	<i>Elektrische Starteinrichtung</i>	442
4.2	<i>Druckluftstart</i>	443
4.3	<i>Abtriebsmöglichkeiten</i>	444
5.	Geräuschfragen	450
6.	Ausgeführte Motoren	454
6.1	<i>Wassergekühlte Motoren</i>	454
6.1.1	8-Zylinder-V-Motor (Ottomotor) M 116 der Daimler-Benz AG, Stuttgart-Untertürkheim	454
6.1.2	4-Zylinder-Reihenmotor OM 615 (Dieselmotor) und M 115 (Ottomotor) der Daimler-Benz AG, Stuttgart-Untertürkheim	457
6.1.3	4-Zylinder-Reihenmotor (Dieselmotor) 4.236 der Perkins Engines Ltd., Peterborough	464
6.1.4	8-Zylinder-V-Motor (Dieselmotor) 3160 der Caterpillar Tractor Co., Peoria, Ill., USA	466
6.1.5	6-Zylinder-Reihenmotor (Dieselmotor) „Fixed Head 500“ der British Leyland Motor Corporation	470
6.1.6	10-Zylinder-V-Motor (Dieselmotor) OM 403 der Daimler-Benz AG, Stuttgart-Untertürkheim	473
6.1.7	8-Zylinder-V-Motor (Dieselmotor) OS 14 der Saab-Scania, Automotive group	477
6.1.8	8-Zylinder-V-Motor (Dieselmotor) D 2858 der M.A.N., Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg AG, Werk Nürnberg	481

6.1.9 6-Zylinder-Reihenmotor (Dieselmotor) OM 355 der Daimler-Benz AG, Stuttgart-Untertürkheim	488
6.1.10 6-Zylinder-Reihenmotor (Dieselmotor) B/F6M 716 der Klöckner- Humboldt-Deutz AG, Köln-Deutz	491
6.1.11 12-Zylinder-V-Motor (Dieselmotor) D 348 der Caterpillar Tractor Co., Peoria, Ill., USA	495
6.1.12 6-Zylinder-V-Motor (Dieselmotor) MB 6 V 331 der MTU, Motoren- und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH	501
6.1.13 16-Zylinder-V-Motor (Dieselmotor) 16 PA 4-200 der SEMT Pielstick, Saint-Denis	506
6.1.14 16-Zylinder-V-Motor (Dieselmotor) MA 16 V 956 der MTU, Motoren- und Turbinen-Union Friedrichshafen GmbH	511
6.2 <i>Luftgekühlte Motoren</i>	514
6.2.1 Einzylindermotor (Dieselmotor) E 671 der Motorenfabrik Hatz GmbH, Ruhstorf/Rott	514
6.2.2 4-Zylinder-Boxermotor (Ottomotor) 3/1500 der Volkswagenwerk Aktiengesellschaft, Wolfsburg	519
6.2.3 4-Zylinder-Reihenmotor (Dieselmotor) F4L 912 der Klöckner- Humboldt-Deutz AG, Köln-Deutz	522
6.2.4 6-Zylinder-V-Motor (Dieselmotor) F6L 413 der Klöckner-Humboldt- Deutz AG, Köln-Deutz	526
7. Die wichtigsten verwendeten Formelzeichen	532
8. Literaturverzeichnis	538

1. Vorarbeiten für die Konstruktion

1.1 Gegebene Daten

1.1.1 Leistung und Drehzahl

Die geforderte Leistung und die Drehzahl bestimmen die Abmessungen des Motors und die Zylinderzahl. Aus der Leistung, der Drehzahl und einem angenommenen mittleren effektiven Druck p_{m_e} wird das Hubvolumen des Motors ermittelt, woraus sich Zylinderzahl und Bauart ergeben.

1.1.2 Hauptanwendungsgebiet des Motors

(siehe auch [4,I, S. 39 ff.]*)

Das Hauptanwendungsgebiet des zu konstruierenden Motors ist von grundlegender Bedeutung für die Konstruktion. Ein Fahrzeugmotor, z.B. für einen Lastwagen, stellt ganz andere Forderungen an die Konstruktion als ein Schiffsmotor. Bei einem Lastwagenmotor beispielsweise muß immer Rücksicht auf das Fahrzeug genommen werden, in das der Motor eingebaut werden soll. Dabei ist zu berücksichtigen, daß die Breite des Kurbelgehäuses etwa in Höhe der Kurbelwellenmitte die Breite des Fahrzeugrahmens an der Einbaustelle des Motors bestimmt. An dieser Stelle sollen daher möglichst keine Hilfsaggregate wie Lichtmaschine, Anlasser, Schmierölfilter oder Schmierölkühler am Motorkurbelgehäuse anberacht sein, da diese die Motorbreite vergrößern. Bei einem LKW-Motor müssen weiter alle Teile, die einer Wartung im Fahrzeug bedürfen, so angeordnet sein, daß sie bei eingebautem Motor gut zugänglich sind. Dazu gehören alle Filter, die Teile der Einspritzanlage, die Kipphebel des Ventilbetriebes und der Ölpeilstab sowie Anlasser, Lichtmaschine und Wasserpumpe. Der Ventiltrieb eines Fahrzeugmotors muß für hohe Überdrehzahlen ausgelegt sein, die bei Talfahrt auftreten können. Die Auspuffbremse eines Lastwagens erfordert eine entsprechende Auslegung der Auslaßventilfedern. Die Anforderungen an einen Schiffsmotor oder an einen Motor für einen landwirtschaftlichen Schlepper sind dagegen wieder anders. In jedem Fall aber beeinflußt das Anwendungsgebiet entscheidend die Konstruktion des Motors.

Oft ist es aber so, daß der neu zu konstruierende Motor sowohl für Fahrzeuge als auch für stationären Einbau oder für Schiffsantrieb verwendet werden soll. In diesem Fall muß der Konstrukteur den Motor optimal auslegen auf das Anwendungsgebiet, in dem die größten Stückzahlen zu erwarten sind, ohne dabei den Weg für andere mögliche Anwendungsgebiete zu verbauen.

* Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf das Literaturverzeichnis, am Schluß des Buches

Unter Umständen kann auch die Wahl der Kühlungsart, Luft- oder Wasserkühlung, die beide grundsätzlich verschiedene Anforderungen an die Konstruktion des Motors stellen, vom Hauptanwendungsgebiet des Motors beeinflusst werden. So ist Luftkühlung z.B. besonders geeignet für Motoren in Baumaschinen, landwirtschaftlichen Geräten und Schleppern. Auch für Motoren, die bei sehr tiefen Außentemperaturen, in denen die Wasserkühlung u.U. Schwierigkeiten bereitet, laufen müssen, wird oft Luftkühlung bevorzugt und ebenso unter tropischen Verhältnissen, bei denen die Luftkühlung wegen des größeren Temperatursprunges zwischen Außentemperatur und Zylinderwandtemperatur kühlungsmäßig Vorteile gegenüber der Wasserkühlung hat.

1.1.3 Voraussichtliche Fertigungsstückzahl

Die Stückzahl, in der ein Motor gebaut werden soll, muß schon vor Beginn der Konstruktion einigermaßen bekannt sein, denn sie beeinflusst die Art der Fertigung – Einfeldfertigung oder Großserienfertigung auf Sondermaschinen und Transferstraßen – und diese beeinflusst wiederum die Konstruktion des Motors. Wie die Fertigungseinrichtung die Konstruktion beeinflussen kann, soll kurz an dem Beispiel eines Kurbelgehäuses, das auf einer Transferstraße bearbeitet werden soll, dargelegt werden. Ein solches Kurbelgehäuse soll möglichst wenig verschiedene Bearbeitungsrichtungen aufweisen, um die Zahl der Stationen in der Transferstraße und damit die Investitionen gering zu halten. Weiter muß der Konstrukteur von vornherein in enger Zusammenarbeit mit der Fertigungsplanung die am Kurbelgehäuse vorzunehmenden Bearbeitungen so abstimmen, daß die Bearbeitungszeiten auf den einzelnen Stationen einander angeglichen sind, um kürzestmögliche Taktzeiten zu bekommen. Ist die Transferstraße für das gesamte Kurbelgehäuse so eingerichtet, daß auf ein und derselben Straße Kurbelgehäuse verschiedener Zylinderzahlen bearbeitet werden können, so muß der Konstrukteur bei der Anordnung von Bohrungen darauf Rücksicht nehmen, daß getaktet werden kann, d.h. daß bei jeder Zylinderzahl, ausgehend von einer Bezugsfläche, die Bohrungen immer um den gleichen Abstand versetzt sind. Diese Forderung verbietet z.B. von vornherein ungleichmäßige Zylinderabstände, wie man sie manchmal noch bei älteren Motoren findet, bei denen der Abstand zwischen den beiden mittleren Zylindern größer ist als zwischen den übrigen Zylindern, um ein größer dimensioniertes Mittellager unterbringen zu können.

Die Stückzahl beeinflusst nicht nur die Konstruktion in bezug auf die Bearbeitung, sondern auch in bezug auf die Wahl der Gießverfahren, z.B. für Leichtmetallteile. Für kleine Stückzahlen kommt Sandguß in Frage. Hier hat der Konstrukteur größere Freiheit in der Anordnung von Kernen. Für mittelgroße Stückzahlen ist Kokillenguß günstiger. Hier ist die Freiheit in bezug auf die Kernausbildung schon eingeschränkt. Es lassen sich jedoch auch hier mit gewissem Aufwand hin-

terschnittene, nicht ausziehbare Kerne oder Croningkerne im Kokillenguß vorsehen, jedoch verteuern solche Kerne das Gußstück. Für sehr große Stückzahlen kommt dann Druckguß in Frage. Hier muß der Konstrukteur so konstruieren, daß sich keine Hohlräume im Hinterschnitt ergeben, d.h. alle Hohlräume müssen so gestaltet sein, daß die Kerne sich mit der Druckgußform ausziehen lassen.

1.1.4 Feststellung des Standes der Technik

Vor Entwurfsbeginn muß der Stand der Technik eingehend studiert werden. Es muß untersucht werden, in welchen Drehzahlen und Mitteldrücken sich vergleichbare Motoren, die z.Z. auf dem Markt sind, bewegen. Da es ja in der Regel vier bis fünf Jahre dauert, bis eine Neukonstruktion in Serie gehen kann, ist auch genau zu prüfen, wohin die künftige Entwicklung in dem betreffenden Anwendungsgebiet gehen wird, sei es in bezug auf Drehzahl oder besondere Anforderungen im Drehmomentverhalten, sei es im Hinblick auf Lebensdauerzeiten oder Wartungsmöglichkeiten. Alles das muß eine zukunftsichere Konstruktion berücksichtigen. Eine Hilfe dabei ist das Studium der Fachzeitschriften, und zwar nicht allein der Motorentchnik sondern auch der wichtigsten Anwendungsgebiete. Hier lassen sich oft schon vorher gewisse Entwicklungstendenzen ablesen.

In den Forschungs- und Versuchsabteilungen des eigenen Hauses ist meistens ein großer Schatz von Erfahrungen und Erkenntnissen aus früheren Entwicklungen und aus der Arbeit an laufenden Motorentypen vorhanden. Diese Informationsquelle muß vom Konstrukteur genutzt werden, um darauf aufbauend die Entwicklung eines neuen Motors voranzutreiben.

Nicht zuletzt gehört zu den Vorarbeiten für den Entwurf auch ein eingehendes Studium der Konkurrenzmotoren des betreffenden Leistungs- und Anwendungsgebietes, soweit diese Unterlagen aus Veröffentlichungen und Prospekten zugänglich sind oder auf Ausstellungen an den Motoren selbst gewonnen werden können. Dazu gehört auch die Unterrichtung über den Stand der Technik und die Entwicklungsrichtung auf dem Gebiet der Zulieferindustrie, die auf dem Gebiet des Verbrennungsmotors hoch entwickelt ist. Es ist dabei an Kolben, Einspritzausrüstung, Lager, Filter, Wärmetauscher, Ventile, um nur die wichtigsten zu nennen, gedacht. Im Gespräch mit den Fachleuten dieser Zulieferindustrie wird der Motorenkonstrukteur viele wichtige Hinweise für seine Konstruktion und zu erwartende Entwicklungsrichtungen erhalten.

1.2 Festlegung der Hauptabmessungen und der Bauart

1.2.1 Wahl von Hub, Bohrung und Zylinderzahl, Bedeutung des Hub-Bohrungsverhältnisses

Aus Leistung und Drehzahl kann aus der bekannten Formel*

$$V_h = \frac{900}{p_{m_e}} \cdot \frac{N}{n} [l] \quad (1)$$

das Hubvolumen V_h berechnet werden, wenn der mittlere effektive Druck p_{m_e} bekannt ist. (Siehe auch [3,I, Kap. A u. C]).

Der mittlere effektive Druck ist:

$$p_{m_e} = \frac{27 \cdot \eta_L}{\lambda \cdot L_{\min} \cdot b_e} [\text{kp/cm}^2] \quad (2)$$

Er ist also vom Liefergrad η_L , von der Luftüberschußzahl λ , vom Mindestluftbedarf L_{\min} und vom spezifischen Brennstoffverbrauch b_e abhängig.

Der Liefergrad η_L wird durch die Ausbildung des Einlaßkanals und die Größe des Einlaßventils bestimmt. Er liegt bei gut ausgebildeten Einlaßkanälen bei ca. 88 bis 90%. Bei Drallkanälen, die der in den Zylinder eintretenden Luft eine Drehbewegung erteilen, sinkt der Liefergrad wegen der Verluste bei der Drallerzeugung auf etwa 80 bis 85%. Drallkanäle haben für unaufgeladene und aufgeladene Dieselmotoren mit direkter Einspritzung große Bedeutung. Die Drehzahl spielt auch eine gewisse Rolle, jedoch kann auch bei hohen Drehzahlen durch entsprechende Ausbildung der Einlaßnocken auf der Nockenwelle in den meisten Fällen dafür gesorgt werden, daß diese Werte erreicht werden. η_L ist also von der Ausbildung des Einlaßkanals und damit indirekt vom Verbrennungsverfahren abhängig; denn bei direkter Einspritzung werden bei den schnellaufenden Dieselmotoren im allgemeinen Drallkanäle und bei indirekter Einspritzung (d.h. Vorkammer oder Wirbelkammer) normale Einlaßkanäle ohne Drall angewandt.

Die Luftüberschußzahl λ liegt normalerweise bei Saugmotoren zwischen 1,2 und 1,4 und bei aufgeladenen Motoren bei 1,6 bis 1,8 – bezogen auf Nennleistung und Nenndrehzahl.

Der Mindestluftbedarf L_{\min} ist eine Konstante und liegt für Dieselöl bei $11,8 \text{ m}^3/\text{kg}$, d.h. $11,8 \text{ m}^3$ Luft werden mindestens zum Verbrennen von 1 kg Dieselöl benötigt.

* Zusammenstellung der Formelzeichen am Ende des Buches, S. 532

Für den spez. Brennstoffverbrauch gilt:

$$b_e = \frac{632}{H_u \cdot \eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_m} \quad [\text{g/PS h}] \quad (3)$$

Der untere Heizwert H_u ist bei den normalen Dieselölen annähernd konstant und beeinflusst den Brennstoffverbrauch somit nicht.

Über die Bedeutung der Wirkungsgrade η_{th} , η_g und η_m siehe auch [3, I, Kap. A u. C und II].

Der theoretische, thermische Wirkungsgrad η_{th} ist im wesentlichen vom Kompressionsdruck und vom Zünddruck bestimmt.

Der Gütegrad η_g wird beeinflusst durch die Güte der Einlaßkanäle, die Größe der Einlaßventile und die Steuerzeiten des Einlaßnockens. Weiter ist η_g von der Wärmeabgabe durch die Oberfläche des Kompressionsraumes, die bei abgeteilten Brennräumen größer ist als bei den kompakten Kolbenbrennräumen der Direkteinspritzung, und vom Verbrennungsablauf, d.h. von Druck, Temperatur und Geschwindigkeit der Verbrennungsgase im Verbrennungsraum bestimmt. Der Gütegrad ist demnach weitgehend vom Verbrennungsverfahren abhängig.

Der mechanische Wirkungsgrad η_m schließlich, der die Reibungsverluste darstellt, ist abhängig von der Drehzahl und auch vom Verbrennungsverfahren inso-

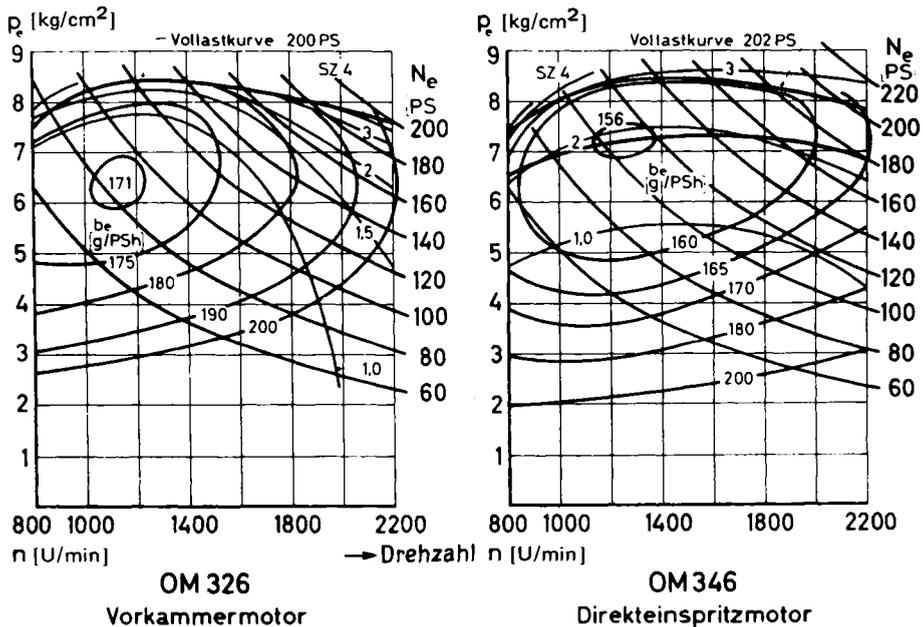


Bild 1. Verbrauchskennfelder eines Motors mit Vorkammer und direkter Einspritzung (aus ATZ 67/3 1965, S. 69)

fern, als in ihm bei abgeteilten Brennräumen die Überschubverluste der Verbrennungsluft beim Übertritt vom Hauptverbrennungsraum in den Nebenverbrennungsraum (Wirbelkammer, Vorkammer) enthalten sind. Vgl. auch Bild 3, auf dem die Reibungsverluste in Form des Reibungsdruckes p_r in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt sind.

Der Brennstoffverbrauch ist also in erster Linie vom Verbrennungsverfahren und von der Drehzahl abhängig. Diese Abhängigkeiten sind auch gut anhand von Brennstoffverbrauchsfeldern zu sehen. Bild 1 zeigt die Verbrauchskennfelder zweier in den Abmessungen für Hub und Bohrung gleicher Motoren, von denen einer nach dem Vorkammerverfahren, der andere mit Direkteinspritzung arbeitet. Bei einer Drehzahl von 2200 U/min und einem p_{m_e} von 7 kp/cm² hat der Vorkammernmotor einen spez. Brennstoffverbrauch von ca. 200 g/PSh, der Direkteinspritzer von ca. 165 g/PSh. Bild 2 zeigt den Einfluß der Drehzahl auf den Brenn-

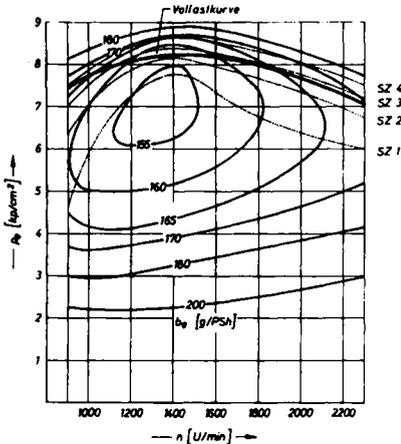


Bild 2. a) Verbrauchskennfeld eines luftgekühlten Motors mit Direkteinspritzung $D = 115$ mm, $H = 140$ mm, [302]

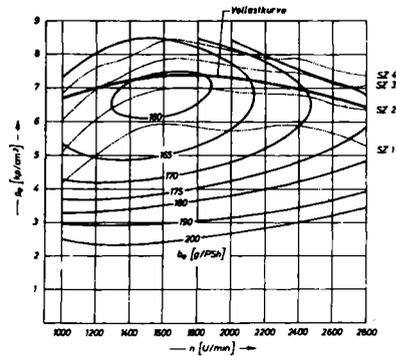


Bild 2. b) Verbrauchskennfeld eines luftgekühlten Motors mit Direkteinspritzung $D = 115$ mm, $H = 120$ mm, [302]

stoffverbrauch bei zwei Motoren mit dem gleichen Verbrennungsverfahren der direkten Einspritzung. Beide Motoren haben den gleichen Zylinderdurchmesser, jedoch verschieden große Hübe. Bei gleicher Kolbengeschwindigkeit von 10,5 m/sec und gleichem $p_{m_e} \approx 6$ kp/cm² hat der Motor mit 2250 U/min (Hub $H = 140$ mm, 2a) einen Brennstoffverbrauch von 167 g/PSh, der Motor mit dem kürzeren Hub (Hub $H = 120$ mm, 2b) bei $n = 2630$ U/min einen Brennstoffverbrauch von 173 g/PSh. Die Abhängigkeit der Reibungsverluste von der Drehzahl für Dieselmotoren von 1,5 bis 2,5 l Hubvolumen zeigt Bild 3.

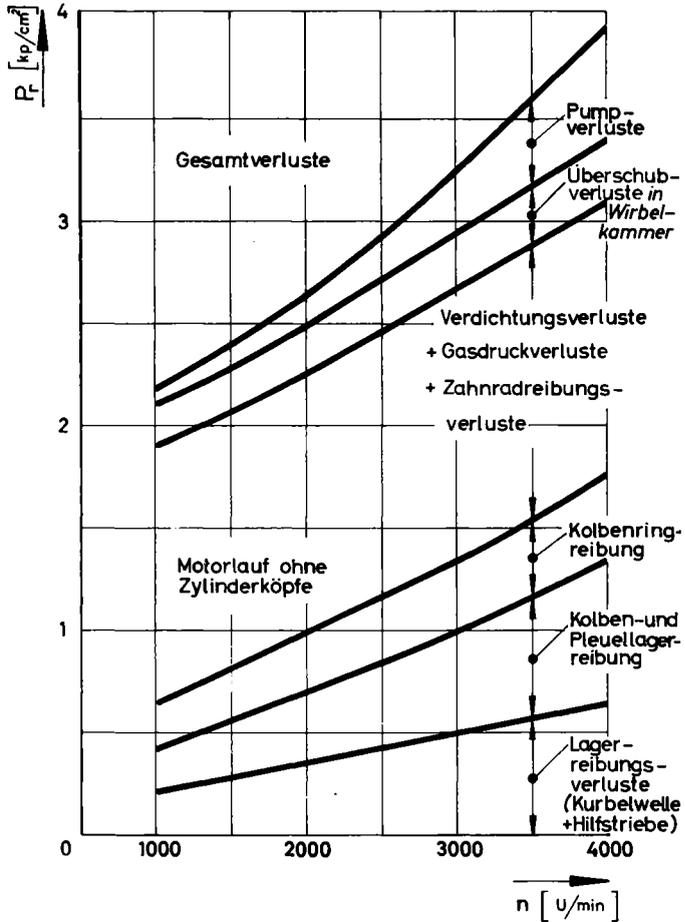


Bild 3. Reibungsverluste kleiner Wirbelkammermotoren (4-Zylindermotoren von 1,5 bis 2,5 l Hubvolumen) (aus Diesel Engineers and Users Association, Public, 505, März 66)

Zusammenfassend kann man sagen: Der mittlere effektive Druck ist im wesentlichen abhängig von konstruktiven Gegebenheiten, vom Verbrennungsverfahren und von der Drehzahl. Als obere Grenze des p_{me} bei Nennleistung z.B. für einen schnelllaufenden Saugmotor mit Direkteinspritzung dürfte sich nach Gl. 2, wenn man folgende Werte annimmt:

$$\begin{aligned} \eta_L &= 0,85 \\ \lambda &= 1,4 \\ b_e &= 170 \text{ g/PSh} \end{aligned}$$

ein Wert von

$$p_{m_e} = \frac{27 \cdot 0,85}{1,4 \cdot 11,8 \cdot 170} \approx 8,0 \text{ kp/cm}^2$$

ergeben. Will man darüber hinausgehen, so ist das nur über die Steigerung von η_L möglich, was entweder durch Abstimmung der Ansaugrohre (wie beim HM-Verfahren der M.A.N., siehe Bild 4) oder durch Aufladung (siehe 4, II, Kap. G) geschehen kann.

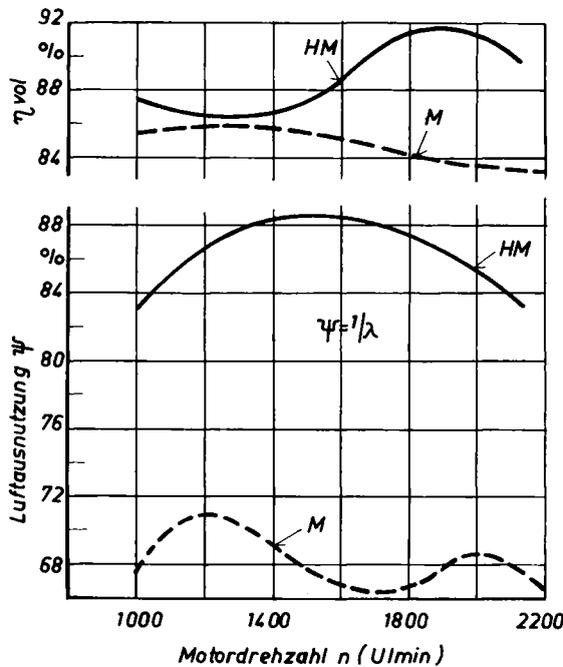


Bild 4. Volumetrischer Wirkungsgrad η_{vol} und Luftausnutzung $\psi = 1/\lambda$ bei Vollast über der Motordrehzahl für M- und HM-Motoren
(aus Meurer, Entwicklungstendenzen im Bau schnelllaufender Dieselmotoren ATZ 66/11)

Nun kann aber für eine Neukonstruktion dieser Wert des p_{m_e} von 8 kp/cm^2 nicht voll ausgenutzt werden zur Bestimmung des Hubvolumens nach Gl.1, sondern es müssen je nach Verbrennungsverfahren, Drehzahl und Anwendungsgebiet des Motors gewisse Abstriche gemacht werden. Zum Beispiel wird man bei Motoren, die im Dauer- oder Wechselbetrieb immer hoch belastet werden, oder solchen, die über die Nennlast noch eine gewisse Überlast von meistens 10% (Schiffsmotoren und Generatorenantriebsmotoren) aufwei-

Tafel I. Mittlere effektive Drücke p_{me} von schnelllaufenden Dieselmotoren

	p_{me} [kp/cm ²]	Bemerkungen
Kleine Einzylindermotoren luftgekühlt	5 – 5,5	Leistung B nach DIN 6270
Motoren für landwirt- schaftliche Schlepper	6 – 7	Fahrzeugleistung nach DIN 70020
Lastwagenmotoren Saugmotoren	6,5 – 7,5	Fahrzeugleistung nach DIN 70020
Lastwagenmotoren mit Aufladung	7,5 – 9,5	
Stationäre Motoren Saugmotoren	6 – 7	Leistung B nach DIN 6270
Stationäre Motoren mit Aufladung und Ladeluftkühlung	7–9,5 / 9,5–15	
Schiffsmotoren Motoren für Elektroaggregate Saugmotoren	5,5 – 6,5	Dauerleistung A nach DIN 6270
Schiffsmotoren Motoren für Elektroaggregate mit Aufladung und Ladeluftkühlung	7–8,5 / 9–13,5	

sen müssen, den mittleren effektiven Druck etwas niedriger ansetzen als bei Motoren, die ihre Nennleistung nur kurzzeitig abgeben müssen (z. B. Fahrzeugmotoren oder Motoren für Notstromaggregate). Einen Anhalt für die Wahl des p_{me} für den Entwurf kann Tafel I geben. In dieser Tafel ist kein Unterschied in der Kühlungsart – Luft- oder Wasserkühlung – gemacht, da luftgekühlte Motoren heute entgegen der früher vielfach bestehenden Ansicht gleiche Mitteldrücke wie vergleichbare wassergekühlte Motoren erreichen, wobei noch berücksichtigt werden muß, daß bei den Leistungsangaben luftgekühlter Motoren immer die Leistung des Kühlgebläses eingeschlossen ist. Diese Werte geben, wie gesagt, nur einen Anhalt für die Auslegung. Der Konstrukteur sollte den mittleren effektiven Druck, den er in seine Rechnung zur Auslegung des Motors einsetzt, darüber hinaus mit der Versuchsabteilung, die das Verbrennungsverfahren entwickelt, entsprechend den Einsatzbedingungen, dem Verbrennungsverfahren und der Drehzahl abstimmen.

Ist nun mit Hilfe von Gl. 1 das Hubvolumen des zu konstruierenden Motors bestimmt, so ist die nächste Frage, auf wieviel Zylinder das errechnete Hubvolumen aufgeteilt werden soll. Von der richtigen Wahl der Zylinderzahl

hängt eine ganze Reihe von Faktoren ab, nämlich die Herstellkosten, die Standruhe des Motors, der Bauraum, der Drehzahlbereich. Hierzu nur kurz einige Beispiele. Von den Herstellkosten her gesehen, sollte man sich bemühen, das gewünschte Hubvolumen mit so wenig Zylindern wie möglich zu erreichen. Diesem Bemühen sind jedoch Grenzen gesetzt insofern, als Reihenmotoren kleiner Zylinderzahl von 1 bis 5 Zylindern freie Massenkräfte bzw. freie Massenmomente haben, die die Standruhe des Motors verschlechtern und die nur durch aufwendige Maßnahmen beseitigt werden können. Hierauf wird noch näher in 3.1.1 eingegangen. Erst ab 6 Zylindern ist bei den geraden Zylinderzahlen der Reihenmotoren ein natürlicher Massenausgleich vorhanden.

Man kann die Zylinderzahl für eine bestimmte Leistung nach folgender Beziehung berechnen:

$$Z = \frac{N \cdot n^2 \cdot \xi^2}{23500 \cdot p_{m_e} \cdot c_m^3} \quad (4)$$

die sich aus Umwandlung der Gl. 1 und Einführung der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m

$$c_m = \frac{H \cdot n}{30} \text{ [m/sec]} \quad (5)$$

und des Hub-Bohrungsverhältnisses ξ

$$\xi = \frac{H}{D} \quad (6)$$

ergibt. Man sieht aus Gl. 4 sofort, daß man gar nicht so frei in der Wahl der Zylinderzahl ist, wenn Leistung und Drehzahl für die Konstruktion eines Motors gegeben sind. Sie hängt dann im wesentlichen nur noch vom mittleren effektiven Druck, der mittleren Kolbengeschwindigkeit und dem Hub-Bohrungsverhältnis ξ ab. ξ liegt bei modernen Dieselmotoren zwischen 0,95 und 1,1, und was den Mitteldruck p_{m_e} und die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m anbelangt, so wird man bei der Neukonstruktion eines Motors schon von vornherein danach streben, den Motor so weit wie möglich auszunutzen und die höchstzulässigen Werte von p_{m_e} und c_m einsetzen, z.B. für die mittlere Kolbengeschwindigkeit 9,5 bis 10,5 m/sec für Dauerbetrieb und 11 bis 12 m/sec für Wechselbetrieb (Fahrzeugbetrieb).

Wenn das Hubvolumen nach Gl. 1 und die Zylinderzahl nach Gl. 4 ermittelt sind, liegen Hub und Bohrung fest, denn es wurden für c_m und ξ bei der Berechnung der Zylinderzahl nach Gl. 4 schon bestimmte Werte eingesetzt.

Es ist dann nach Gl. 5

$$H = \frac{c_m \cdot 30}{n}$$

und nach Gl. 6

$$D = \frac{H}{\xi}$$

Es ist bisher öfter vom Hub-Bohrungsverhältnis die Rede gewesen. Es soll daher an dieser Stelle auf den Einfluß des Hub-Bohrungsverhältnisses ξ auf die Abmessungen und das Betriebsverhalten eines Motors eingegangen werden.

Die Beziehung

$$N_{Zyl} = 23\,500 p_{me} \frac{c_m^3}{n^2} \frac{1}{\xi^2}, \quad (7)$$

die durch Umwandlung der Gl. 4 entsteht, zeigt den Einfluß von ξ auf die aus einem Motor erzielbare Leistung. Man könnte hieraus zu dem Schluß kommen, das Hub-Bohrungsverhältnis so klein wie möglich zu wählen, um auf höchstmögliche Leistungen zu kommen. Das hat jedoch seine Grenzen, denn das Hub-Bohrungsverhältnis hat Einfluß auf Motoraufbau und Motorfunktion. Von ξ werden, um nur das Wichtigste zu nennen, beeinflusst:

Motoraußenabmessungen	(Bild 5)
Größe der oszillierenden Massenkräfte	(Bild 6)
Verdichtungsverhältnis	(Bild 7)
Verbrennungsraum	(Bild 9)
Wärmeübergang	(Bild 8)
DrehSchwingungslage der Kurbelwelle	

Bild 5 zeigt den Einfluß von ξ auf Länge, Breite und Höhe eines Motors. Die Diagramme wurden aus der rechnerischen Betrachtung eines Vierzylinder-motors mit einem Zylinderhubvolumen von 1l unter folgenden Voraussetzungen gewonnen:

Als Motorlänge wird nur die Länge des Kurbelgehäuses von Lagerwand zu Lagerwand betrachtet.

Als Motorhöhe wird die Höhe von Mitte Kurbelwelle bis Oberkante Zylinderkopf betrachtet.

Als Motorbreite wird lediglich die Breite des Kurbelgehäuses ohne Räderkasten oder Schwungradgehäuse eingesetzt.

Diese Vereinfachungen sind notwendig, um eine gewisse Übersicht zu behalten. Sie stören jedoch nicht die grundsätzliche Bedeutung der Beziehungen, da hier

nur qualitative Untersuchungen angestellt wurden. Außerdem ist z.B. die Motorhöhe von Mitte Kurbelwelle bis Unterkante Ölwanne bzw. die Motorlänge außerhalb der äußeren Lagerwände sehr vom Geschick des Konstrukteurs oder den Einbauverhältnissen, aber nicht von ξ abhängig.

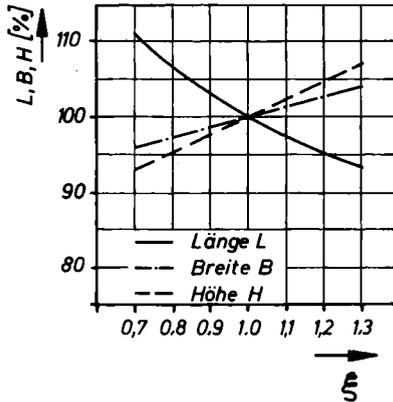


Bild 5. Äußere Motorabmessungen in Abhängigkeit vom Hub-Bohrungsverhältnis ξ

Unter diesen Voraussetzungen ergibt sich, daß die Motorlänge im großen und ganzen dem Zylinderdurchmesser proportional ist. Die Motorhöhe ist proportional dem Hub, der Pleuellänge, der Kolbenhöhe und der Zylinderkopfhöhe. Die Pleuellänge ist wieder eine Funktion des Hubes und die Kolbenhöhe, sowie die Zylinderkopfhöhe sind Funktionen des Zylinderdurchmessers.

Die Motorbreite eines Reihenmotors ist im wesentlichen vom Hub, von den Pleuelzapfenabmessungen und den Abmessungen des großen Pleuelauges, die man beide als Funktionen des Zylinderdurchmessers darstellen kann, abhängig.

Unter diesen Voraussetzungen können Motorlänge, Motorhöhe und Motorbreite abhängig von Hub und Bohrung des Motors dargestellt werden.

Hub und Bohrung aber lassen sich durch das Zylinderhubvolumen

$$V_{hZyl} = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot H$$

und das Hub-Bohrungsverhältnis ξ wie folgt ausdrücken:

$$D = V_{hZyl}^{1/3} \left(\frac{4}{\pi}\right)^{1/3} \cdot \xi^{-1/3} \quad (8)$$

$$H = V_{hZyl}^{1/2} \cdot \left(\frac{4}{\pi}\right)^{1/3} \cdot \xi^{2/3} \quad (9)$$

Mit diesen Beziehungen wurden die Diagramme von Bild 5 gewonnen. Man sieht, daß die Motorbreite nur wenig durch das Hub-Bohrungsverhältnis beeinflusst wird, während mit größer werdendem ξ die Motorlänge relativ geringer und die Motorhöhe relativ größer wird.

Für die Gewichte der hin- und hergehenden Massen eines Zylinders eines Motors kann man die Beziehung aufstellen:

$$G_h = k \cdot V_{hZyl} \cdot \xi^{-1} \quad (10)$$

Damit ergeben sich für die Kräfte P_h der hin- und hergehenden Massen, bezogen auf die Kolbengeschwindigkeit bzw. auf die Drehzahl, aus den Gl. 5, 9, 10 und dem Maximalwert für P_h nach Gl. 12

$$P_h = m_h \cdot r \cdot \omega^2 (1 + \lambda)$$

folgende Beziehungen:

$$P_h = C \cdot V_{hZyl}^{2/3} \cdot c_m^2 \cdot \xi^{-5/3} \quad [\text{kp}]$$

$$P_h = C \cdot V_{hZyl}^{4/3} \cdot n^2 \cdot \xi^{-1/3} \quad [\text{kp}]$$

Vergleicht man Motoren gleichen Hubvolumens miteinander, so sind die hin- und hergehenden Massenkräfte bei gleicher Kolbengeschwindigkeit proportional $\xi^{-5/3}$, bei gleicher Drehzahl proportional $\xi^{-1/3}$. Das Diagramm Bild 6 zeigt,

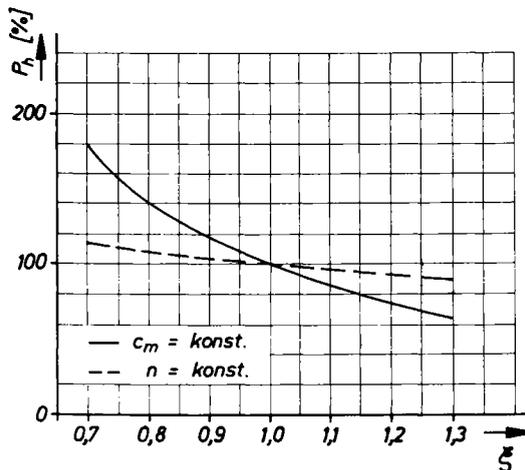


Bild 6. Oszillierende Massenkräfte P_h in Abhängigkeit vom Hub-Bohrungsverhältnis ξ

daß die hin- und hergehenden Massenkräfte in beiden Fällen mit kleiner werdendem Hub-Bohrungsverhältnis ansteigen. Diese Tatsache ist von Bedeutung, da die hin- und hergehenden Massenkräfte mit einfachen Mitteln, d.h. durch Gegengewichte an der Kurbelwelle, nur teilweise auszugleichen sind.

Das Hub-Bohrungsverhältnis hat aber nicht nur Einfluß auf die Abmessungen des Motors, sondern auch auf den Ablauf der Verbrennung, denn es beeinflußt z.B. das erreichbare Verdichtungsverhältnis ϵ , was in Bild 7 am Beispiel eines einfachen zylindrischen Verbrennungsraumes im Kolben dargestellt ist.

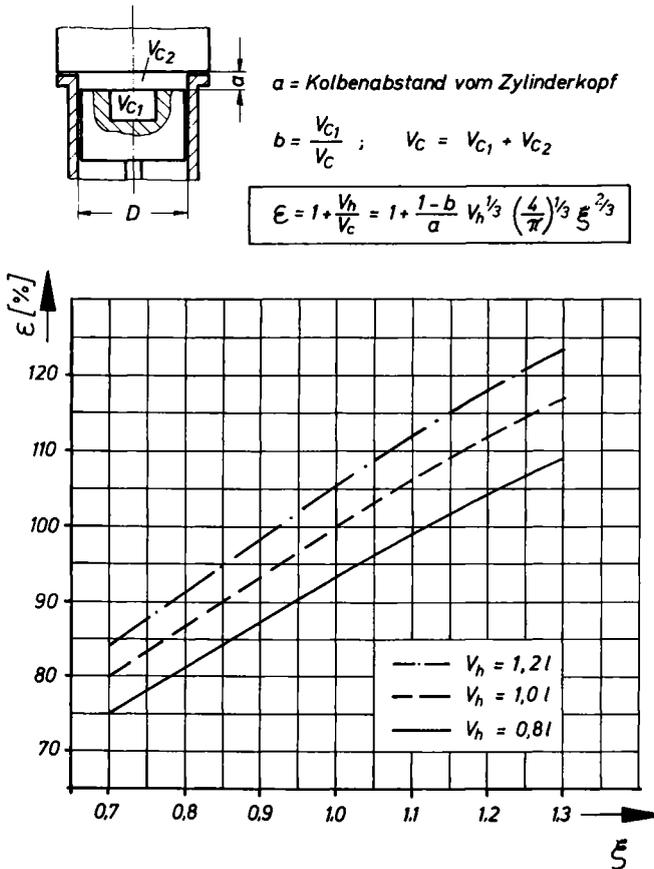
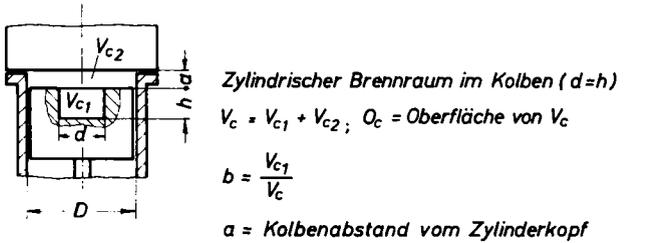


Bild 7. Einfluß des Hub-Bohrungsverhältnisses ξ auf das erreichbare Verdichtungsverhältnis ϵ

Es beeinflusst auch das Verhältnis der Oberfläche des Kompressionsraumes zum Inhalt des Kompressionsraumes (O_c/V_c), wie das Diagramm Bild 8 zeigt. Für den Wirkungsgrad eines Verbrennungsverfahrens ist es von Bedeutung, wieviel Wär-

me von der Oberfläche des Verbrennungsraumes an das Kühlmedium als Verlust abgeführt wird. Es ist daher anzustreben, das Verhältnis O_c/V_c möglichst klein zu halten. Dieses Verhältnis hat, wie Bild 8 zeigt, die Tendenz mit klei-



$$\frac{O_c}{V_c} = C_1(\epsilon-1)^{1/3} \cdot V_h^{-1/3} + C_2(\epsilon-1) V_h^{-2/3} \cdot \xi^{-1/3} + C_3(\epsilon-1) V_h^{-1/3} \cdot \xi^{-2/3} [\text{cm}^{-1}]$$

$$C_1 = \pi \left(\frac{4}{\pi}\right)^{2/3} b^{2/3} \quad C_2 = \pi a \left(\frac{4}{\pi}\right)^{1/3} \quad C_3 = \frac{\pi}{2} \left(\frac{4}{\pi}\right)^{2/3}$$

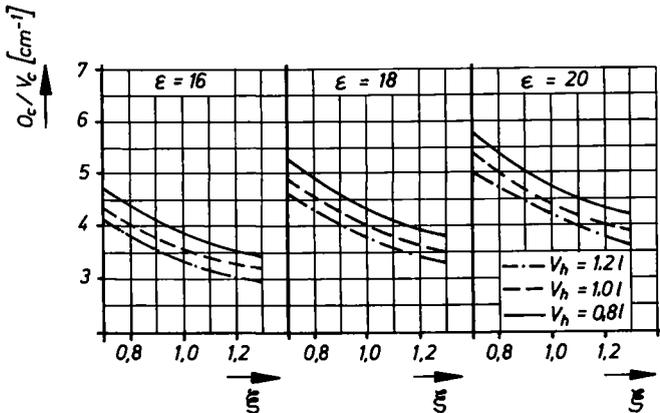


Bild 8. Einfluß des Hub-Bohrungsverhältnisses ξ auf das Verhältnis der Oberfläche O_c des Kompressionsraumes zum Kompressionsraum V_c

ner werdendem ξ größer zu werden. Auf die Verbrennung im Dieselmotor ist von großem Einfluß das Verhältnis b des zum Beispiel im Kolben befindlichen Verbrennungsraumes V_{c1} zum gesamten Verdichtungsraum V_c . Dieses Verhältnis soll möglichst groß sein, damit der schädliche Raum, der von der Verbrennung und der Ausspülung kaum erfaßt wird, so klein wie möglich ist. Das Diagramm Bild 9 zeigt den Einfluß des Hub-Bohrungsverhältnisses auf b , das bei kleiner werdendem ξ auch kleiner wird.

Mit den Beziehungen von Bild 7 ist .

$$b = \frac{V_{c1}}{V_c} = 1 - a \left(\frac{4}{\pi} \right)^{-1/3} \cdot (\epsilon - 1) V_h^{-1/3} \cdot \xi^{-2/3}$$

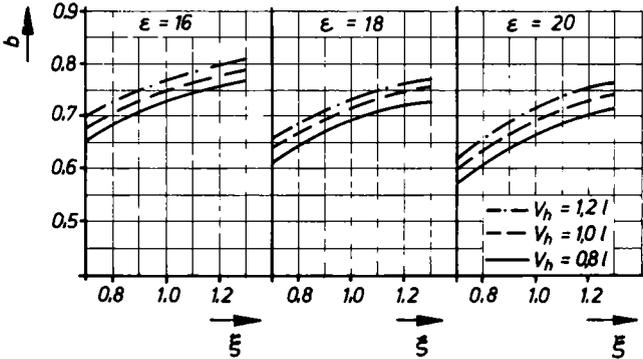


Bild 9. Einfluß des Hub-Bohrungsverhältnisses ξ auf b (b = Verhältnis des Verbrennungsraumes im Kolben V_{c1} zum Kompressionsraum V_c)

Auch auf das Triebwerk, z.B. die Drehschwingungslage, eines Motors hat das Hub-Bohrungsverhältnis Einfluß, wie die folgenden Betrachtungen für ähnliche Motoren zeigen:

Die Drehfederzahl c der Kurbelwelle ist:

$$c \text{ prop. } \frac{J_p}{L}$$

Die Eigenfrequenz n_e der Kurbelwelle ist:

$$n_e \text{ prop. } \sqrt{\frac{c}{\Theta}}$$

Setzt man nun, J_p prop. d_k^4 , d_k prop. D , die Motorlänge L , der die Kurbelwellenlänge entspricht, L prop. D , Θ prop. $D^2 H^3$, dann ist die Eigenfrequenz n_e der Kurbelwelle

$$n_e \text{ prop. } \sqrt{\frac{D^3}{D^2 \cdot H^3}}$$

oder nur in ξ und Zylinderhubvolumen $V_{h_{zyl}}$ ausgedrückt (Gl 8 und 9):

$$n_e \text{ prop. } V_{h_{zyl}}^{-1/3} \cdot \xi^{-7/6}$$

Das heißt also, vergleicht man zwei Motoren gleichen Hubvolumens, so ist die Eigendrehungszahl n_e der Kurbelwelle annähernd proportional $1/\xi$. Mit anderen Worten, je kleiner das Hub-Bohrungsverhältnis ist, desto größer ist die Eigendrehungszahl der Kurbelwelle. Kleine Hub-Bohrungsverhält-

nisse erlauben von der Drehschwingungslage her also höhere Drehzahlen und Kolbengeschwindigkeiten als große Hub-Bohrungsverhältnisse.

Zusammenfassend kann über den Einfluß des Hub-Bohrungsverhältnisses auf die Motorkonstruktion gesagt werden, daß man im Interesse einer möglichst hohen Leistungsausbeute und geringer äußerer Abmessungen das Hub-Bohrungsverhältnis so klein wie möglich wählen sollte, dagegen mit Rücksicht auf die Massenkräfte und einen guten Wirkungsgrad der Verbrennung so groß wie möglich.

Es gibt also keine eindeutige Aussage. Der Konstrukteur muß daher die Vor- und Nachteile gegeneinander abwägen und muß die Erfahrungen, die bei seiner Versuchsabteilung in bezug auf Hub-Bohrungsverhältnis und Verbrennung vorliegen, berücksichtigen. Er wird dann nach dem heutigen Stand zu einem Wert für ξ kommen, der etwa zwischen 0,95 und 1,1 liegt, was einen guten Kompromiß zwischen den verschiedenartigen Anforderungen darstellt.

1.2.2. Festlegung des Zylinderabstandes a

Der Zylinderabstand a , d.h. der Abstand der Mittellinien zweier benachbarter Zylinder, ist eine wichtige Größe für den Motor. Von ihm hängt die Motorlänge ab und damit die Abmessungen der Kurbelwelle. Beim Reihenmotor (Bilder 316, 317, 322, 328, 340, 341, 361) ist der Zylinderabstand wassergekühlter Motoren im wesentlichen gegeben durch den Zylinderdurchmesser,

Tafel II. Relativer Zylinderabstand a/D von schnelllaufenden Dieselmotoren verschiedener Bauarten

Bauart	Zylinderabstand a/D	Bemerkungen
wassergekühlter Reihenmotor mit integralen Zylinderbuchsen	1,17 – 1,25	vgl. Bilder 316, 317, 328, 340
wassergekühlter Reihenmotor mit trockenen Zylinderbuchsen	1,19 – 1,27	vgl. Bilder 322, 336
wassergekühlter Reihenmotor mit nassen Zylinderbuchsen	1,25 – 1,3	vgl. Bild 341
Luftgekühlter Reihenmotor	1,3 – 1,4	vgl. Bild 361
wassergekühlter V-Motor mit nassen Zylinderbuchsen	1,35 – 1,45	vgl. Bilder 329, 331, 344, 350, 354, 355
Luftgekühlter V-Motor	1,35 – 1,45	vgl. Bild 362

die Wandstärke der Zylinder, den Wasserraum zwischen den Zylindern und eine bei nassen Zylinderbuchsen zwischen den Zylindern befindliche Kurbelgehäuse-Zwischenwand. Bei luftgekühlten Reihenmotoren bestimmt die Verrippung des Zylinderkopfes und des Zylinders den Zylinderabstand. Bei V-Motoren (Bilder 315, 323, 329, 331, 336, 344, 350, 354, 355, 362) ist der Zylinderabstand in erster Linie durch die Abmessung des Triebwerkes bestimmt.

Der Zylinderabstand bestimmt beim Reihenmotor die Dicke der Kurbelwangen und die Breite der Haupt- und Pleuellager. Was die Breite der Pleuellager betrifft, so ist diese jedoch nur bei Reihenmotoren vom Zylinderabstand abhängig. Bei V-Motoren mit auf dem Kurbelzapfen nebeneinander liegenden Pleuellstangen ist die Pleuellagerbreite allein vom Versatz der beiden Zylinderreihen zueinander bestimmt. Von der Dicke der Kurbelwangen ist wieder die Festigkeit der Kurbelwelle und der zur Unterbringung der Gegengewichte an den Kurbelwangen verfügbare Raum bestimmt. So wird auch der Massenausgleich des Motors durch den Zylinderabstand beeinflusst. Für den ersten Entwurf kann man sich einer Verhältniszahl zur Bestimmung des Zylinderabstandes, die sein Verhältnis zum Zylinderdurchmesser angibt, bedienen. Tafel II gibt hierfür einige Anhaltswerte.

1.2.3 Auswahl der Bauart

(siehe auch [4, I, Kap. A 10])

Die Bauart eines Motors richtet sich nach verschiedenen Gesichtspunkten, z.B.

- Zylinderzahl,
- Leistungsbereich,
- Anwendungsgebiet.

Ausgesprochene Einzylindermotoren, die infolge ihres Aufbaues keine Erweiterung für größere Zylinderzahlen zulassen, werden nur für kleinste Leistungen bis ca. 15 PS gebaut. Hier findet man oft, um einen größeren Leistungsbereich zu überdecken, Familien von Einzylindermotoren, die nach gleichen Grundsätzen und für gleiche Fertigungseinrichtungen aufgebaut sind, jedoch in Hub und Bohrung variieren (vgl. 6.2.1). Gelegentlich werden sie auch noch durch Zweizylindermotoren in Sonderbauart, z.B. Boxermotoren oder V-Motoren, ergänzt.

Will man mit einem Zylinderhubvolumen einen größeren Leistungsbereich bestreichen, dann werden die einzelnen Zylinder in der Reihenbauart aneinandergereiht. Die Grenze für die Aneinanderreihung der Zylinder liegt bei den schnellaufenden Motoren normalerweise bei 6 Zylindern. Bei größeren Zylinderzahlen liegt die kritische Drehzahl der Kurbelwelle wegen ihrer Länge so niedrig, daß z.B. beim Achtzylindermotor die Drehkritische 4. Ordnung (siehe 3.1.3) in den Bereich der Betriebsdrehzahl kommen kann, womit ein

Motorbetrieb nicht mehr möglich ist (Kurbelwellenbruch). Bei Zylinderzahlen über 6 verwendet man daher fast ausschließlich die Zweireihenbauweise in V-Form. Bei den V-Motoren spielt dann wieder die Wahl des V-Winkels eine Rolle. Hierauf wird noch näher in 3.1.1.3.3 eingegangen. Es sei hier nur so viel gesagt, daß aus Gründen des Massenausgleichs für eine Motorenreihe, die z.B. vom Achtzylinder bis zum Sechzehnzylinder geht, ein V-Winkel von 90° am günstigsten ist. Ist jedoch nur ein Motor mit *einer* Zylinderzahl zu bauen, so kann man den günstigsten V-Winkel γ aus der Beziehung $\gamma = \frac{720}{Z}$ bestimmen.

1.3 Gang der Vorarbeiten, dargestellt an einem Beispiel

Die in den vorhergegangenen Abschnitten geschilderten Vorarbeiten für die Konstruktion eines Motors sollen nun kurz an einem Beispiel verfolgt werden.

Es soll ein wassergekühlter Fahrzeugdieselmotor konstruiert werden, der eine Fahrzeugleistung nach DIN 70020 von 130 PS bei $n = 3200$ U/min haben soll. Dieser Motor soll neben seiner Verwendung in kleineren Lastwagen z.B. auch in landwirtschaftlichen Schleppern und als Industrieeinbaumotor Verwendung finden, um wegen der notwendigen Investitionen für die Fertigung eine möglichst breite Verkaufsbasis zu haben. Diese Anwendungsmöglichkeiten bringen schon gleich einige Randbedingungen mit sich. Wenn der Motor z.B. auch als Antrieb für Elektroaggregate, deren synchrone Drehzahl für 50 Hz Wechselstrom 3000 U/min ist (Generatoren mit einem Polpaar), eingesetzt wird, so sollte die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m im Dauerbetrieb bei $n = 3000$ U/min nicht über 10,5 m/sec liegen. Damit ergibt sich im vorliegenden Falle für den Fahrzeugbetrieb bei $n = 3200$ U/min eine mittl. Kolbengeschwindigkeit von 11,2 m/sec, was ein erträglicher Wert für diesen Betrieb ist. :

Den mittleren effektiven Druck entnehmen wir aus Tafel I für einen Saugmotor mit 3200 U/min zu $p_{m_e} = 6,8$ kp/cm². Dieser Wert soll für die Neukonstruktion eines Motors so gewählt werden, daß er noch nicht an der oberen Grenze liegt. Er soll noch eine kleine Reserve enthalten, und man muß berücksichtigen, daß er für die Nettoleistung von 130 PS gilt, d.h. es kommt in Wirklichkeit noch ein Betrag von 6 bis 10% hinzu für die Hilfstriebe, wie Wasserpumpe und Ventilator.

Für das Hub-Bohrungsverhältnis ξ wird der Wert 1 gewählt, d.h. Hub und Bohrung sind gleich. Aus Gl. 4 ergibt sich dann die Zylinderzahl Z.

$$Z = \frac{130 \cdot 3200^2 \cdot 1}{23500 \cdot 6,8 \cdot 11,2^3} = 5,9$$

Die Zylinderzahl wird auf 6 aufgerundet. In diesem Beispiel ist der Aufrundungsbetrag nicht sehr groß. Es ist jedoch durchaus möglich, daß sich auch andere Zahlen ergeben, z.B. 7,2, was ziemlich weit von den möglichen Zahlen 6 oder 8 entfernt ist. Man muß dann seine Annahmen ändern. Die Gl. 4 gibt einen Überblick über die möglichen Änderungen und ihre Auswirkungen. Die Leistung N und die Drehzahl n sind Bestandteil der gestellten Aufgabe und können daher nicht variiert werden. Der mittlere effektive Druck wird meistens auch optimal dem Stande der Technik entsprechend angenommen, so daß man ihn nicht ändern sollte, abgesehen davon, daß eine Änderung nicht sehr viel bringt, da er nur in der 1. Potenz vorkommt. Es bleiben daher nur das Hub-Bohrungsverhältnis ξ und die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m . Hier wirken sich kleine Änderungen schon stärker aus, da diese Faktoren in der 2. bzw. 3. Potenz vorkommen. ξ sollte jedoch im Interesse einer guten Verbrennung nicht kleiner als 0,95 eingesetzt werden.

Bei der Variation der mittleren Kolbengeschwindigkeit wird man für Dauerbetrieb Werte von 10,5 m/sec und für Fahrzeugbetrieb von 12 m/sec möglichst nicht überschreiten.

Im Falle unseres Beispiels weicht die errechnete Zylinderzahl nur wenig von der möglichen Zahl 6 ab, weshalb in diesem Falle der mittlere effektive Druck geringfügig von 6,8 kp/cm² auf 6,7 kp/cm² herabgesetzt wurde.

Aus Leistung, Drehzahl und Mitteldruck wird jetzt nach Gl. 1 das Hubvolumen zu

$$V_h = \frac{900}{6,7} \cdot \frac{130}{3200} = 5,46 \text{ l}$$

und das Hubvolumen pro Zylinder

$$V_{h_{\text{zyl}}} = \frac{5,46}{6} = 0,91 \text{ l}$$

ermittelt.

Zylinderdurchmesser D und Hub H ergeben sich aus den Gleichungen 5 und 6. Im vorliegenden Falle mit $\xi = 1$, d.h. $H = D$, ist:

$$H = 105 \text{ mm} \quad D = 105 \text{ mm.}$$

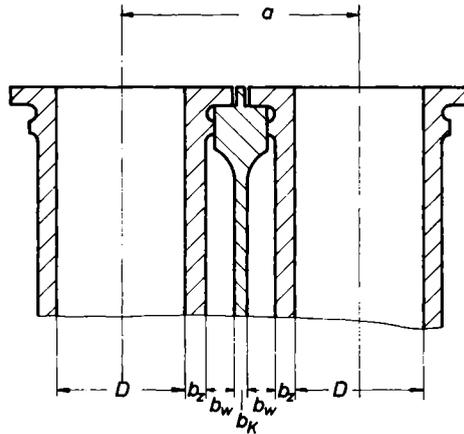
Der Zylinderabstand wird nach Tafel II zu

$$a = 1,3 \cdot D$$

für einen wassergekühlten Reihenmotor mit nassen Zylinderbuchsen festgelegt.

Bei $D = 105 \text{ mm}$ ergibt sich für $a = 136 \text{ mm}$; d.h. es bleiben für zwei Zylinderwandstärken, 2 Wassermäntel und eine Kurbelgehäusewand 31 mm (Bild 10). Bei einer Zylinderwandstärke von $\sim 0,067 \cdot D = 7 \text{ mm}$, die bei einem Schnellläufer auch im Hinblick auf Kavitation ausreichend sein dürfte, und einer

Kurbelgehäusewandstärke von 6 mm, ergeben sich für die Stärke der Kühlwassermäntel je 5,5 mm, was ausreichend ist.



- a = Zylinderabstand
- D = Zylinderdurchmesser
- b_z = Wandstärke des Zylinders
- b_w = Wasserraumbreite
- b_K = Wandstärke des Kurbelgehäuses

$$a = D + b_K + 2(b_z + b_w)$$

Bild 10. Ermittlung des Zylinderabstandes a

Wie schon oben ausgeführt, wird ein Sechszylindermotor als Reihenmotor gebaut. Mit einer Zylinderleistung von 21,7 PS bei 3200 Umdrehungen kann nun für kleine LKW's eine Motorenreihe von Vierzylindermotoren mit ~ 87 PS, evtl. auch Fünfzylindermotoren mit ~ 110 PS, und Sechszylindermotoren von 130 PS entwickelt werden. Für landwirtschaftliche Schlepper wird die Drehzahl etwas herabgesetzt auf max. 2500 U/min. Infolge der niedrigeren Drehzahl kann der mittl. eff. Druck mit $p_{me} = 7 \text{ kp/cm}^2$ etwas höher angesetzt und die Zylinderzahlen können noch durch Zwei- und Dreizylindermotoren ergänzt werden. Mit einer Zylinderleistung von 17,7 PS wird dann für dieses Gebiet ein Leistungsbereich von 35 PS bis 105 PS abgedeckt.

2. Der Ablauf der Konstruktionsarbeiten

Nachdem die wichtigsten Daten und die Bauart des Motors festgelegt worden sind, kann mit dem Entwurf begonnen werden.

Anhand mehrerer Entwürfe wird der gesamte Aufbau des zu konstruierenden Motors studiert. Dazu gehören außer den Einzelentwürfen für die Hauptteile wie Zylinderkopf, Zylinder, Kurbelgehäuse und Triebwerk, Untersuchungen über die Anordnung des Rädertriebes zum Antrieb der Ventile und der Einspritzpumpe, die Anordnung von Schmierölpumpen und Schmierölfiltren, die Auslegung des Schmierölkreislaufes, die Anordnung der Wasserpumpe oder des Kühlgebläses bei luftgekühlten Motoren. Es müssen Möglichkeiten für den Antrieb von Hilfsgeräten, z.B.: Hydraulikpumpen oder weitere zusätzliche Abtriebsmöglichkeiten vorgesehen werden. Bei Aufladung müssen die Auslegung der Abgasturbolader, ihre Anordnung am Motor, die Luft- und Abgasführung, die Lage eventueller Ladeluftkühler im Entwurf untersucht werden. Der Entwurf muß also im wesentlichen aus einem Längs- und Querschnitt des gesamten Motors, aus Ansichten der wichtigsten Motorseiten und aus Teilschnitten bestehen, anhand derer alle die genannten Probleme untersucht werden können. Dabei geht der Weg von den ersten Entwürfen, die schnell unter Verzicht auf letzte Genauigkeit im Detail die verschiedenen Gestaltungsmöglichkeiten aufzeigen und die Grundlage für die Erarbeitung einer Entscheidung für die endgültige Ausführung darstellen sollen, zum letzten, endgültigen Entwurf.

Da der endgültige Entwurf die Grundlage für die Detailkonstruktion ist, wird er in allen Einzelheiten sorgfältig durchgearbeitet, so daß bei der Detailkonstruktion keine grundlegenden Änderungen der Motorkonzeption mehr erfolgen müssen. Dabei werden so wichtige Motorteile wie Zylinderkopf, Kurbelgehäuse und Triebwerk bereits bis in alle Einzelheiten festgelegt. Das bedeutet, daß während des Entwurfs schon eingehende Berechnungen und Detailuntersuchungen gemacht werden.

Während des Entwurfs ist es ratsam, dauernden Kontakt mit der Versuchsabteilung zu halten. Das gilt insbesondere für den Teil des Entwurfs, der sich mit dem Zylinderkopf, dem Kolben und dem Zylinder befaßt und bei diesen speziell für die Gestaltung des Verbrennungsraumes, die Lage der Einspritzdüse, die Formgebung der Ein- und Auslaßkanäle und die Ausbildung der Kühlung. In allen diesen Punkten muß der Konstrukteur die in der Versuchsabteilung vorliegenden Erfahrungen bei seiner Konstruktion verwerten.

Weiter kann der Konstrukteur bei der Entwurfsarbeit auf keinen Fall auf den Gedankenaustausch mit der Fertigung verzichten. Gegebenenfalls muß der Ent-

wurf auf vorhandene Fertigungseinrichtungen abgestimmt werden, oder, wenn neue Fertigungseinrichtungen für den Motor erstellt werden sollen, so ist eine frühzeitige Information der Fertigung anhand des Entwurfs unerlässlich. Unter Fertigung ist aber nicht allein die mechanische Bearbeitung zu verstehen. Der Konstrukteur muß sich auch mit der Gießerei über Fragen der Modellteilung, der Möglichkeit der Kernherstellung, der Kern- oder Gießformmontage abstimmen. Es sind dieses alles Punkte, die die Konstruktion der großen und schwierigen Gußteile, wie z.B. Kurbelgehäuse und Zylinderkopf, entscheidend beeinflussen und die daher schon während des Entwurfs geklärt werden müssen.

Unerlässlich ist die Zusammenarbeit des Konstrukteurs mit der Wertanalyse. Sie soll nicht erst dann beginnen, wenn der Motor schon im Detail fertig konstruiert ist, sondern schon im Entstehen des Motors, beim Entwurf. Dabei kann die Wertanalyse dem Konstrukteur wertvolle Hilfe, z.B. durch eine Schätzkalkulation des Motors nach der Entwurfszeichnung leisten zur Überprüfung, ob das gesteckte Ziel in bezug auf die Herstellkosten erreicht wurde oder nicht. Es hat sich in jahrelanger Wertanalysepraxis gezeigt, daß die Anzahl der Teile, aus denen sich ein Motor zusammensetzt, maßgebend für die Höhe der Herstellkosten ist. Der Konstrukteur hat damit schon im Entwurfsstadium einen Maßstab für die Herstellkosten zur Hand und wird sich bemühen, die Teilezahl möglichst gering zu halten.

Schließlich muß auch der Entwurf mit den Einbauabteilungen abgestimmt werden. Das geschieht zweckmäßigerweise so, daß nach dem Entwurf vorläufige Einbauzeichnungen für die verschiedenen Verwendungszwecke angefertigt und mit den entsprechenden Einbauabteilungen diskutiert werden.

Nach Vorliegen des endgültigen Entwurfs beginnt die Konstruktion der Einzelteile, die in 3 eingehender behandelt wird. Dabei wird nach einer bestimmten Reihenfolge vorgegangen. Es werden die Teile des Motors, die umfangreiche Modell- oder Gesenkeinrichtungen zu ihrer Herstellung erfordern, die dementsprechend auch lange Zeit zu ihrer Anfertigung benötigen, in der Konstruktion zuerst vorgenommen. Das gleiche gilt für die Teile, die schon vor der Erprobung des ganzen Motors für sich in der Versuchsabteilung oder im Festigkeitslabor untersucht und erprobt werden. Es handelt sich im wesentlichen um folgende Teile:

- Kurbelwelle
- Pleuelstange
- Zylinderkopf
- Kurbelgehäuse
- Ventiltrieb
- Kühlwasserpumpen
- Kühlgebläse.

Sobald die Konstruktion dieser Teile festliegt, ist es ratsam, zu Versuchszwecken einen Einzylindermotor zur Erprobung und Entwicklung des Verbrennungsverfahrens zu konstruieren.

Die wesentlichen Teile des Einzylindermotors, der Zylinderkopf mit seinen Ein- und Auslaßventilen, den Ein- und Auslaßkanälen und der Lage der Einspritzdüse sowie Zylinder, Kolben, Pleuelstange, Kurbelzapfen und Ventiltrieb, müssen genau denen des zu konstruierenden Mehrzylindermotors entsprechen, damit die Versuchsergebnisse des Einzylindermotors mit möglichst großer Annäherung auch auf den Vollmotor übertragen werden können.

Wenn bei der Konstruktion so vorgegangen wird, dann können die bei den Vorversuchen angefallenen Ergebnisse noch bei der Konstruktion des Vollmotors verwendet werden. Um einen Überblick über die vielfach nebenher laufenden Arbeiten, besonders im Zusammenspiel von Konstruktion, Versuch bzw. Festigkeitslabor und den Werkstätten, die den Prototyp herstellen, zu behalten, empfiehlt es sich, einen Terminplan bis zur Bereitstellung des Prototypmotors auf dem Prüfstand zu erstellen.

3. Die Konstruktion der Einzelteile des Motors

3.1 Triebwerk und Lagerung

3.1.1 Massenkräfte im Triebwerk und Massenausgleich

3.1.1.1 Massenkräfte im Einzeltriebwerk

Der Kurbeltrieb eines Kolbenmotors, und zwar einer Zylindereinheit, (Einzeltriebwerk) besteht aus dem Kolben mit Kolbenbolzen und Kolbenringen, der Pleuelstange und der Kurbelkröpfung, die sich aus Hauptlagerzapfen, Kurbelzapfen und Kurbelwangen zusammensetzt (Bild 11). Denkt man sich die Masse

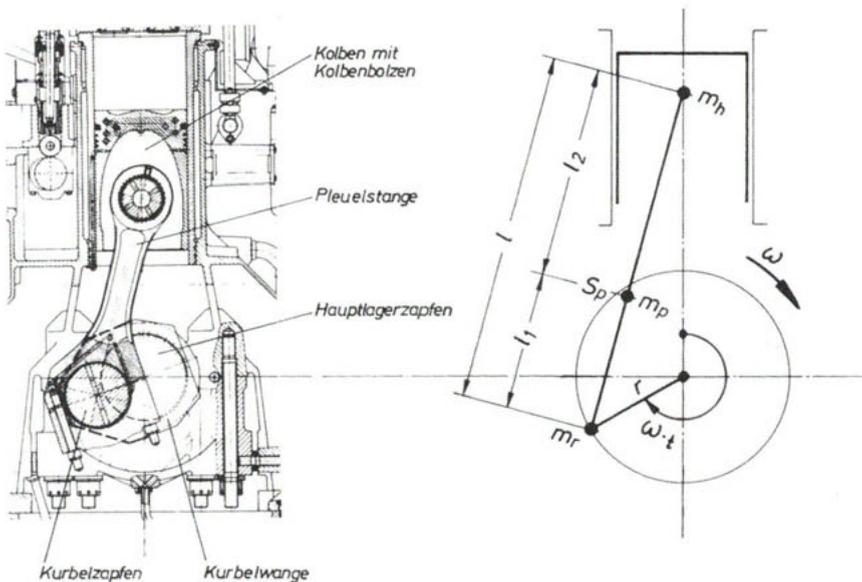


Bild 11. Kurbeltrieb

der Pleuelstange auf das kleine und große Auge so verteilt, daß der Pleuelstangenschwerpunkt erhalten bleibt, so führen die Massen der Kurbelkröpfung und der im großen Auge der Pleuelstange konzentrierte Massenanteil der Pleuelstange rotierende Bewegungen aus, während die Massen des Kolbens mit Kolbenbolzen und des im kleinen Pleuelauge konzentrierten Massenanteils der Pleuelstange hin und her gehen (oszillieren).

Die Massenkraft der rotierenden Teile mit der Masse m_r ist eine mit der Kurbelwellendrehgeschwindigkeit ω umlaufende Fliehkraft der Größe

$$P_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad [\text{kp}] \quad (11)$$

Die nur in Richtung der Zylinderachse wirkende Massenkraft der hin- und hergehenden (oszillierenden) Teile des Einzeltriebwerks mit der Masse m_h ist

$$P_h = -m_h \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2 \omega t) \quad [\text{kp}] \quad (12)$$

Um den Rahmen des Buches nicht zu sprengen, wird auf die Ableitung dieser Beziehungen hier nicht eingegangen. Sie ergibt sich aus den Beschleunigungsverhältnissen des Schubkurbelgetriebes und ist in der einschlägigen Literatur des öfteren und eingehend behandelt [80].

P_h besteht aus zwei Komponenten, und zwar der oszillierenden Massenkraft 1. Ordnung

$$P_{hI} = -m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t \quad [\text{kp}] \quad (13)$$

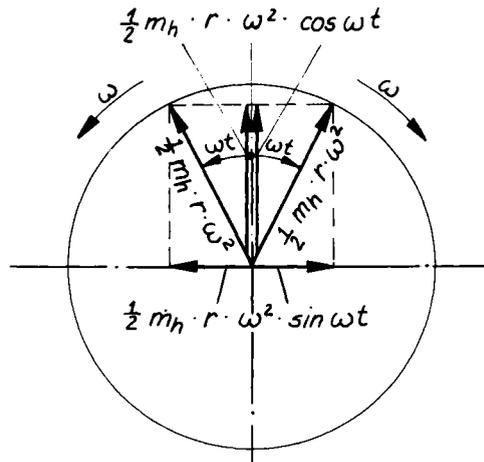
die mit der Frequenz der Kurbelwellendrehgeschwindigkeit hin- und hergeht, und aus der oszillierenden Massenkraft 2. Ordnung,

$$P_{hII} = -m_h \cdot r \cdot \omega^2 \lambda \cdot \cos 2 \omega t \quad [\text{kp}] \quad (14)$$

die mit der doppelten Frequenz oszilliert. Die o.e. Ableitung enthält auch noch Glieder höherer Ordnungen. Da diese jedoch sehr klein sind, kann man sich, ohne einen großen Fehler zu machen, auf die Glieder 1. und 2. Ordnung beschränken.

Man kann die hin- und hergehenden Massenkraft 1. und 2. Ordnung, die nur in Richtung der Zylinderachse wirken, auch betrachten als zwei gegenläufig mit ω bzw. 2ω rotierende Vektoren, deren Vektorsumme nach Größe und Richtung der hin- und hergehenden Massenkraft 1. bzw. 2. Ordnung entspricht, wie in Bild 12 dargestellt. Mit dieser Betrachtungsweise werden auch die oszillierenden Massenkraft 1. und 2. Ordnung auf rotierende Massenkraft zurückgeführt, die in Kurbelwellendrehrichtung bzw. entgegen der Kurbelwellendrehrichtung rotieren. Man erkennt daraus, daß sich ein Teil der oszillierenden Massenkraft 1. Ordnung auch durch Gegengewichte an der Kurbelkröpfung ausgleichen läßt, nämlich der Teil, der durch den in Kurbelwellendrehrichtung rotierenden Anteil $\frac{1}{2}m_h \cdot r \cdot \omega^2$ (Bild 12) dargestellt ist. Die Zerlegung der oszillierenden Massenkraft in gegenläufig rotierende Vektoren ist weiter nützlich bei der Ermittlung der Massenkraft und Massenmomente von Mehrzylinderreihen- und V-Motoren. Sie erlaubt z.B. bei V-Motoren eine schnelle und übersichtliche Zusammenfassung der oszillierenden Massenkraft 1. und 2. Ordnung beider Zylinderreihen und eine schnelle Feststellung, in welchem Umfang sich z.B. in Abhängigkeit vom V-Winkel oszillierende Massenkraft 1. Ordnung durch Gegengewichte an den Kurbelkröpfungen ausgleichen lassen (siehe auch

3.1. 1.3.3). Weiter gibt diese Betrachtungsweise die Grundlage zur Auslegung eines vollständigen Ausgleichs der oszillierenden Massenkräfte 1. und 2. Ordnung durch Gegengewichtspaare, die gegenläufig über Zahnräder angetrieben werden (siehe auch 3.1. 1.3.1, 3.1. 1.3.2 und 3.1. 1.3.3).



Die beiden cos-Komponenten der gegenläufig rotierenden Vektoren $\frac{1}{2} m_h \cdot r \cdot \omega^2$ sind gleichgerichtet und addieren sich zu $P_{hI} = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \omega t$. Die beiden sin-Komponenten sind entgegengesetzt gerichtet und heben sich gegenseitig auf.

Bild 12. Ersatz der oszillierenden Masenkraft 1. Ordnung P_{hI} durch zwei gegenläufig mit Kurbelwellendrehzahl rotierende Vektoren

Die hin- und hergehende Massenkraft P_h erzeugt weiter nach Bild 13 am Kurbelradius eine Massendrehkraft T_h , die mit dem Kurbelradius r ein Massendrehmoment M_w bildet, und eine Massenradialkraft R_h , welche die Lager beansprucht. Nach Bild 13 ergeben sich für T_h und R_h folgende Beziehungen:

$$T_h = P_h \left(\sin \omega t + \frac{1}{2} \lambda \sin 2 \omega t \right) \tag{15}$$

$$R_h = P_h \left(\cos \omega t - \lambda \sin^2 \omega t \right) \tag{16}$$

Wird Gl. 12 in Gl. 15 und 16 eingesetzt, so ergeben sich näherungsweise

$$T_h = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \left(\frac{\lambda}{4} \sin \omega t - \frac{1}{2} \sin 2 \omega t - \frac{3}{4} \sin 3 \omega t \right) \tag{17}$$

$$R_h = m_h \cdot r \cdot \omega^2 \left(-\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \lambda \cos \omega t + \frac{1}{2} \cos 2 \omega t - \frac{3}{4} \lambda \cos 3 \omega t \right) \tag{18}$$

T_h und R_h setzen sich aus Gliedern 1., 2. und 3. Ordnung zusammen.

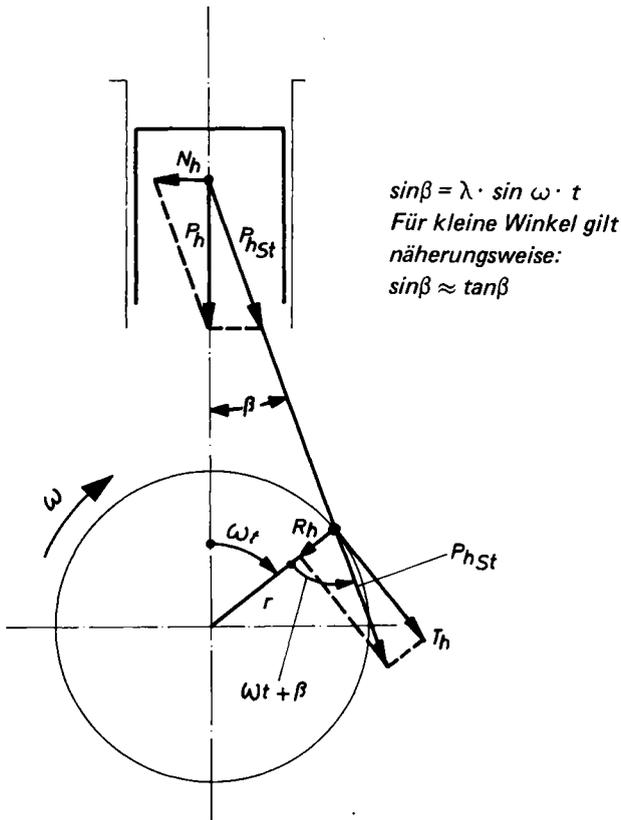


Bild 13. Massendrehkraft T_h und Massenradialkraft R_h im Kurbeltrieb

3.1.1.2 Auswirkungen der freien Massenkräfte des Kurbeltriebs

Die freien Massen des Kurbeltriebs verursachen beim Einzylindermotor Massenkräfte und Massendrehmomente, bei Mehrzylindermotoren Massenkräfte, Massenmomente, innere Biegemomente in der Pleuellagerkurve und Massendrehmomente.

Diese Auswirkungen der freien Massen bewirken Bewegungen des Motors (Ursachen: Massenkräfte, Massenmomente und Massendrehmomente), Beanspruchungen der Lager (Ursachen: rotierende Massenkräfte, Massenradialkräfte) und Verformungen der Pleuellagerkurve und des Pleuellagergehäuses (Ursachen: innere Biegemomente). Sie können verringert oder ganz beseitigt werden durch zwei Maßnahmen:

a) Massen des Pleuellagerwerks so klein wie möglich halten, was besonders für Schnellläufer gilt [7;8].

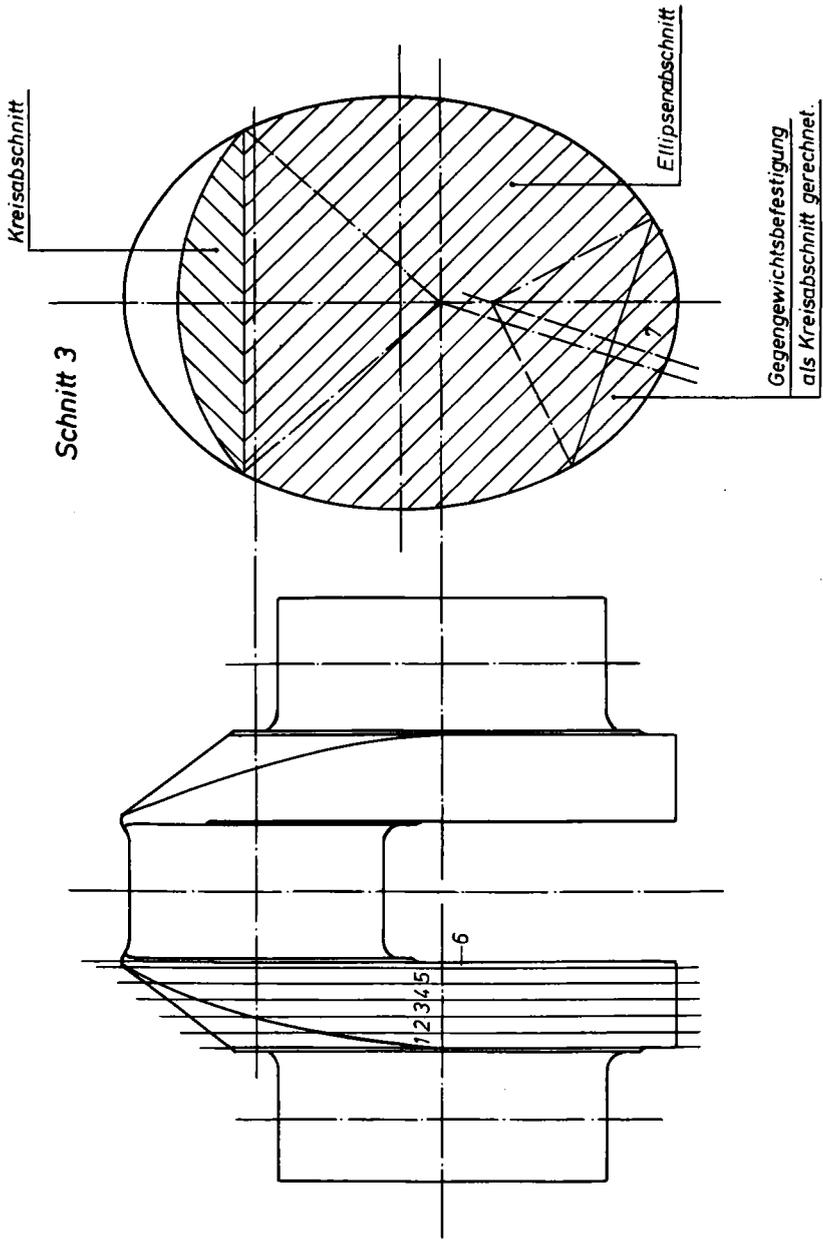


Bild 14. Zerlegung einer Kurbelkröpfung in geometrisch einfache Teile

b) Ausgleich der Massen durch Gegengewichte an der Pleuelstange, womit sich der nächste Abschnitt befaßt.

3.1.1.3 Massenausgleich

3.1.1.3.1 Einzylindermotor

Zum Ausgleich der Massenkräfte durch Gegengewichte ist die Kenntnis der Größe dieser Kräfte notwendig. Nachdem in Abschn. 3.1.1.1 die Beziehungen für die rotierenden und oszillierenden Massenkräfte angegeben wurden, muß man zu ihrer Berechnung die Größe der rotierenden und oszillierenden Massen m_r bzw. m_h ermitteln.

Für den Einzylindermotor werden die Massen des Einzeltriebwerks, bestehend aus einer Pleuelstange mit Pleuelstange und Pleuelstange, berechnet. Da sich das Pleuelstange der Mehrzylindermotoren aus einer Reihe von unter sich gleichen Einzeltriebwerken zusammensetzt, ist die Berechnung der Massen des Einzeltriebwerks auch für den Mehrzylindermotor erforderlich. Die Pleuelstange, Bild 14, wird ebenso wie die Pleuelstange, Bild 15, in Teilkörper zerlegt,

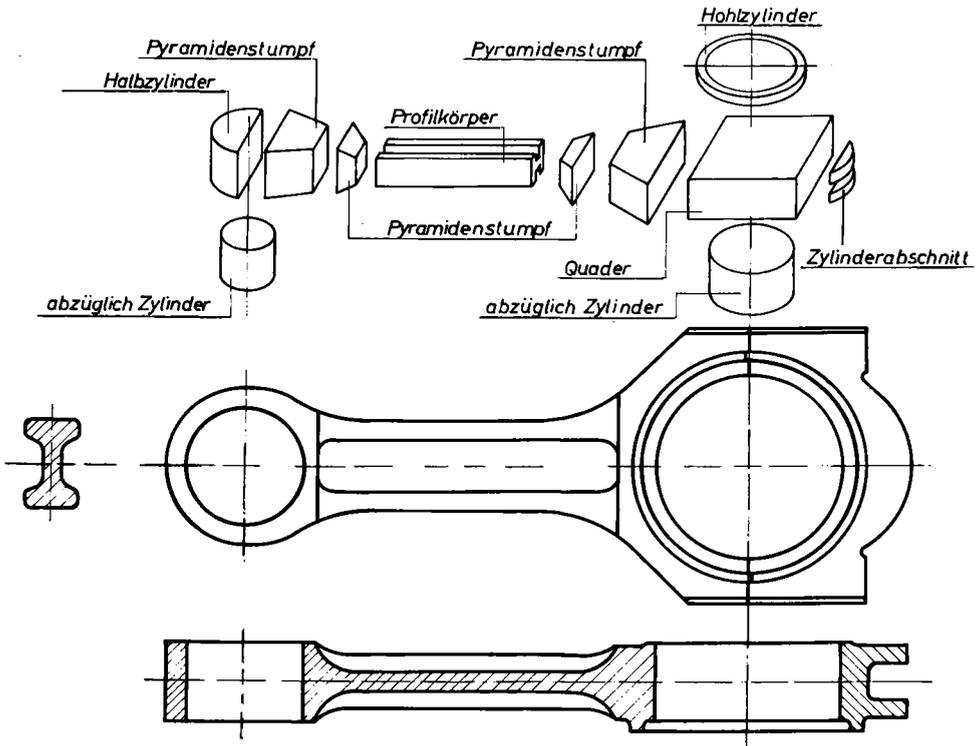


Bild 15. Zerlegung einer Pleuelstange in geometrisch einfache Teile

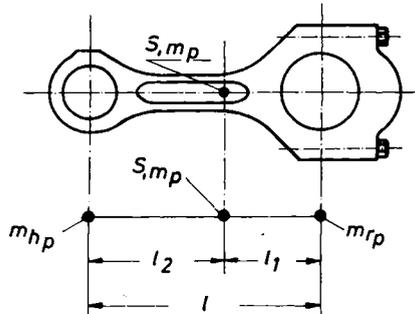
deren Volumen und Schwerpunkt sich einfach ermitteln lassen. Hierbei leisten zahlreiche Zusammenstellungen über Volumen und Schwerpunkt solcher einfachen Teilkörper in der einschlägigen Literatur [57;69] gute Hilfe.

Das Gesamtgewicht der Kurbelkröpfung bzw. der Pleuelstange ist die Summe der Gewichte der Teilkörper. Der Gesamtschwerpunkt wird nach den Regeln der Mechanik aus der Gleichgewichtsbedingung der statischen Momente bestimmt. Aus dem jeweiligen Gesamtgewicht ergibt sich die Masse aus der Division des Gewichtes G durch die Erdbeschleunigung g .

Für die Kurbelkröpfung ergibt sich hiernach eine Masse m_{K_1} mit einem Schwerpunktabstand r_1 von der Kurbelwellenachse. Der Einfachheit halber wird diese Masse m_{K_1} auf den Kurbelradius r bezogen:

$$m_{rK} = m_{K_1} \frac{r_1}{r}$$

Da die Pleuelstange sowohl oszillierende als auch rotierende Bewegungen ausführt, teilt man ihre Masse auf in einen rotierenden Anteil m_{r_p} , der im großen Auge, und einen oszillierenden Teil m_{h_p} , der im kleinen Pleuelauge konzentriert ist, und zwar so, daß der Gesamtschwerpunkt erhalten bleibt (Bild 16).



$$m_{r_p} = \frac{m_p \cdot l_2}{l}$$

$$m_{h_p} = \frac{m_p \cdot l_1}{l}$$

Bild 16. Aufteilung der Pleuelstangenmasse auf kleines und großes Pleuelauge

Das Gewicht des Kolbens G_{K_0} mit Kolbenringen und Kolbenbolzen erfragt man am besten von den Kolbenherstellern, die genügend Erfahrung darüber besitzen. Die Kolbenmasse

$$m_{K_0} = \frac{G_{K_0}}{g}$$

führt eine oszillierende Bewegung aus und wird der oszillierenden Masse der Pleuelstange hinzugezählt. Jetzt können die gesamten rotierenden und oszillierenden Massen angegeben werden:

$$m_r = m_{r_K} + m_{r_P}$$

$$m_h = m_{h_P} + m_{K_O}$$

womit auch die entsprechenden Massenkräfte nach den Gleichungen 11, 13 und 14 berechnet werden können.

Die rotierenden Massenkräfte P_r werden durch Gegengewichte an den Wangen der Kurbelkröpfung ausgeglichen (Bild 17). Die Darstellung der oszillierenden

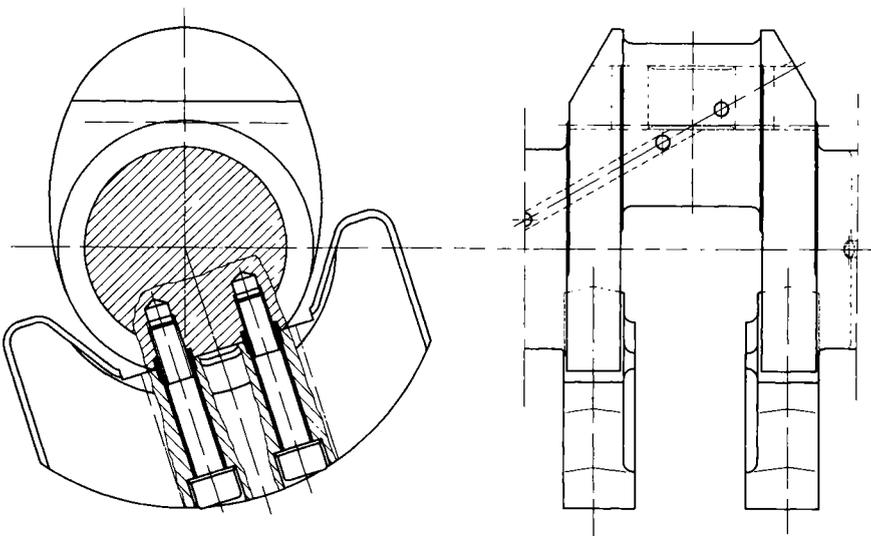


Bild 17. Kurbelkröpfung eines 8-Zylinder-V-Motors (V-Winkel $\gamma = 90^\circ$) mit Gegengewichten

Massenkräfte 1. Ordnung als Summe zweier gegenläufiger Vektoren der Größe $\frac{1}{2} m_h \cdot r \cdot \omega^2$ nach Bild 12 zeigt, daß die in Kurbelwellendrehrichtung rotierende Fliehkraft der Größe $\frac{1}{2} m_h \cdot r \cdot \omega^2$ ebenfalls durch Gegengewichte an den Kurbelwangen ausgeglichen werden kann, so daß nur eine unausgeglichene entgegen dem Kurbelwellendreh Sinn rotierende Massenkraft der Größe $\frac{1}{2} m_h \cdot r \cdot \omega^2$ übrig bleibt. Auf diesem Wege der Zerlegung der oszillierenden Massenkräfte in gegenläufig rotierende Vektoren ergibt sich auch die bekannte Auslegung des Massenausgleichs für Einzylindermotoren, wonach durch Gegengewichte an der Kurbelkröpfung die rotierende Massenkraft P_r

vollständig und von der oszillierenden Massenkraft erster Ordnung P_{h1} 50% ausgeglichen werden, was ebenfalls zu der nachstehend angegebenen Größe der Gegengewichte an der Kurbelwelle führt.

Die Größe der Gegengewichte an der Kurbelkröpfung zum Ausgleich der rotierenden Massenkkräfte wird wie folgt bestimmt:

$$2 \frac{G_g}{g} \cdot r_g \cdot \omega^2 = (m_r + 1/2 m_h) \cdot r \cdot \omega^2$$

$$G_g = \frac{1}{2} (m_r + 1/2 m_h) g \frac{r}{r_g}$$

$$G_g = \frac{1}{2} (G_r + \frac{1}{2} G_h) \frac{r}{r_g}$$

G_g ist das Gewicht eines Gegengewichts an einer Kurbelwange.

Mit Gegengewichten an der Kurbelwelle allein kann kein vollkommener Ausgleich der oszillierenden Massenkkräfte 1. Ordnung erreicht werden. Das ist nur möglich, wenn man gemäß der Vektorbetrachtung von Bild 12 für Massenkkräfte 1. Ordnung noch ein zusätzliches Gewicht G'_g vorsieht, das über einen entsprechenden Zahnradtrieb mit Kurbelwellendrehzahl angetrieben entgegen dem Kurbelwellendrehrichtung rotiert, was bei Einzylindermotoren des öfteren angewandt wird (Bild 18). Nach Bild 18 berechnet sich G'_g folgendermaßen:

$$\frac{G'_g}{g} \cdot r'_g \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} m_h \cdot r \cdot \omega^2$$

$$G'_g = \frac{1}{2} G_h \cdot \frac{r}{r'_g}$$

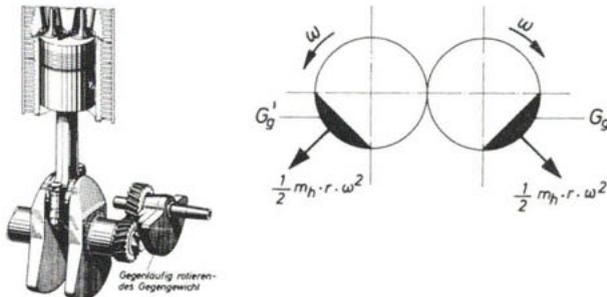


Bild 18. Vollständiger Ausgleich der Massenkkräfte erster Ordnung eines Einzylindermotors durch zwei Gegengewichte an der Kurbelwelle und ein über ein Hilfsgetriebe angetriebenes Gegengewicht

Die oszillierenden Kräfte 2. Ordnung lassen sich, da sie mit doppelter Kurbelwellenfrequenz hin- und hergehen, nicht durch Gegengewichte an der Kurbelwelle ausgleichen, sondern nur durch zwei gegenläufig mit doppelter Kurbelwellendrehzahl rotierende Gegengewichte (Bild 19), deren Größe leicht ermit-

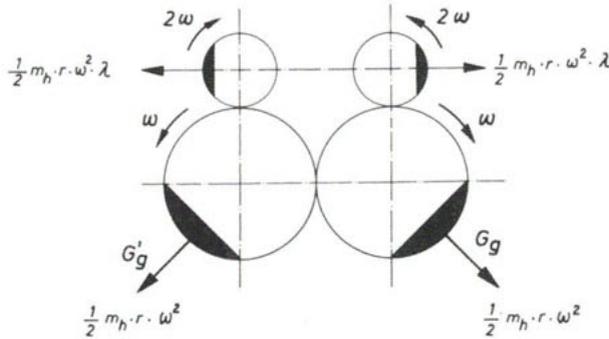


Bild 19. Vollständiger Ausgleich der Massenkräfte 1. und 2. Ordnung eines Einzylindermotors durch Gegengewichte angetrieben über Hilfsgetriebe

telt werden kann, wenn man die hin- und hergehenden Kräfte 2. Ordnung auch wieder nach Bild 12 als Summe zweier gegenläufig rotierender Vektoren der Größe $\frac{1}{2} m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda$ betrachtet. Der Aufwand eines Getriebes hierfür bei einem Einzylindermotor ist jedoch sehr groß, so daß dieser Ausgleich bei Einzylindermotoren kaum angewandt wird.

3.1.1.3.2 Mehrzylinderreihenmotoren

a) Massenkräfte

Die nachstehenden Ausführungen beziehen sich auf homogene Motoren. Homogene Motoren sind folgendermaßen gekennzeichnet:

Die Triebwerksmassen der einzelnen Zylinder ohne Gegengewichte sind untereinander gleich. Die Zylinderabstände a der einzelnen Zylinder sind untereinander gleich.

Diese Voraussetzungen treffen bei modernen schnellaufenden Motoren im Allgemeinen zu, Ausnahme: z.B. 90° -V-Motor mit verstärkten Endwangen (Bild 64). Zur Ermittlung der Massenkräfte eines Mehrzylinderreihenmotors denkt man sich die rotierenden und oszillierenden Massenkräfte der einzelnen Zylinder im Schwerpunkt des Motors vereinigt und vektoriell addiert. Dabei sind die Vektoren der einzelnen Kröpfungen in ihrer Größe gleich, da es sich um homogene Motoren handelt. Die Richtungen der einzelnen Vektoren entsprechen den Richtungen der einzelnen Kröpfungen. Das gilt sowohl für die

rotierenden Massenkräfte als auch für die oszillierenden; denn wir haben ja in Abschn. 3.1.1.1 gesehen, daß auch die oszillierenden Massenkräfte als Summe zweier gegenläufig rotierender Vektoren angesehen werden können. Um die Massenkräfte der einzelnen Zylinder vektoriell addieren zu können, muß die Pleuellengebung in ihrer Pleuellengebung bekannt sein. Die Winkelversetzung der einzelnen Pleuellengebungen gegeneinander ergibt sich aus der Pleuellengebung nach gleichmäßiger Pleuellengebung für den Pleuellengebung zu:

$$\delta_K = \frac{720}{Z}$$

Mit dieser Beziehung kann nun der Pleuellengebung (Bild 20) der Pleuellengebung,

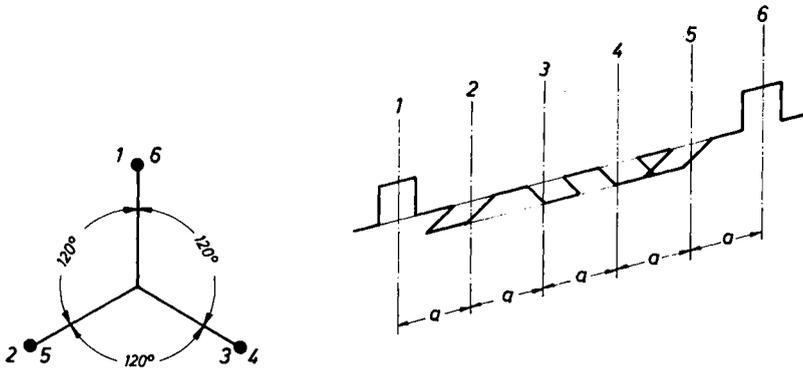


Bild 20. Pleuellengebung einer 6-Zylinder-Pleuellengebung

d.h. ihre Pleuellengebung aufgezeichnet werden. Mit Hilfe des Pleuellengebung wird die vektorielle Addition der Pleuellengebung der einzelnen Zylinder vorgenommen, und zwar sowohl der rotierenden Kräfte als auch der oszillierenden Kräfte 1. und 2. Ordnung. Dazu ist es notwendig, für die oszillierenden Kräfte höherer Ordnung jeweils den Pleuellengebung der betreffenden Ordnung aufzuzeichnen. Er entsteht nach Bild 21 z.B. für die Kräfte 2. Ordnung durch Verdoppeln der Pleuellengebung, für die hier nicht betrachteten Kräfte der 4. Ordnung durch Vervielfachen der Pleuellengebung usw. Man sieht hieraus leicht, daß bei allen Pleuellengebung, die einen zentralsymmetrischen Pleuellengebung 1. oder 2. Ordnung haben, die Pleuellengebung 1. oder 2. Ordnung sich gegenseitig aufheben. Diese Motoren haben einen natürlichen Ausgleich der Pleuellengebung. Demnach sind bei allen Pleuellengebung mit gleichmäßiger Pleuellengebung mit Ausnahme des Pleuellengebung die rotierenden und oszillierenden Pleuellengebung 1. Ordnung gleich Null.

Wie Bild 21 zeigt, ist das bei den Pleuellengebung 2. Ordnung nicht der Fall, z.B. hat der Pleuellengebung, dessen Pleuellengebung 2. Ordnung vier gleichgerichtete Pleuellengebung hat, beachtliche Pleuellengebung 2. Ordnung. Sie sind viermal

so groß wie die Massenkräfte 2. Ordnung des Einzeltriebwerks. Wegen ihrer Größe und wegen ihres Einflusses auf die Standruhe der Vierzylinder-Reihenmotoren geht man bei schnelllaufenden Vierzylindermotoren immer mehr dazu über, die Massenkräfte 2. Ordnung durch ein gegenläufig mit doppelter Kurbelwellendrehzahl rotierendes Gegengewichtspaar auszugleichen.

Zylinderzahl	Kurbelanordnung	Kurbelstern 1. Ordnung	Kurbelstern 2. Ordnung
2-Zylinder, ungleiche Zündfolge			
2-Zylinder, gleichmäßige Zündfolge			
3-Zylinder			
4-Zylinder			
5-Zylinder			
6-Zylinder			

Bild 21. Kurbelsterne 1. und 2. Ordnung für Kurbelwellen verschiedener Zylinderzahlen (Reihenmotoren)

Die Wirkungsweise eines solchen Massenausgleichs 2. Ordnung kann man sich klarmachen, wenn man nach 3.1.1.1 die oszillierenden Massenkräfte 2. Ordnung des Einzeltriebwerks als Vektorsumme zweier gegenläufig mit doppelter Kurbelwellendrehzahl rotierender Vektoren der Größe

$$1/2 \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda$$

betrachtet. Nach Bild 22 ergeben sich beim Vierzylindermotor zwei gegenläufig mit doppelter Kurbelwellendrehzahl rotierende Vektoren der Größe:

$$4 \cdot 1/2 \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda =$$

$$2 m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda ,$$

da nach Bild 21 sich alle vier Vektoren der einzelnen Zylinder addieren. Die Größe der Gegengewichte des Gegengewichtspaares wird nach Bild 22 wie folgt berechnet:

$$m_g \cdot r_g \cdot (2 \omega)^2 = 2 \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda$$

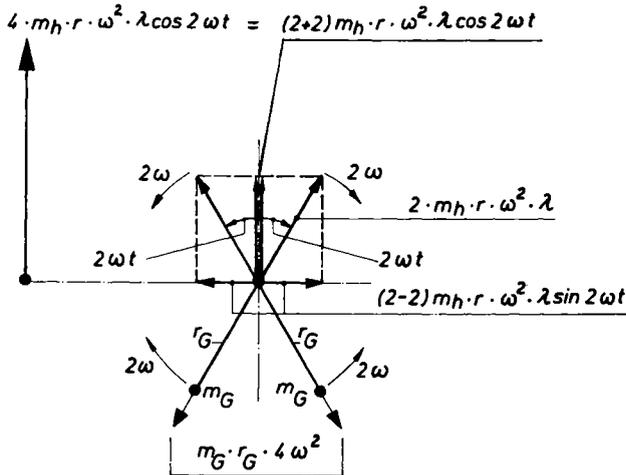


Bild 22. Schema des vollständigen Massenausgleichs 2. Ordnung für einen 4-Zylinder-Reihenmotor

Die Ausführung eines solchen Massenausgleichs für einen Vierzylindermotor zeigt Bild 23. Zur konstruktiven Ausbildung eines Massenausgleichgetriebes nach Bild 23 nachstehend einige Regeln:

Die Gegengewichte müssen in Stirn- und Längsansicht des Motors symmetrisch zur Hochachse des Motors angeordnet sein, um zusätzliche Momente zu vermeiden. Die Gegengewichte sind so zu gestalten, daß bei möglichst großer Masse ein möglichst kleines Trägheitsmoment vorhanden ist. Das heißt, es ist ratsam, die Gegengewichte nach Bild 23 möglichst über die gesamte Motorlänge zu verteilen. Dadurch wird die Beanspruchung der Antriebszahnräder verringert, welche die infolge der Ungleichförmigkeit der Motordrehgeschwindigkeit beim Beschleunigen und Verzögern der Gegengewichte auftretenden Trägheitskräfte aufnehmen müssen. Diese Kräfte wirken auf beide Zahnflanken und können Pittings verursachen. Es hat sich bewährt, die Antriebszahnräder eines solchen Massenausgleichs im Salzbad zu nitrieren oder zu härten, um Pittingsbildung zu vermeiden.

Die Gleitlager der Massenausgleichswellen sind durch die umlaufende Punktlast der Fliehkräfte hoch beansprucht. Hierzu kommen ungünstige Schmierverhältnisse dadurch, daß das Schmieröl dem Lager nur an einer feststehenden

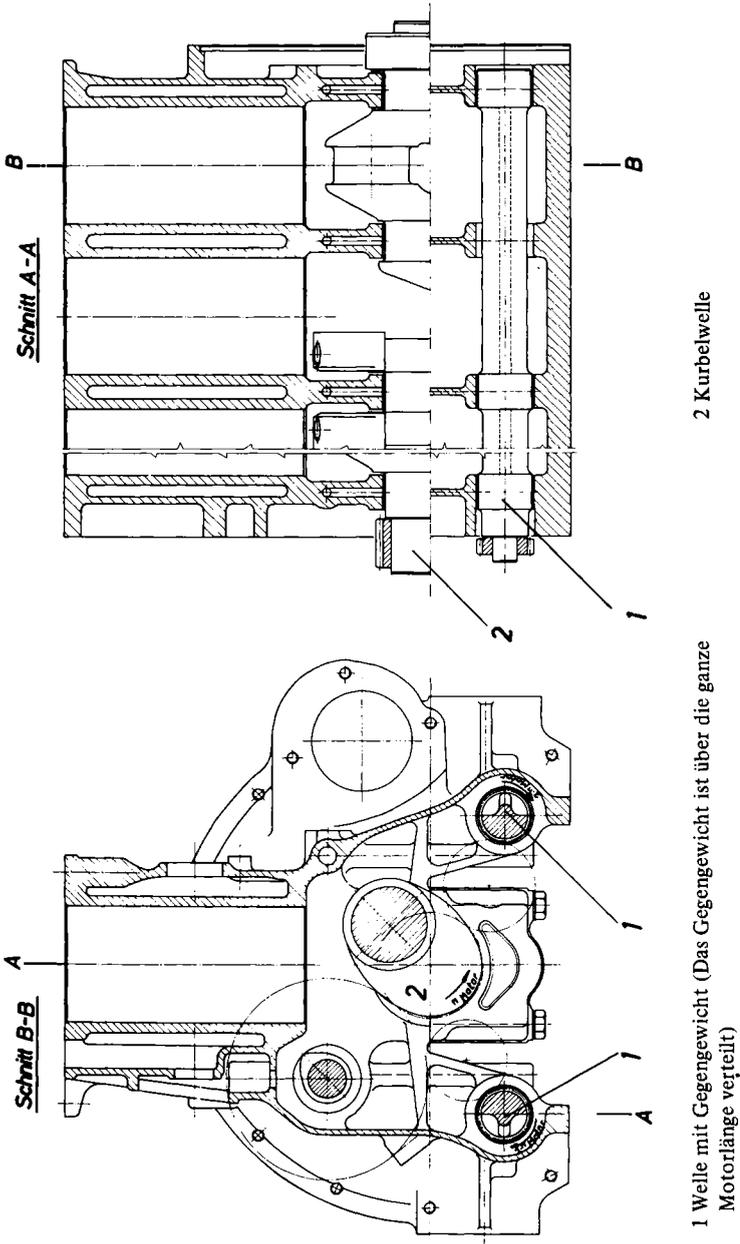


Bild 23. Ausgleichsgetriebe für den Ausgleich der Massenkräfte 2. Ordnung eines Vierzylinderreihenmotors

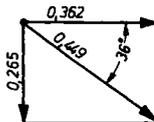
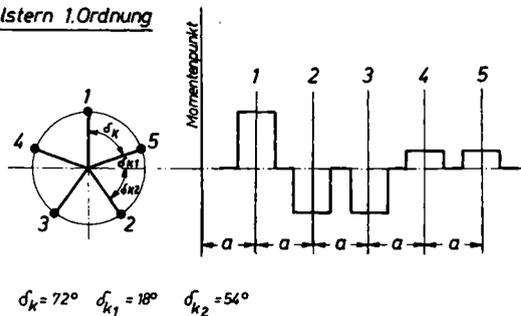
Stelle von außen zugeführt werden kann. Die Lagerbelastung durch Fliehkräfte sollte erfahrungsgemäß einen Wert von 100 kp/cm^2 nicht überschreiten. Hier haben sich gerollte Dreistofflagerbuchsen und salzbadnitrierte Lagerstellen auf der Massenausgleichswelle bewährt.

b) Massenmomente

Da die Massenkräfte der einzelnen Zylinder nicht, wie im vorhergehenden Abschnitt bei der Ermittlung der Massenkräfte angenommen, im Schwerpunkt des Motors vereinigt, sondern längs des Motors verteilt sind, treten bei Mehrzylinderreihenmotoren Massenmomente auf. Wie die Massenmomente nach Größe und Richtung ermittelt werden, wird am Beispiel eines Fünfzylindermotors dargestellt.

Zunächst werden die Kurbelwelle in Längsansicht und der Kurbelstern aufgezeichnet (Bild 24), die Kurbeln entsprechend beziffert und der Zylinderab-

Kurbelstern 1.Ordnung



Kurbelstern 2.Ordnung

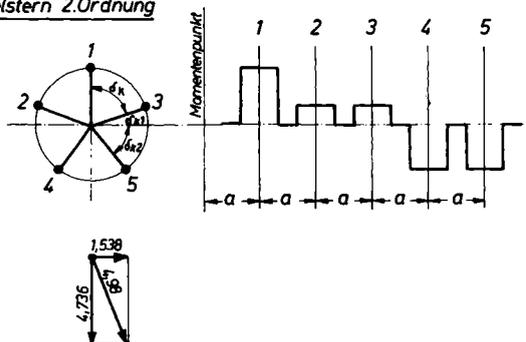


Bild 24. Zur Ermittlung der Massenmomente eines 5-Zylinder-Reihenmotors

stand mit a bezeichnet. Danach werden die Massenkräfte der einzelnen Kurbeln, die gleich 1 gesetzt sind, in senkrechte und waagerechte Komponenten zerlegt. Für jede Richtung wird das Massenmoment jeder einzelnen Kurbel in bezug auf einen Momentenpunkt, der zweckmäßigerweise im Abstand a von Zylinder 1 außerhalb des Motors liegt, bestimmt. Für die senkrechte Komponente des Massenmoments ergibt sich dann:

$$M_y = a - 2a \sin \delta_{K_2} - 3a \sin \delta_{K_2} + 4a \sin \delta_{K_1} + 5a \sin \delta_{K_1}$$

und für die waagerechte Komponente:

$$M_x = 0 + 2a \cos \delta_{K_2} - 3a \cos \delta_{K_2} - 4a \cos \delta_{K_1} + 5a \cos \delta_{K_1}$$

Setzt man $a = 1$, so ergibt sich mit $\delta_{K_1} = 18^\circ$ und $\delta_{K_2} = 54^\circ$ beim Fünfzylindermotor für die senkrechte Komponente ein Wert von 0 und für die waagerechte Komponente ein Wert von 0,449.

Da der Kurbelstern 1. Ordnung betrachtet wurde, so ist das Moment der rotierenden Massenkräfte

$$M_r = 0,449 \cdot m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$$

und das der oszillierenden Massenkräfte 1. Ordnung

$$M_{hI} = 0,449 \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a \cdot \cos \omega t$$

M_r rotiert mit der Kurbelwellendrehzahl, und zwar bezogen auf Kurbel 1 um 126° versetzt.

Die Wirkungsebene von M_{hI} liegt in Richtung der Zylinderachse.

In gleicher Weise kann auch das Massenmoment 2. Ordnung ermittelt werden, nachdem entsprechend Bild 24 der Kurbelstern 2. Ordnung aufgezeichnet wurde. Es ergibt sich für M_{hII} , dessen Wirkungsebene ebenfalls in Richtung

der Zylinderachse liegt:

$$M_{hII} = 4,98 \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot a \cdot \cos 2 \omega t$$

Für dieses Beispiel wurde die für Fünfzylindermotoren übliche Kröpfungsanordnung gewählt, die das kleinste Moment der oszillierenden Massenkräfte 1. Ordnung ergibt. Für jeden anderen Kurbelstern, der vom Gesichtspunkt der gleichmäßigen Zündfolge auch möglich wäre, ergeben sich andere größere Werte.

Aus der an dem Beispiel eines Fünfzylindermotors dargestellten Methode zur Bestimmung der Massenmomente von Reihenmotoren lassen sich zwei Regeln ableiten:

Vollsymmetrische Kurbelwellen, d.h. solche, die sowohl einen zentralsymmetrischen Kurbelstern haben, als auch in ihrer Längsansicht zu einer senkrechten Achse symmetrisch sind, also mit gerader Kröpfungsanzahl, Beispiel Sechszylinder-Viertakt-Kurbelwelle mit zwei gleichgerichteten Kurbeln in der Mitte (Bild 20), haben weder freie Massenkräfte, wie wir unter a) gesehen haben, noch freie Massenmomente 1. und 2. Ordnung.

Teilsymmetrische Kurbelwellen, d.h. solche, bei denen nur der Kurbelstern zentralsymmetrisch ist, während in der Längsansicht keine Symmetrie herrscht (Beispiel: Fünfzylinder-Viertakt-Kurbelwelle), haben keine freien Massenkräfte, jedoch freie Massenmomente 1. und 2. Ordnung, die jedoch durch entsprechende Anordnung der Kröpfungen längs der Kurbelwelle zu einem Minimum bzw. zu 0 werden können. Näheres hierüber kann aus der Literatur [10; 80; 81] entnommen werden.

Das rotierende Massenmoment M_r

$$M_r = k \cdot m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$$

kann durch Gegengewichtspaare an der Kurbelwelle vollständig ausgeglichen werden. k ist ein Faktor, der für jede Zylinderzahl und für jede Kröpfungsfolge verschieden ist. Im oben betrachteten Falle des Fünfzylindermotors wurde er z.B. zu 0,449 ermittelt. Das oszillierende Massenmoment 1. Ordnung

$$M_{h1} = k \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a \cdot \cos \omega t$$

kann genau wie die oszillierenden Massenkräfte entstanden gedacht sein aus der Vektorsumme zweier gegenläufig mit Kurbelwellendrehzahl rotierender Momentenvektoren der Größe $\frac{1}{2} k \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$. Dementsprechend kann das in Kurbelwellendrehrichtung rotierende Massenmoment

$$\frac{1}{2} k \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$$

durch Gegengewichtspaare an der Kurbelwelle ausgeglichen werden, während es für das entgegengesetzt rotierende Moment der gleichen Größe keinen Ausgleich gibt, es sei denn, man ließe über ein Getriebe ein entsprechendes Gegengewicht entgegen dem Kurbelwellendreh Sinn rotieren. Das gleiche gilt sinngemäß für das oszillierende Massenmoment 2. Ordnung M_{h2} . Für die Größe des durch Gegengewichte an der Kurbelwelle ausgleichbaren Massenmoments 1. Ordnung ergibt sich nach dem oben gesagten nun

$$M_1 = k (m_r + 1/2 m_h) r \cdot \omega^2 \cdot a$$

Seine Richtung wird nach Bild 24 durch vektorielle Zusammensetzung der waagerechten und senkrechten Komponenten ermittelt. Die Gegengewichte zum Ausgleich von M_1 werden so an der Kurbelwelle angebracht, daß sie ein Moment erzeugen, das gleich groß und entgegengesetzt gerichtet ist wie M_1 . Das Einfachste wäre es nun, ein Gegengewichtspaar von zwei um 180° versetzten Gegengewichten in einem Abstand voneinander auf der Kurbelwelle anzuordnen, der möglichst groß ist, also auf den beiden Außenwangen der Kurbelwelle oder sogar noch außerhalb des Kurbelgehäuses. Die Richtung, in der diese Gegengewichte angebracht werden müßten, geht aus Bild 24 hervor. Ein solches Vorgehen würde zwar die geringste Anzahl von Gegengewichten ergeben, aber die Notwendigkeit des Ausgleichs der inneren Biegemomente und der Lagerentlastung

nicht berücksichtigen. Das gleiche gilt auch, wenn man die mit natürlichem Kräfte- und Momentenausgleich versehenen vollsymmetrischen Kurbelwellen der Sechszylinderreihenmotoren ohne Gegengewichte ließe. Es sei daher hier kurz auf die inneren Biegemomente und die Lagerbelastungen, hervorgerufen durch Massenkräfte, eingegangen.

Bisher war angenommen worden, daß die Kurbelwelle starr ist. Unter dieser Voraussetzung ist z.B. ein Sechszylinderreihenmotor nach außen ohne Gegengewichte auf der Kurbelwelle vollkommen ausgeglichen. Tatsächlich ist die Kurbelwelle jedoch nicht als starr anzusehen, sondern sie versucht mit ihren Teilmomenten, den inneren Momenten, das Kurbelgehäuse durch Biegung zu verformen. Weil aber eine freie Verformung der Kurbelwelle durch die Lagerung behindert wird, ergibt sich durch die zusätzlichen Lagerkräfte eine Biegebeanspruchung des Kurbelgehäuses. Weiter kommt es zu unruhigem Lauf des Motors, da die Verformungen Unwuchten verursachen. Es muß daher insbesondere bei Schnellläufern auch für einen Ausgleich der inneren Biegemomente, d.h. der Teilmomente, gesorgt werden.

Eine ausgezeichnete Darstellung dieses Problems ist in zwei Veröffentlichungen von Benz [22; 25] gegeben, auf die zu einem eingehenderen Studium verwiesen wird. Am Beispiel eines Achtzylinderreihenmotors (Bild 25) soll hier die Ermitt-

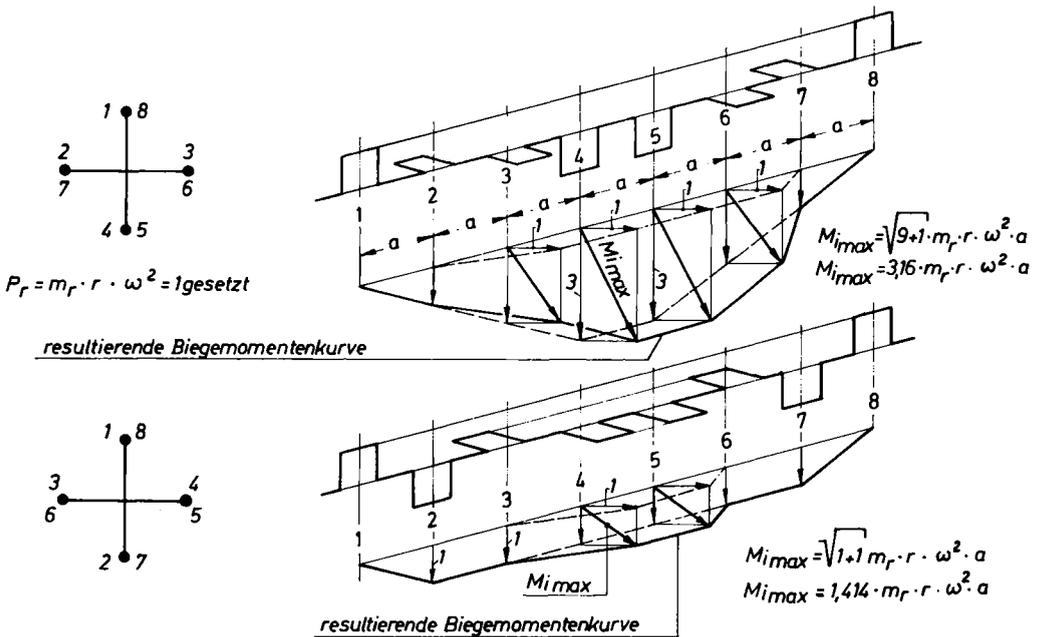


Bild 25. Ermittlung des maximalen inneren Biegemomentes $M_{i \max}$ für eine 8-fach gekröpfte Kurbelwelle bei verschiedenen Kröpfungsanordnungen

lung der Größe der inneren Biegemomente gezeigt und darauf hingewiesen werden, daß die Wahl der Kröpfungsfolge beim Achtzylindermotor einen erheblichen Einfluß auf die Größe der inneren Biegemomente hat.

Im folgenden werden nur die rotierenden Massenkräfte betrachtet, deren innere Momente das Kurbelgehäuse, da sie rotieren, sowohl in Zylinderrichtung als auch quer dazu beanspruchen. In letzterer Richtung ist das Kurbelgehäuse verhältnismäßig weich. Dagegen beanspruchen die inneren Momente der oszillierenden Massenkräfte das Kurbelgehäuse nur in Zylinderrichtung, in der es wesentlich steifer als quer dazu ist. Zur Ermittlung der inneren Biegemomente wird die rotierende Masse eines Zylinders (Voraussetzung: homogener Motor)

$$P_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2$$

gleich 1 gesetzt. Da die Massenkräfte der einzelnen Kröpfungen räumlich verteilt sind, werden sie in zwei um 90° versetzte Richtungen zerlegt. Da beim Achtzylindermotor die Kröpfungen um 90° gegeneinander versetzt sind, erübrigt sich das hier, ist jedoch in allen anderen Fällen, z.B. beim Sechszylindermotor, notwendig. Von Zylinder 1 beginnend werden nun nach Bild 25 die Momente für jede Kröpfung und für jede Richtung bestimmt. Die beiden um 90° versetzten Moment-Vektoren einer jeden Kröpfung werden zu einer Resultierenden zusammengefaßt. Die Endpunkte der Resultierenden werden durch die räumlich verlaufende resultierende Biegemomentkurve verbunden. Diese Prozedur braucht im vorliegenden Fall einer längssymmetrischen Kurbelwelle nur für eine Hälfte durchgeführt zu werden. Nach Bild 25 gewinnt man hierdurch das größte innere Biegemoment M_i , das je nach Kröpfungsfolge Werte von

$$M_i = 1,414 \cdot m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$$

bis

$$M_i = 3,16 \cdot m_r \cdot r \cdot \omega^2 \cdot a$$

annehmen kann. Die Kröpfungsfolge muß dementsprechend ausgewählt werden. Es müssen nun zum Ausgleich der inneren Biegemomente Gegengewichte an den einzelnen Kurbeln nach [43; 57; 69; 80] angebracht werden, obwohl der äußere Ausgleich auch ohne Gegengewichte vorhanden ist. Gleichzeitig muß auch das mittlere Lager zwischen den beiden gleichgerichteten Kurbeln 4 und 5 durch Gegengewichte von den rotierenden Massenkräften entlastet werden. Da die Richtungen der Gegengewichte zum Ausgleich der inneren Biegemomente und zur Entlastung der Lager nicht zusammenfallen, muß ein guter Kompromiß für die Anordnung der Gegengewichte gefunden werden. Wie man dabei vorgeht, ist ausführlich bei Benz [22; 25] dargestellt.

Bei jedem Massenausgleich ist grundsätzlich darauf zu achten, daß die Gegengewichte so angeordnet werden, daß durch diese keine zusätzlichen Kräfte oder Momente entstehen. Mit anderen Worten, im Kurbelstern müssen die Gegenge-

wichte zentralsymmetrisch und in Längsansicht symmetrisch zur Mittelachse der Kurbelwelle angeordnet sein.

In 3.1.1.1 sind die Massendrehmomente $M_w = T_h \cdot r$ erwähnt, die von den oszillierenden Massendrehkräften T_h (Gl. 15 und 17) erzeugt werden. Diese Massenwechselfdrehmomente erster und höherer Ordnungen heben sich bei zentralsymmetrischen Kurbelsternen erster und höherer Ordnungen auf. Ergibt sich jedoch ein Kurbelstern höherer Ordnung mit lauter gleichgerichteten Kurbeln, wie es zum Beispiel beim Vierzylinderreihenmotor (Bild 21) und beim Achtzylinder-V-Motor mit ebener Kurbelwelle bei der 2. Ordnung der Fall ist, so addieren sich die Massendrehmomente 2. Ordnung aller vier Kurbeln z.B. beim Vierzylindermotor zu dem beachtlichen Wert von

$$M_{wII} = 4 \cdot r \cdot m_h \cdot r \cdot \omega^2 (1/2 \sin 2 \omega t)$$

$$M_{wII} = 2 m_h \cdot r^2 \cdot \omega^2 \cdot \sin 2 \omega t$$

Dieses Massenwechselfdrehmoment 2. Ordnung ergibt ein entsprechendes Reaktionsmoment in der Aufhängung des Motors und verschlechtert dessen Standruhe. Da es mit der Drehzahl quadratisch anwächst und ein entsprechender Ausgleich hierfür nicht geschaffen werden kann, muß in diesen Fällen besonders bei Schnellläufern das Triebwerk sorgfältig auf kleinstmögliche Triebwerksmassen ausgebildet werden.

3.1.1.3.3 V-Motoren

Um einen Überblick über die Massenkkräfte und Massenmomente eines V-Motors zu erhalten, wird zunächst eine V-Motoreinheit, bestehend aus zwei Zylindereinheiten nach Bild 26, betrachtet, und zwar eine V-Motoreinheit allgemeiner Form mit einem V-Winkel γ und zwei um einen Winkel α versetzten Kurbelzapfen an einer Kurbel, die in der Längsrichtung um einen Abstand b gegeneinander versetzt sind.

Normalerweise ist ein V-Motor so ausgebildet, daß zwei Pleuelstangen nebeneinander auf einer Kröpfung laufen, d.h. $\alpha = 0$. Nun muß aber, wenn man gleichmäßige Zündfolge erhalten will, der V-Winkel der nachstehenden Beziehungen gehorchen

$$\gamma = \frac{720}{Z}$$

Wählt man aber einen davon abweichenden V-Winkel γ' , sei es aus konstruktiven Gründen (Baubreite) oder sei es, daß man bei einer Baureihe von V-Motoren verschiedener Zylinderzahlen aus konstruktiven Gründen und Fertigungsgründen einen durchgehend gleichen V-Winkel haben will, so kann man trotzdem gleichmäßige Zündfolge erreichen, wenn man mit versetzten Kröpfungen arbeitet und $\alpha = \gamma' + n \cdot \gamma$ macht, worin $n = 0, 1, 2, \dots$ ist. Man erhält dann eine solche