

Die Verbrennungskraftmaschine

Herausgegeben von

Prof. Dr. **Hans List** VDI
Dresden

Heft 14

**Verschleiß, Betriebszahlen und Wirtschaftlichkeit
von Verbrennungskraftmaschinen**



Wien
Springer-Verlag
1943

Verschleiß, Betriebszahlen und Wirtschaftlichkeit von Verbrennungskraftmaschinen

Von

Dr.-Ing. Carl Englisch

Oberingenieur der Alfred Teves Maschinen- und Armaturenfabrik K. G.,
Frankfurt a. M.

Mit 363 Textabbildungen



Wien
Springer-Verlag
1943

ISBN 978-3-7091-5241-6 ISBN 978-3-7091-5389-5 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-7091-5389-5

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten
Copyright 1943 by Springer-Verlag OHG in Vienna.

Vorwort.

Wird die durch Zusammenarbeit von Gestalter und Werkstatt auf Grund schöpferischer Gedanken, theoretischer Erwägungen und praktischer Erfahrungen ausgeführte Verbrennungskraftmaschine nach Erprobung der neuen Bauart durch eine Versuchsmaschine, gegebenenfalls auch nach Bewährung mehrerer Maschinen, für den Verkauf freigegeben, so folgt darauf im praktischen Betrieb die schärfste Erprobung von unerbittlicher Strenge. Unter oft rauen Betriebsbedingungen und häufig überdies bei unzureichender Pflege muß die Maschine gegenüber den Erzeugnissen des Wettbewerbes bestehen; sie muß während einer angemessenen Lebensdauer betriebssicher und verläßlich arbeiten und wird sich nur dann durchsetzen können, wenn sie sich im Betrieb auf die Dauer so wirtschaftlich zeigt, als dies im Hinblick auf den augenblicklichen Entwicklungsstand der Technik gefordert werden kann.

Verschleißerscheinungen am Motor und Instandhaltungskosten hängen eng zusammen. Verschleiß bedeutet Verlust, nicht nur an Werkstoffen, sondern auch an aufgewendeter Arbeitskraft und Arbeitszeit, bedeutet demnach unwiederbringlichen Verlust an Volksgütern im weitesten Sinn. Den Verschleißursachen nachzuforschen und den Verschleiß möglichst einzudämmen, ist eine vordringliche Aufgabe für unsere gesamte Werkstoffwirtschaft und für jeden Einzelnen, der mit der Auswahl des Werkstoffes und dessen Verarbeitung zu tun hat. Der erste Teil dieses Heftes ist daher den wichtigsten, in den Verbrennungskraftmaschinen zu beobachtenden Verschleißerscheinungen gewidmet; entsprechend ihrer Bedeutung für die allgemeine Volkswirtschaft ist dieser Abschnitt verhältnismäßig stark betont worden. Es sollte hier versucht werden, dem Ingenieur das ihm vielfach etwas fremde Verschleißgebiet näher zu bringen.

Anschaffungskosten, Betriebskosten und Instandhaltungskosten beeinflussen grundlegend die Wirtschaftlichkeit. Unter den Betriebskosten nehmen wieder jene für die Betriebsmittel den ersten Platz ein. Der Zweck des zweiten Abschnittes dieses Heftes soll es sein, einen Überblick über den Betriebsmittelverbrauch der heute üblichen Motorenbauarten zu geben, Vergleiche über die Verbrauchsziffern verschiedener Motoren zu ermöglichen und diese gegebenenfalls für Neuausführungen voreinschätzen zu lassen.

Der Kriegsverhältnisse halber konnten die Verbrauchsangaben nicht in wünschenswertem Umfang erhalten werden, es sind daher in diesem Abschnitt einige fühlbare Lücken offen geblieben.

Im dritten Abschnitt des Heftes wird endlich kurz aufgezeigt, wie sich die Wirtschaftlichkeit der Verbrennungskraftmaschine erfassen läßt. Gerade dieser Abschnitt läßt sich aber heute wo nicht die das normale Wirtschaftsleben beherrschenden Grundsätze im Vordergrund stehen, im stärkeren Maß noch als die vorhergehenden, nicht so darstellen, wie normale Zeiten es erlauben und erfordern würden. Es ist daher hier bei einigen grundsätzlichen Andeutungen geblieben.

Es ist mir eine angenehme Pflicht, meinen Dank allen jenen zu sagen, die das Zustandekommen der Arbeit gefördert haben: Herrn Professor List für vielfache Anregungen und Unterstützungen, die er mir bei der Abfassung der Arbeit zuteil werden ließ; Herrn S. Pachernegg für maßgebende Mitarbeit, vor allem in Abschnitt 2; den zahlreichen Werken, die reichlich Versuchsmaterial und Zeichnungen zur Verfügung gestellt haben, endlich auch dem Verlag für die mustergültige Ausstattung des Heftes.

Frankfurt a. M. im April 1943.

C. ENGLISCH.

Inhaltsverzeichnis.

Erster Teil: Verschleiß in Verbrennungskraftmaschinen.		Seite
Einleitung		1
A. Allgemeines über Verschleißerscheinungen		1
I. Der Begriff „Verschleiß“		1
II. Verschleißarten		2
1. Trockene gleitende Reibung		4
a) Gesetzmäßigkeiten		4
b) Ausbildung der Oberflächen; Einlaufen		4
c) Beanspruchungen in den Oberflächen		5
d) Einfluß der Oberflächenbearbeitung		7
2. Geschmierte gleitende Reibung		7
3. Rollende Reibung, trocken		8
4. Rollende Reibung geschmierter Teile		9
5. Geschmierte Gleitflächen und verunreinigtes Schmiermittel		10
6. Reiboxydation		14
7. Verschleiß durch Schlagbeanspruchung		16
III. Verschleißverhalten verschiedener Werkstoffe		16
1. Gußeisen auf Gußeisen		16
2. Stahl auf Stahl		22
3. Gußeisen auf Stahl		28
4. Verschleißverhalten von Leichtmetallen		31
Schrifttum		31
B. Verschleiß von Motorbauteilen		32
I. Zylinder, Kolbenringe		32
1. Das Verschleißbild am Zylinder		32
2. Verschleißerscheinungen an den Kolbenringen		34
3. Verschleißfortschritt		36
4. Verschleißbedingungen		37
a) Innere Verschleißbedingungen		38
α) Gefügeausbildung		38
β) Spannung der Kolbenringe		47
b) Äußere Verschleißbedingungen		49
α) Betriebsbedingungen		50
β) Einfluß der Reinheit von Ansaugluft und Schmieröl		55
5. Maßnahmen gegen den Zylinderverschleiß		58
a) Gestaltung		58
b) Werkstoffe		60
c) Korrosion an den Außenseiten von Zylinderlaufbuchsen		65
6. Oberflächenbehandlung von Kolbenringen		66
7. Instandsetzung ausgelaufener Zylinder		67
Schrifttum		68
II. Kolben		68
1. Kolbenwerkstoffe		69
a) Grauguß		70
b) Sonderstahlguß		70
c) Leichtmetalllegierungen		71
2. Laufeigenschaften von Kolbenlegierungen		75
3. Gestaltung, Bearbeitung und Verschleiß		76
a) Kolbenringnuten		76
b) Kolbenboden		78

	Seite
4. Oberflächenbehandlung der Kolben	79
a) Eloxieren der Leichtmetallkolben	79
b) Metallische Schutzschichten auf Kolben	80
c) Nichtmetallische Schutzschichten	80
Schrifttum	81
III. Luftfilter	81
IV. Ventile, Ventilsitze und Ventildführungen	83
1. Ventile	83
a) Ventilkegelwerkstoffe	84
b) Verschleißerscheinungen am Ventil	89
c) Formgebung und Verschleiß	91
d) Korrosionsangriffe am Ventil	92
e) Künstliche Kühlung von Ventilen	93
f) Erhöhen des Widerstandes an den verschleißbeanspruchenden Stellen des Ventils	93
Schrifttum	94
2. Ventilsitze	94
Schrifttum	98
3. Ventildführungen	98
V. Gleitlager	100
1. Verschleißursachen	103
2. Lagerwerkstoffe	106
a) Weißmetallager	108
b) Kadmiumlager	113
c) Bleibronzelager	113
d) Leichtmetallager	117
α) Aluminiumlagermetalle	117
β) Magnesiumlagermetalle	119
e) Bronzelager	120
f) Zinklagermetalle	121
g) Messinglager	122
h) Gußeisenlager	122
i) Sintermetalle	122
k) Kunstharz-Preßstofflager	122
Schrifttum	123
VI. Wälzlager	124
Schrifttum	126
VII. Kurbelwellen	126
Schrifttum	131
VIII. Zahnräder	131
Schrifttum	134

Zweiter Teil: Verbrauch von Betriebsmitteln.

A. Kraftstoffverbrauch	135
I. Einleitung	135
II. Kraftstoffverbrauchsmessungen	135
1. Allgemeines	135
2. Verbrauchsmessungen mit flüssigen Kraftstoffen	139
a) Gewichtsmessung	140
b) Volumetrische Messungen	141
c) Unmittelbare Messung des Verbrauchs je Zeiteinheit	141
3. Verbrauchsmessungen mit gasförmigen Kraftstoffen	142
4. Verbrauchsmessungen mit festen Kraftstoffen	143
III. Mechanischer Wirkungsgrad und Verbrauch	144
IV. Einfluß der Eigenschaften der Betriebsstoffe auf den Verbrauch	147
V. Wärmebilanzen	147
VI. Durchführung und Auswertung von Kraftstoffverbrauchsmessungen ..	148
1. Ortsfeste Motoren	148

	Seite
2. Schiffsmotoren	148
3. Fahrzeugmotoren	149
Schrifttum	152
VII. Verbrauchsangaben ausgeführter Motoren	152
1. Dieselmotoren	155
a) Raschlaufende Dieselmotoren für Kraftfahrzeuge	155
α) Viertaktmotoren	155
β) Zweitaktmotoren	168
b) Raschlaufende Dieselmotoren für Eisenbahnfahrzeuge	171
α) Verschublokomotiven	171
β) Triebwagenmotoren und Lokomotiven	172
c) Ortsfeste Motoren	174
α) Viertaktmotoren	176
β) Zweitaktmotoren	181
d) Schiffsdieselmotoren	183
α) Viertaktmotoren	185
β) Zweitaktmotoren	188
e) Aufgeladene Viertakt-Dieselmotoren	189
f) Zweitakt-Dieselmotoren mit Kurbelkastenspülpumpe	192
2. Niederdruckmotoren	193
3. Glühkopfmotoren	197
4. Ottomotoren	197
a) Flüssige Kraftstoffe	197
α) Viertaktmotoren	199
β) Zweitaktmotoren	200
b) Gasmotoren	202
1. Ortsfeste Gasmotoren	203
α) Druckgasmotoren	204
β) Sauggasmotoren	205
2. Gasmotoren im Kraftwagenbetrieb	207
α) Speichergase	207
β) Generatorgas	209
5. Diesel-Gasbetrieb	209
a) Fahrzeugmotoren	211
α) Diesel-Gasbetrieb mit Flüssiggas	211
β) Diesel-Gasbetrieb mit Generatorgas	211
b) Ortsfeste Motoren	212
6. Kohlenstaubmotoren	215
Schrifttum	215
B. Schmierölverbrauch	216
I. Tauchschmierung	216
1. Tauchschmierung mit sinkendem Ölstand	216
2. Tauchschmierung mit unveränderlichem Ölstand	216
II. Frischölschmierung	216
III. Druckumlaufschmierung	216
a) Druckumlaufschmierung mit nassem Ölsumpf	216
b) Druckumlaufschmierung mit Trockensumpf	217
IV. Mischungsschmierung	217
V. Schmierölverbrauchsmessungen	217
α) Unmittelbarer Verbrauch	218
β) Mittelbarer Verbrauch	218
C. Kühlmittelverbrauch	220
I. Wasserkühlung	221
II. Heißkühlung	221
III. Ölkühlung	222
IV. Luftkühlung	222
Schrifttum	223

Dritter Teil: **Wirtschaftlichkeit.**

A. Allgemeines	224
B. Ortsfeste Anlagen und Schiffsanlagen	224
1. Feste Kosten	224
2. Betriebskosten	225
a) Kosten für Bedienung und Wartung	225
b) Betriebsmittelkosten	226
α) Kraftstoffkosten	226
β) Kosten für Schmiermittel und Putzmittel	229
c) Instandhaltungskosten	230
3. Maßnahmen zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit	232
C. Kraftfahrzeuge	233
1. Feste Kosten	233
2. Laufende Kosten	233
a) Betriebsstoffkosten	233
b) Kosten für die Bereifung	236
c) Instandhaltungskosten	236
3. Wirtschaftlichkeitsberechnungen	237
Schrifttum	239
D. Schlußwort	240

Verschleiß in Verbrennungskraftmaschinen.

Einleitung.

Dem Verschleiß sind die verschiedensten Bauteile von Verbrennungsmotoren unterworfen. Die an den betroffenen Teilen bewirkten fortschreitenden Gestaltänderungen führen im Laufe der Zeit zu allmählich sich in steigendem Maß bemerkbar machenden Störungen in deren Arbeitsweise; dementsprechend ist für jeden Bauteil nur ein ganz bestimmtes Höchstmaß an Verschleiß zulässig, bei dessen Überschreiten seine ordnungsmäßige Funktion in Frage gestellt wird.

Der Verschleißfortschritt an den einzelnen Bauteilen erfolgt nun im allgemeinen verschieden schnell. Sobald aber auch nur ein einziger Bauteil einer Maschine das für ihn zulässige höchste Abnutzungsmaß erreicht hat, müssen an dieser die erforderlichen Wiederherstellungs- oder Ersatzarbeiten vorgenommen werden.

Jede Instandsetzung und jede Überholung bedeutet Stillstand der betreffenden Maschine; sie hat ferner Demontage- und Montagekosten zur Folge, sie bedeutet daneben vielfach Aufwendung an Werkzeug und Verlust an Hilfsmaterial und endlich die Bindung von Arbeitskräften, Werkzeugen und Einrichtungen aller Art.

Die Werte, die der Gesamtwirtschaft durch den Verschleiß fortlaufend verloren gehen, sind sehr groß. Es treten nicht nur Verluste von wertvollen Werkstoffen und Bauteilen ein, sondern darüber hinaus auch solche, die durch die für die Überholung notwendigen Stillstandzeiten, sowie durch die damit verbundenen Produktionsausfälle verursacht werden.

Es ist daher anzustreben, die Lebensdauer aller Bauteile von Verbrennungskraftmaschinen so groß als nur möglich zu machen; ferner die Lebensdauer der einzelnen Teile so aufeinander abzustimmen, daß die Notwendigkeit der Überholung an allen Teilen ungefähr gleichzeitig eintritt.

Diesen Forderungen in weitestem Maß gerecht zu werden ist eine der dringendsten Aufgaben, die der Verbrennungskraftmaschinenbau dem Gestalter und dem Werkstoffmann, nicht zuletzt aber auch dem Forscher zu gemeinsamer Lösung stellt.

A. Allgemeines über Verschleißerscheinungen.

I. Der Begriff „Verschleiß“.

Als Verschleiß werden im allgemeinen nach SIEBEL [1]¹ unbeabsichtigte und unerwünschte Stoffabtrennungen und Zerstörungen an den Oberflächen von Bauteilen bezeichnet, die unter dem Einfluß äußerer Krafteinwirkungen irgendwelcher Art zustandekommen.

Solche Krafteinwirkungen können nicht nur durch feste, sondern auch durch flüssige oder gasförmige Stoffe hervorgerufen werden.

Zerstörungen durch rein chemische Einflüsse — also Korrosionserscheinungen — fallen zwar nicht unter diesen enger gezogenen Begriff „Verschleiß“. Wo aber chemische Einflüsse das Einsetzen mechanischer Angriffe erst ermöglichen oder einleiten, müssen sie

¹ Die Zahlen in eckigen Klammern beziehen sich auf das jeweils den einzelnen Abschnitten angeführte Schrifttum.

in die folgenden Betrachtungen miteinbezogen werden; ebenso gelten sie dort im weiteren Sinn als Verschleißerscheinungen, wo durch ihr Auftreten Maschinenteile zerstört und unbrauchbar gemacht werden.

Die Einleitung des Verschleißes und sein Fortschreiten können auf die verschiedenste Weise erfolgen. Die Vielfalt der Verschleißbedingungen und -erscheinungen, daneben die Vielzahl der diese Vorgänge beherrschenden Einflüsse erschweren ein planmäßiges Klären des Verschleißphänomens und brachten es mit sich, daß heute dieser alltägliche Vorgang noch recht unerforscht ist.

Jedenfalls ist es trotz zahlreicher Bemühungen, zwischen dem Verschleißwiderstand einerseits und den mechanischen Gütewerten eines Werkstückes andererseits feststehende Beziehungen aufzustellen, nicht gelungen, einen absoluten Gütemaßstab für den Verschleißwiderstand — etwa in Form einer Werkstoffkennziffer — zu gewinnen. Wie aus den weiteren Ausführungen hervorgeht, ist dies auch nicht zu erwarten.

Im allgemeinen lassen sich die Ergebnisse von Verschleißversuchen, die aus einer bestimmten Verschleißvorrichtung gewonnen wurden, stets nur auf ganz ähnlich gelagerte Fälle übertragen; schon durch verhältnismäßig geringfügige Änderungen der Verschleißumstände können wesentlich andere Ergebnisse gezeitigt werden.

Bei jedem Verschleißvorgang lassen sich unterscheiden:

1. Die Art der Verschleißbeanspruchung, gekennzeichnet durch
 - a) die Art der Relativbewegung zwischen den Verschleißteilen und die Art der Kraftübertragung,
 - b) die Größe der in den Verschleißflächen übertragenen Kräfte,
 - c) die Größe der Relativgeschwindigkeit zwischen den verschleißenden Teilen.
2. Die inneren Verschleißbedingungen
 - a) Werkstoffgebundene Eigenschaften der Verschleißteile (Gefügeausbildung, Härte, Festigkeit, Zähigkeit u. a.),
 - b) die Oberflächenbeschaffenheit und
 - c) die Form der Verschleißteile.
3. Die äußeren Verschleißbedingungen:
 - a) Art der Atmosphäre, in welcher der Vorgang sich abspielt;
 - b) Temperatur;
 - c) Schmierung;
 - d) Anwesenheit oder Fehlen von Fremdteilchen zwischen den verschleißenden Oberflächen; im ersten Fall auch Art, Zahl und Größe der Fremdteilchen;
 - e) Zusätzliche mechanische Beanspruchungen der Verschleißteile, insbesondere Art und Höhe dieser Beanspruchungen in den Oberflächenzonen.

II. Verschleißarten.

Nach der Art der Verschleißbeanspruchung kann unterschieden werden

1. Verschleiß bei gleitender Reibung:
 - a) trocken (z. B. Schäfte von Einlaß- und Auslaßventilen),
 - b) geschmiert u. zw.
 - unvollkommene Schmierung (z. B. Zylinder- und Kolbenringe, Kolben),
 - vollkommene Schmierung (Lager),
2. Verschleiß bei rollender Reibung:
 - a) trocken (z. B. Betätigungsrollen)
 - b) geschmiert (z. B. Wälzlager).
3. Verschleiß bei schlagartiger Beanspruchung (z. B. Ventilsitze).
4. Passungsvererschleiß (Verschleiß bei Berührung unter Wechselbeanspruchung; z. B. Verschleißerscheinungen in Gelenken, im Nabensitz von Schwungrädern)

5. Verschleiß durch bewegte feste Verschleißmittel:
 - a) durch gekörnte feste Stoffe (Sand, Staub, Asche);
 - b) durch feste Verschleißmittel in bewegten Flüssigkeiten;
 - c) durch feste Verschleißmittel in bewegten Gasen.
6. Verschleiß durch bewegte Flüssigkeiten (z. B. Hohlsogverschleiß an den Schaufeln von Kreiselpumpen; Verschleiß durch Tropfenschlag).
7. Verschleiß in raschbewegten Flüssigkeiten durch Erosion der Deckschichten.
8. Verschleiß durch Korrosion:
 - a) durch Flüssigkeiten (z. B. Zerstörungen an den Außenseiten von seewassergekühlten Zylinderlaufbüchsen).
 - b) durch Gase (z. B. an Auslaßventilen).

Verschleißvorgänge sind — einschließlich des Schmiervorganges — in erster Linie Oberflächenvorgänge; sie sind daher vor allem auch von diesem Gesichtspunkt aus zu sehen und zu werten. In jedem Fall muß dort, wo Abnutzungserscheinungen auftreten, die Werkstofffestigkeit in irgendeinem Sinn durch die als Folge der äußeren Kräfteeinwirkungen an den Oberflächenpunkten auftretenden Spannungen überschritten werden.

Jedem Verschleißvorgang liegen ein oder mehrere der folgenden Einzelvorgänge zugrunde:

1. Als Folge äußerer Kräfteeinwirkungen treten bleibende plastische Verformungen verbunden mit einer Ermüdung der äußersten beanspruchten Schichten, also „Oberflächenermüdung“ ein. Dadurch kommt es zum Lostrennen von Teilchen aus den Oberflächen und zu einer Aufrauung derselben.

2. Elektromagnetische Wirkungen beim Aneinandervorbeistreichen freier Ladungen an den Grenzschichten, wenn dies in solcher Nähe geschieht, daß die molekularen Grenzkräfte sich fühlbar machen, führen zu Abnutzungserscheinungen auch an gut geschmierten Flächen, wie z. B. in Lagern; die Oberflächen werden hierbei aber nicht aufgeraut, sondern im Gegenteil geglättet und die Gleiteigenschaften verbessert.

3. Endlich tritt Verschleiß durch chemische und technologische Vorgänge in den Grenzschichten auf. Sie können den Verschleiß einleiten, sie können verschleißfördernd oder -mindernd wirken. Insbesondere bei trockener Reibung und ungenügender Abfuhr der Reibungswärme kann die Grenzschicht sehr hoch erhitzt werden, wodurch das Reaktionsvermögen zwischen Metallen und Gasen vergrößert wird, vor allem auch unter den hohen an den Berührungspunkten herrschenden Drücken. Hierher zählen auch die Erscheinungen der Reiboxydation.

Einleitung des Verschleißvorganges und Verschleißfortschritt müssen nicht auf gleicher Ursache beruhen; bei einer Reihe von Maschinenteilen handelt es sich hierbei um grundsätzlich verschiedene Vorgänge.

Die Oberflächen der verschleißenden Teile weisen meist zu Beginn der Einwirkung der sie beanspruchenden Kräfte noch nicht jenen Zustand auf, der sie zum besten Ertragen dieser Beanspruchung geeignet macht: Es ist vielfach erst ein „Einlaufen“, d. h. ein gegenseitiges Anpassen der Oberflächen nötig, ehe diese in der Lage sind, die volle Betriebsbeanspruchung dauernd aufzunehmen.

Es kommt dabei wohl nur selten vor, daß die Verschleißbeanspruchung eines Bauteiles sich klar und eindeutig unter eine der oben geführten Verschleißarten einordnen läßt; meist überlagern sich zwei oder auch mehrere der aufgezählten verschiedenen Verschleißbeanspruchungsarten.

In Verbrennungskraftmaschinen treten bestimmte Verschleißarten in besonders auffallender Weise auf: Die Eigentümlichkeiten derselben, ihre Regeln und Gesetzmäßigkeiten, soweit heute solche sich überhaupt erkennen lassen, sollen im nachfolgenden ausführlicher behandelt werden.

1. Trockene gleitende Reibung.

a) Gesetzmäßigkeiten.

Als allgemein für den Verschleiß durch trockene gleitende Reibung geltend, kann folgendes festgestellt werden:

1. Der Verschleiß nimmt verhältnisgleich mit dem Laufweg zu.
2. Der Verschleiß steigt bei gleichgehaltener Geschwindigkeit und gleichbleibender Temperatur mit steigendem Anpreßdruck meist geradlinig an, solange kein Fressen eintritt. — Es werden hier jedoch auch Abweichungen festgestellt, die beim Verschleißverhalten der einzelnen Werkstoffe später besprochen werden.
3. Bei veränderlicher Geschwindigkeit besteht, auch wenn Temperatur und Anpreßdruck gleich gehalten werden, keine einfache Beziehung zur Höhe des beobachteten Verschleißes.
4. Ein eindeutiger, allgemein gültiger Zusammenhang zwischen Reibbeiwert und Verschleiß konnte bisher nicht festgestellt werden.

b) Ausbildung der Oberflächen; Einlaufen.

Die Vorgänge beim Verschleiß durch trockene gleitende Reibung werden häufig rein makroskopisch dahin gedeutet, daß Vorsprünge und Vertiefungen in den übereinander gleitenden Flächen wie Zähne ineinandergreifen, wobei die Vorsprünge teilweise kaltverformt und verquetscht, teilweise abgeschert werden — ein Vorgang, wie er etwa ähnlich beim Glätten einer Oberfläche durch Feilen vorstellbar ist.

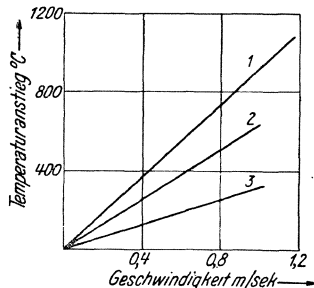


Abb. 1. Oberflächentemperatur beim Gleiten von Konstantan auf weichem Stahl (nach Bowden und Ridler [3]). Last 102 g.
Anfangstemperatur 17° C.
1 ... ohne Schmiermittel
2 ... mit handelsüblichem Schmiermittel
3 ... Schmierung mit Ölsäure.
Die Temperaturen wurden derart gemessen, daß die aufeinander gleitenden Metalle als Schenkel eines Thermoelements dienen.

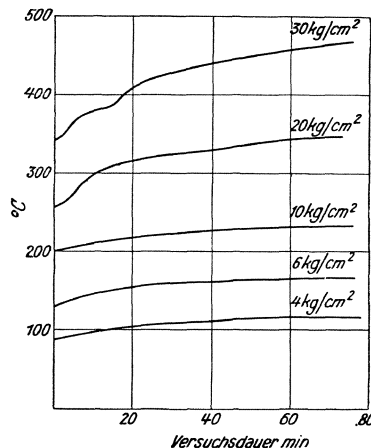


Abb. 2. Temperaturverlauf in der Verschleißschicht von Stahl mit 0,26 C bei verschiedenen Flächenpressungen. Gleitgeschwindigkeit 1 m/sek (nach Dies [8]). Darstellung weitgehend vereinfacht.

Die Vorstellung erfaßt aber nur einen Teil der Verschleißerscheinungen. Trockene Reibung ist zwar regelmäßig auch mit einer Verformung des Gefüges in den Gleitflächen verbunden, doch haben neuere Untersuchungen nachgewiesen,

daß überdies beim Verschleißvorgang auch molekulare Kräfte zwischen den Teilchen der beiden einander berührenden Oberflächen eine Rolle spielen, also Kräfte gleicher Art, wie sie zwischen den Molekülen eines festen Körpers wirksam sind, dessen Festigkeit sie nach außen hin bestimmen. [2].

Die beim Übereinandergleiten der Teile erzeugte Reibungsarbeit wird in Wärme umgesetzt; daher stellt sich an der Verschleißoberfläche eine mittlere Temperatur ein, deren Höhe von der aufgewendeten Reibungsarbeit und von den Abstrahlungs- und Wärmeableitungsverhältnissen abhängt. Örtlich kann aber die Temperatur von diesem Mittelwert sehr weit abweichen. Die Abb. 1 und 2 zeigen als Beispiele für besondere Fälle die nahe an der Oberfläche von Verschleißteilen tatsächlich gemessenen Temperaturen; es ist aber sicher, daß an einzelnen unmittelbar in der Oberfläche gelegenen Punkten noch viel höhere Temperaturen erreicht werden; es kann hier unter dem Einfluß der Temperatur zu Gefügeänderungen im Werkstoff, vor allem aber zu sehr bedeutenden Änderungen der physikalischen Festigkeitswerte kommen.

Gleichzeitig mit den thermischen und mechanischen Beanspruchungen der Oberflächenteilchen können überdies auch chemische Reaktionen auftreten.

Der Vorgang hierbei ist etwa folgender: Beim Lagern an Luft überziehen sich blanke metallische Teile mit dünnen Gas-, Feuchtigkeit- oder Fettschichten („äußere“ Grenzschicht). — Beim Reibungsvorgang werden, wenn die örtlichen Kräfte eine gewisse, vom jeweiligen Werkstoff abhängige Grenze übersteigen, kleinste Teilchen eines oder beider Verschleißteile abgetrennt. Diese werden entweder als Verschleißprodukte entfernt, oder sie lagern sich in kleinsten Vertiefungen oder Poren der Verschleißteile ein, werden dort wohl auch eingewalzt. Es kommt zu innigen Berührungen zwischen Teilchen der Grenzschicht und dem Grundwerkstoff, den Verschleißprodukten und dem umgebenden Mittel. Adsorbierte Gas- und Flüssigkeitsschichten bilden sich, wenn sie abgerieben wurden, rasch neu aus, so daß chemische Umsetzungen in der äußeren Verschleißschicht stattfinden können.

Auch chemisch-technologische Veränderungen in der Grenzschicht sind bei trockener Reibung und gleichzeitig ungenügender Abfuhr der Reibungswärme Ursachen für den auftretenden Verschleiß; denn bei den hohen Temperaturen, welche die Grenzschicht annimmt, nimmt die Löslichkeit der Metalle für Sauerstoff, Stickstoff und andere Gase, sowie das Reaktionsvermögen mit diesen stark zu.

Die Atmosphäre, in welcher der Verschleißvorgang vor sich geht, scheint eine sehr bedeutende Rolle zu spielen. Dabei macht sich nicht nur der Einfluß jenes Gases, welches beim Verschleißvorgang anwesend ist und zwischen die verschleißenden Flächen gelangen kann, geltend, sondern oft beeinflusst auch jene Art von Gasen den Verschleißvorgang in noch stärkerem Maße, deren Einwirkung die Verschleißteile zu einem früheren Zeitpunkt ausgesetzt worden waren und die von diesen adsorbiert wurden. Durch Reibungsvorgänge verformte Oberflächenschichten verhalten sich hinsichtlich der Adsorption anders, als solche mit ungestörtem Gefüge.

In der Oberfläche treten je nach Werkstoff Veränderungen durch plastische Verformungen, durch Altern, Rekristallisation und Gefügeumwandlungen auf, ferner überziehen sich auch die Oberflächen mancher Werkstoffe mit einer Haut von Oxyden, Nitriden, oder anderer Verbindungen, die eine unmittelbare metallische Berührung der beiden Oberflächen verhindern und dadurch die Freibeugung entweder stark vermehren, u. U. aber auch stark herabsetzen können.

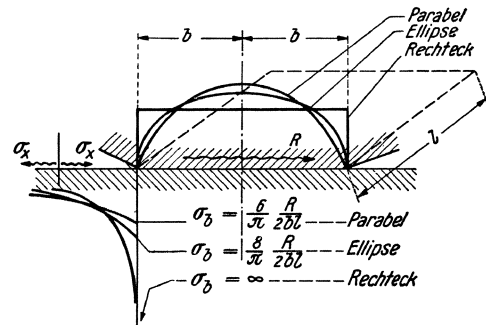


Abb. 3. Randspannung für verschiedene Verteilung der Reibungskraft über der Berührungsfläche (nach Eichinger [9])

c) Beanspruchungen in den Oberflächen.

Es erscheint vorerst schwer verständlich, daß z. B. ein normaler Baustahl selbst bei durchschnittlichen Flächenpressungen, die nur 1/100 seiner Zugfestigkeit erreichen, bereits sehr starke Verschleißerscheinungen aufweisen kann. Tatsächlich treten aber, auch bei sehr vollkommener Bearbeitung insbesondere zu Beginn des Verschleißvorganges nur einzelne Punkte der Oberflächen, die besonders stark vorstehen, in unmittelbare Berührung und übertragen die gesamte Kraft. Über die Höhe der an den Berührungsstellen zweier Verschleißteile auftretenden Beanspruchungen geben die folgenden Überlegungen einen Anhalt:

Auf die kleinen vorhandenen Berührungsflächen kann sich die entfallende Reibungskraft nach Abb. 3 verschieden verteilen, und je nach der Verteilung fallen die in der Oberfläche wirksam werdenden Kräfte verschieden hoch aus. Je nachdem, ob die Verteilung der Reibungskraft R über die Druckfläche nach einer Parabel, nach einer Ellipse oder nach einem Rechteck angenommen wird, ergibt sich mit den Bezeichnungen der Abb. 3 nach EICHINGER [9] für die Hauptspannung σ_x an der Oberfläche ($z = 0$) außerhalb der Reibungsfläche und vor allem am Rand für $x = b$ der Druckfläche:

für die Parabel

$$\sigma_x = \frac{3}{\pi} \cdot \frac{R}{2bl} \left[2 \frac{x}{b} + \left(1 - \frac{x^2}{b^2} \right) \cdot \ln \frac{x+b}{x-b} \right]$$

und

$$\sigma_b = \frac{6}{\pi} \cdot \frac{R}{2bl}$$

für die Ellipse

$$\sigma_x = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{R}{2bl} \left[\frac{x}{b} - \sqrt{\frac{x^2}{b^2} - 1} \right]$$

und

$$\sigma_b = \frac{8}{\pi} \frac{R}{2bl}$$

für das Rechteck

$$\sigma_x = \frac{2}{\pi} \frac{R}{2bl} \ln \frac{x+b}{x-b}$$

und

$$\sigma_b = \infty .$$

u. zw. bei der angenommenen Richtung der Kraft R in allen Fällen links von der Druckfläche als Zug-, rechts davon als Druckbeanspruchung.

Für den letzteren Fall wird demnach die Hauptspannung am Rande der Druckfläche unendlich groß. Es geht aus den angeführten Rechnungsergebnissen hervor, daß selbst sehr kleine Reibungskräfte imstande sind, sehr hohe Zug- bzw. Druckspannungen in der Oberfläche zu erzeugen, wenn die Verteilung der ersteren so beschaffen ist, daß ihre Größe an den Rändern der Druckfläche ($x = \pm b$) sich sprungweise ändert.

Die sich durch den Verschleißvorgang allmählich ausbildende Oberflächenschicht ist, wie vielfache Beobachtungen erwiesen, durch besondere physikalische Eigenschaften ausgezeichnet. BEILBY [4] nahm an den Oberflächen polierter Metalle und ähnlich auch nach beendetem Einlaufen von aufeinander gleitenden Maschinenteilen das Bestehen einer zweidimensionalen, quasiflüssigen Oberflächenschicht an: bei der mechanischen Bearbeitung der Metalle, insbesondere beim Polieren der Oberflächen, soll das Metall der Oberflächenschicht zweidimensional schmelzen, durch die starke Wärmeableitung aus dieser Schicht soll dieselbe sofort wieder erstarren, wobei sich aber, da die Atome sich nicht mehr in das Kristallgitter einzuordnen vermögen, eine nichtkristallisierte, amorphe Oberflächenschicht, die „Beilby“-Schicht, ausbilden soll. Diese Schicht zeichnet sich nach BEILBY durch größere Härte und durch größere freie Energie gegenüber anderen Oberflächen aus, bei denen die Atome gesetzmäßig im Kristallgitter eingeordnet sind. — Die anfangs stark rauhen Oberflächen werden beim Einlaufen durch Bildung der Beilbyschicht geglättet, da durch die Bewegung der Teile eine nahezu gleichmäßige Verteilung der flüssigen Metallschicht über die ganze belastete Oberfläche stattfindet; damit verteilt sich die ursprünglich auf wenigen Punkten ruhende Belastung über größere Teile der Oberfläche, was auch für die Stabilität der Schmierschichten wichtig ist.

Neuere Überlegungen [5] führen zwar — unter Ausschaltung der Annahme einer quasiflüssigen Beilbyschicht — wieder zur mechanischen Einlauftheorie: Danach führt das Vermindern der Rauigkeiten der ursprünglichen Oberflächen durch Abtragen und gleichzeitiges Verformen der Kristalle an den Oberflächen zur Glättung und erhöht die Oberflächenhärte. Die durch das Polieren bewirkten Erscheinungen in Elektronen-Beugungsdiagrammen, auf die sich die Theorie der Beilby-Schicht teilweise stützt, lassen sich auch zwanglos durch Vermindern der Rauigkeiten und Verformungen allein erklären.

Dennoch wurde festgestellt, daß z. B. beim Polieren von Metallegierungen jener Bestandteil sich an der Oberfläche anreichert, dem die niedrigere Oberflächenspannung entspricht. Dies setzt jedenfalls eine sehr große Beweglichkeit der einzelnen Moleküle bzw. Atome voraus, wie sie in der festen Phase nur bei sehr hohen Temperaturen denkbar ist; denn nur dann kann sich ein neuer Gleichgewichtszustand innerhalb der kurzen Zeiten einstellen, wie sie bei diesen Vorgängen zur Verfügung stehen.

Nach BOAS und SCHMID [6] bilden sich beim Schleifen von Einkristallen mit

nachfolgendem Polieren in der Oberfläche, wie aus, nach dem Rückstrahlverfahren gemachten, Röntgenaufnahmen gefolgert wurde, zwei verschiedene Schichten aus: Die erste obere Schicht ist feinkörnig; in dieser Schicht findet manchmal Rekristallisation statt. Die sich darunter ausbildende Schicht ist stark kaltverformt, sie bildet den Übergang zum ungestörten Grundkristall.

d) Einfluß der Oberflächenbearbeitung.

Bekannt ist auch der große Einfluß der Oberflächenbearbeitung auf den Verschleiß. MÖLLER und ROTH [7] beobachteten bei der spanabhebenden Bearbeitung von Stählen an Hand von Röntgenaufnahmen folgendes:

Nahe an den bearbeiteten Oberflächen deuten Linienverbreiterungen auf weitgehende Kornverfeinerungen oder auf das Vorhandensein bemerkenswerter innerer Eigenspannungen. Die Größe der Verformung ist abhängig von der Bearbeitung; sie nimmt in der folgenden Reihenfolge ab, wobei sich auch der Einfluß hinsichtlich der Verformungstiefe im gleichen Sinn ändert, wie die angeführten Zahlen für geglühtes Schmiedeeisen St 34.11 zeigen:

Bearbeitung durch	Verformungstiefe
Schruppen	0,35 mm
Schlichten	0,10 „
Schleifen	0,10 „
Läppen	0,25 „
Polieren	0,10 „

Allgemein reicht bei kleineren Schnittgeschwindigkeiten die Verformung tiefer als bei hohen Schnittgeschwindigkeiten.

Es ist einleuchtend, daß dieser wichtige, von der Bearbeitung herrührende Einfluß sich auch auf das Verschleißverhalten, auf die an der Oberfläche statthabenden Schmiervorgänge, sowie auf jede Art von Korrosionsangriffen in nachhaltigster Weise auswirkt.

2. Geschmierte gleitende Reibung.

Wird zwischen die aufeinander gleitenden Flächen ein Schmiermittel gebracht und ein geschlossener Schmierfilm dauernd an allen Punkten der Flächen aufrecht erhalten so tritt praktisch überhaupt kein nennenswerter Verschleiß auf, solange die Schmieröl filmstärke größer ist als die Unebenheiten der aufeinander gleitenden Oberflächen; in diesem Fall spricht man von flüssiger Reibung oder vollkommener Schmierung.

Die Bedeutung des Verschleißwiderstandes der Werkstoffe tritt in diesem Fall vollkommen in den Hintergrund; die Werkstoffe müssen nur in der Lage sein, den Beanspruchungen durch die in der Schmierölschicht auftretenden Drücke dauernd standhalten zu können. Wichtig ist überdies die Benetzungskraft und das Haftungsvermögen des Schmiermittels an den Grenzschichten der gleitenden Teile.

Treten jedoch die Gipfel der Unebenheiten über die Schmierölschicht hinaus, so findet gemischte Reibung statt. In diesem Fall nähern sich die Verhältnisse hinsichtlich der Vorgänge an den Berührungsstellen mehr oder weniger der trockenen Reibung.

Der Verschleiß bleibt dabei in umso engeren Grenzen, je besser die ursprüngliche Oberflächenbearbeitung ist und je besser das Schmiermittel an der Oberfläche haftet; das Haftvermögen wird durch Gefüge- und Strukturänderungen der Oberflächenschichten beeinflusst.

Ebenso bestehen zwischen den einzelnen Werkstoffpaarungen sehr große Unterschiede hinsichtlich der Haftfähigkeit beim Vorhandensein von Ölschichten zwischen den beiden Teilen. Diese Einflüsse werden besonders durch Versuche von HEIDEBROEK [11], aufgezeigt.

Auf einer in Abb. 4 schematisch dargestellten Versuchseinrichtung wurde ein Wellenstück *a*, bestehend aus St. 70.11, aufgehängt und in der angedeuteten Weise durch Gewichte belastete. Das Wellenstück kann dabei in einer Lagerschale *b* vertikal auf-

und abwärts gleiten. An der Ölzuführungsbohrung der Lagerbüchse wurde Drucköl angeschlossen. — Zur Erprobung kamen verschiedene Lagerwerkstoffe. Öldruck, Öltemperatur und Öldurchflußmenge durch das Lager wurden, ebenso wie die Güte der Bearbeitung und die Bearbeitungstoleranzen, bei allen Versuchen gleich gehalten. Gemessen wurde nun jenes Gewicht, das in jedem Fall notwendig war, um die Welle mit einer bestimmten gleichbleibenden Geschwindigkeit durch das Lager in vertikaler Richtung hindurchzuziehen. Die den einzelnen Werkstoffen derart zugeordneten Gewichtsbelastungen sind

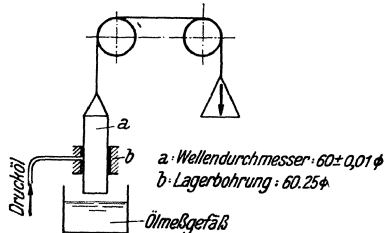


Abb. 4. Prinzip der Versuchseinrichtung nach HEIDEBROEK.

nach Abb. 5 auffallend verschieden, was von HEIDEBROEK dahingehend gedeutet wird, daß in dem dreiteiligen Element: Welle — Schmierstoff — Lagerschale bestimmte physikalische Beziehungen bestehen, die sich gegenseitig dadurch beeinflussen, daß die an der Oberfläche der Welle auftretenden freien Valenzen der Molekularkräfte eine dielektrische Polarisation (Dipole) in den Kohlenwasserstoffmolekülen des Schmierstoffes induzieren und diesen damit irgendeine besondere Orientierung erteilen; gleichartige Wirkungen gehen aber auch vom Werkstoff der Lagerschale aus, so daß die Tragfähigkeit des Schmierölfilms nicht nur vom Schmierstoff allein, sondern vor allem von seiner Affinität zum Wellenwerkstoff und zu jenem der Lagerschale mitbestimmt wird.

Es ist einleuchtend, daß diese Unterschiede im gegenseitigen Verhalten der Werkstoffe in ihren Wechselbeziehungen mit dem Schmierstoff auch wesentlichen Einfluß auf

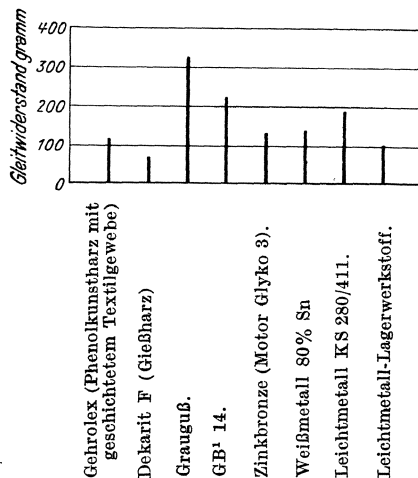


Abb. 5. Gleitwiderstand verschiedener Lagerwerkstoffe in der Versuchseinrichtung nach Abb. 4 (nach HEIDEBROEK [11]).

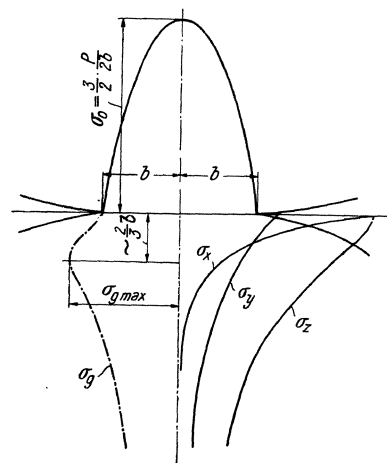


Abb. 6. Spannungsverteilung entlang der Mittelnormalen bei reinem Rollen.

die zulässige Lagerbelastung, auf die auftretende Reibung und auf den eintretenden Verschleiß haben müssen.

3. Rollende Reibung, trocken.

Bei der rollenden Reibung sind es vor allem die wechselnden Normalkräfte an der Berührungsstelle und die durch diese verursachten Spannungen in tangentialer Richtung, die zur Oberflächenermüdung und damit zu Verschleißerscheinungen führen.

Die Höhe der Beanspruchungen in zwei gegeneinander gedrückten Zylindern mit parallel liegenden Achsen läßt sich für die durch die Mitte der Druckfläche gehende Berührungsnormale angenähert berechnen. Es sollen die Bezeichnungen der Abb. 6 gelten; hierbei ist mit $2b$ die Breite der durch die elastische Deformation gebildeten Berührungsfläche bezeichnet, welche nach HERTZ, immer unter der Voraussetzung des gleichen Werkstoffes, vom Elastizitätsmodul E und der Poisson'schen Konstanten m für die beiden berührenden Teile, wie folgt zu rechnen ist:

Für zwei zylindrische Walzen von den Halbmessern r_1 und r_2 :

$$b = 1,52 \sqrt{\frac{Pr_1 r_2}{E(r_1 + r_2)}};$$

für die Walze auf ebener Fläche (r Walzenhalbmesser, l Walzenlänge):

$$b = 1,52 \sqrt{\frac{Pr}{El}}$$

Für eine Kugel auf ebener Platte wird die Berührungsfläche ein Kreis vom Halbmesser

$$a = \sqrt[3]{\frac{1,5 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \cdot P \cdot r}{E}}.$$

Diese Formel gilt auch für zwei Kugeln von den Radien r_1 und r_2 , doch ist in diesem Fall in die Formel eine Ersatzkugel mit dem Radius r einzuführen, welcher sich aus

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$$

errechnet.

Für den Fall des Abrollens zweier achsparalleler Zylinder unter Druck gilt für die Beanspruchungen längs der Berührungsnormalen

$$\begin{aligned} \sigma_z &= \frac{3}{\pi} \cdot \frac{P}{2bl} \left[\frac{z}{b} + \left(1 - \frac{z^2}{b^2}\right) \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{b}{z} \right] \\ \sigma_x &= \frac{3}{\pi} \cdot \frac{P}{2bl} \left[-3 \frac{z}{b} + \left(1 + 3 \frac{z^2}{b^2}\right) \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{b}{z} \right] \\ \sigma_y &= \frac{\sigma_x + \sigma_z}{m}, \end{aligned}$$

und zwar gelten die Werte für σ_y unter der Voraussetzung, daß die Ausdehnung der Walzen in Richtung l groß ist, so daß eine Längenänderung in Richtung y nicht stattfinden kann; denn dann ist

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} \left(\sigma_y - \frac{\sigma_x + \sigma_z}{m} \right) = 0.$$

Die für das Entstehen bleibender Formänderungen maßgebende Vergleichsspannung rechnet sich bekanntlich allgemein zu

$$\sigma_y = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \sigma_y - \sigma_y \sigma_z - \sigma_z \cdot \sigma_x}$$

und ergibt für die Lauffläche selbst, also für $z = 0$, den Wert

$$\sigma_{y0} = 0,4 \sigma_{z0}$$

d. h. diese Spannung beträgt nur 40% der größten Normalspannung σ_{z0} ; nur an den Stirnflächen, wo $\sigma_{y0} = 0$ wird, ist $\sigma_{y0} = \sigma_{z0}$.

Die größte Fließgefahr herrscht in einer Tiefe $z \cong 2/3 b$ unterhalb der Lauffläche, wie auch aus Abb. 6 zu entnehmen ist, in welcher der Verlauf der drei Hauptspannungen längs der Berührungsnormalen für den erwähnten Fall dargestellt ist.

Wo die aufeinander abrollenden Teile größere Abmessungen haben, kommt es tatsächlich zu Abblätterungen von Schichten solcher Stärke, wie dies dem oben wiedergegebenen Rechnungsergebnis entspricht. Sind die Krümmungsradien der rollenden Teile jedoch klein, so werden beim trockenen Abrollen, auch wenn die Anpreßdrücke sehr hoch sind, derartige Abblätterungen nicht beobachtet, offenbar deshalb, weil dann die Schicht dünner wird, als die Stärke einer einzigen Kristallage.

4. Rollende Reibung geschmierter Teile.

Bei Anwesenheit einer Flüssigkeit zwischen den aufeinander abrollenden Flächen treten Abblätterungen und Grübchenbildungen an den Oberflächen der Verschleißteile viel eher auf, als bei trockenem Abrollen. Es treten daher offenbar im ersteren Fall zu-

sätzliche Beanspruchungen von beachtenswerter Größe hinzu. Die Flüssigkeit haftet an den Oberflächen und muß, bis auf eine dünne Grenzschicht, vor der Druckstelle von diesen abgestreift werden. Die Flüssigkeit muß daher zum Großteil im keilförmigen Raum vor der Berührungsstelle in einer der Bewegung entgegengesetzt gerichteten Strömung abfließen, wodurch sich nach Abb. 7 symmetrisch in der Flüssigkeit liegende Wirbel ausbilden; in der Flüssigkeit tritt hier infolge des inneren Gleitwiderstandes eine erhebliche Drucksteigerung auf, während der Keilraum hinter der Berührungsstelle nahezu trocken ist.

Das Schergefälle beträgt nach Abb. 7 angenähert

$$\frac{2 \cdot v}{a};$$

damit und mit der Zähigkeit η wird der Gleitwiderstand:

$$\tau = \eta \cdot \frac{2v}{a}.$$

Aus den Gleichgewichtsbedingungen für die an einem Element des Flüssigkeitskeiles wirkenden Kräfte ergibt sich die Differentialgleichung;

$$\frac{dp}{dx} + \frac{p}{a} \cdot \frac{da}{dx} + \frac{\tau}{a} = 0.$$

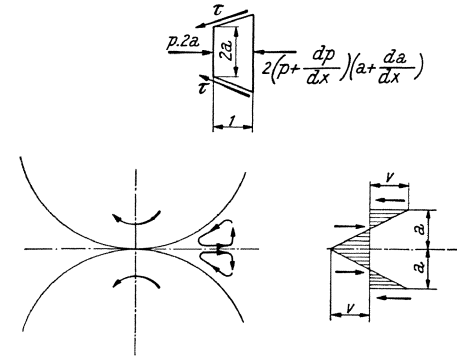


Abb. 7. Kräfteverlauf im Flüssigkeitskeil bei reinem Rollen (nach EICHINGER).

Daraus erhält man wieder für jenen Teil des Keiles, für den die hydrodynamischen Gleichungen als gültig angenommen werden können, wenn die Krümmung der zylindrischen Scheiben gleich $\frac{1}{R}$ gesetzt wird (R = Scheibenhalmes):

$$a = \frac{x^2}{2R}$$

$$\tau = \frac{4vR}{x^2}$$

$$p = \eta \cdot \frac{8vR^2}{x^3}.$$

In der unmittelbaren Nähe der Druckstelle wird daher der Druck p in der Flüssigkeit größer als die Scherspannung τ ; doch kann der Flüssigkeitsdruck die Pressung in der eigentlichen Druckfläche nicht überschreiten, da in diesem Fall die Flüssigkeit zwischen den beiden Druckflächen durchtreten würde. Die dennoch unter Drücken von sehr beträchtlicher Höhe stehende Flüssigkeit dringt nun offenbar in alle feinsten Öffnungen in den Oberflächen, wie Poren, Schleifrisse, und sonstige Bearbeitungsspuren, in kleine Fehlstellen usw. in den Werkstoffen ein und erweitert diese; durch diese zusätzlichen Wechselbeanspruchungen wird die Oberflächenermüdung beschleunigt und die Zerstörung geht rascher vor sich.

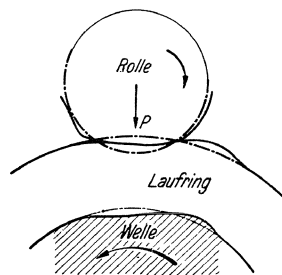


Abb. 8. Elastische Verformung durch Zug-Druck-Wechselbeanspruchung in Wälzlagern (nach DIERGARTEN).

Die durch das Abrollen wachgerufenen Zug-Druck-Wechselbeanspruchungen in der Laufläche bewirken elastische Verformungen nach Abb. 8, wodurch es zu verschiedenen starken Gleiterscheinungen in den äußersten Schichten kommt. Nach einiger Zeit zeigen die Lauflächen daher ein etwas mattes Aussehen; werden die Lauflächen aber überbeansprucht, so treten Abblätterungen feinsten Teilchen und Grübchenbildungen auf.

5. Geschmierte Gleitflächen und verunreinigtes Schmiermittel.

In sehr vielen Fällen sind die Schmiermittel, die zwischen den Verschleißteilen wirken sollen, mehr oder weniger durch feste Teilchen verunreinigt, wodurch der Verschleißvorgang sehr weitgehend beeinflusst werden kann; denn einerseits können diese Verun-

reinigungen selbst wieder verschleißend wirken, andererseits können sie das Schmiermittel beeinflussen und auf diese Weise mittelbar verschleißfördernd wirken.

Als solche Verunreinigungen kommen entweder die beim Einlaufen oder auch während des weiteren Zusammenarbeitens der Teile als Abrieb abgetrennten Teilchen in Frage, ferner aber auch Staub und ähnliche Fremdkörperchen, die von außen her in das Schmieröl eindringen. Auch Schleifstaub und Schmirgelstaub, der von der Bearbeitung her auf den Oberflächen haften geblieben ist, Formsand in schlecht gereinigten Gußteilen und andere Quellen sind es, die das Schmieröl mit mehr oder weniger angreifenden Mitteln durchsetzen können.

Solche feste Verschleißmittel im Schmieröl sind — soferne sie nicht das Schmieröl als solches in seinen Eigenschaften nachteilig beeinflussen (z. B. zur beschleunigten Alterung des Schmieröls führen) — solange ohne besonderen Einfluß, als ihre Korngröße geringer ist als die Stärke der Schmierschicht zwischen den aufeinander arbeitenden Teilen.

Ihre Wirkung ist ferner gering, solange die Fremdkörperchen wesentlich weicher sind, als der weichste Gefügebestandteil der Verschleißteile. Sie werden aber äußerst schädlich, wenn sie härter sind; sehr häufig betten sie sich dann in den weicheren der beiden Verschleißteile ein und wirken, wenn die Zähigkeit dieses Werkstoffes genügend groß ist, um sie dauernd festzuhalten, wie die Zähne einer Feile; es kommt in solchen Fällen oft zu einem überaus starken, nicht ohne weiteres vor auszusehenden Verschleiß des härteren Teiles.

Als Schleifmittel zwischen den Verschleißteilen kommen hauptsächlich drei Gruppen von Fremdteilchen in Betracht:

1. Durch Reibung gebildete Metalloxyde.

Haftet der bei der Reibbeanspruchung gebildete Oxydfilm fest auf der Metalloberfläche, so schützt er das darunterliegende Metall vor weiteren Angriffen; dies ist z. B. bei Messing und Rotguß der Fall. Löst er sich aber in Form kleiner Splitter von der Oberfläche ab, so wirkt er verschleißfördernd.

2. Harte Gefügebestandteile.

Sind diese in einem verhältnismäßig zähen Grundgefüge eingebettet, so wirken sie schleifend auf den Werkstoff des Gegenstückes, schützen dagegen den eigenen Grundwerkstoff gegen Verschleiß. Diese Eigenschaften des erwähnten Gefügeaufbaues treten um so stärker in Erscheinung, je fester die harten Gefügebestandteile in der Grundmasse eingebettet sind, je härter sie sind und je verschleißfester sie an sich sind. Werden aber die harten Gefügebestandteile durch den Verschleißvorgang herausgebrochen, so wirken sie wie Fremdkörper zwischen den Gleitflächen. Ein Beispiel für eine losere Einlagerung gibt der Rotguß, für eine gut gebundene Einlagerung das Gußeisen sowie hochgekohler Stahl, also Stahl mit viel freien Karbiden.

3. Harte Bestandteile des zwischen die Gleitflächen gelangenden Staubes.

Die Staubablagerungen bilden eine schleifende Zwischenschicht. Ihr Einfluß hängt ab:

- a) von Korngröße, Form und Härte der Staubteilchen,
- b) von der Härte und Zähigkeit der beiden Verschleißteile.

Je weiter die beiden letzteren in ihrer Härte und Zähigkeit voneinander abweichen, desto mehr preßt sich das Schleifmittel in das weichere und zähere Material ein. Es schützt dieses u. U. vor Abnutzung und greift dann den härteren und spröderen Werkstoff stark an.

Auf Werkstoffe gleicher Härte und gleicher Zähigkeit wirken lose Schleifmittel in gleicher Weise verschleißvermehrend.

Einige Versuchsergebnisse, die von SPORKERT [10] mitgeteilt wurden, und die sehr interessante Einblicke in die Verschleißvorgänge an sich vermitteln, sollen das eben gesagte erhärten. Die dabei eingehaltenen Versuchsbedingungen sind aus Abb. 9, Nebenfigur, zu entnehmen.

Bei der ersten Versuchsreihe kamen Proben aus verschiedenen gehärteten legierten Stählen zur Untersuchung. Ihre Zusammensetzung ist in der Abbildung 9 angegeben.

Bei allen diesen Stählen finden sich freie Karbide in verschiedener Größe und Menge in einer martensitischen Grundmasse; besonders reich an Karbiden sind die Proben 6 und 5. Die Stähle 4 und 5 enthalten gemäß ihrer Zusammensetzung Chromkarbide, der Stahl 6 Wolframkarbide.

Als Gegenprobe diente perlitisches Gußeisen mit einer Brinellhärte von 200. Die Oberfläche der Gußeisenwalzen wurde mittels einer Paste von Schmirgel von $7-8\ \mu$ Korngröße, eingerührt in Petroleum, geläppt, wodurch die härtesten Gefügebestandteile des Gußeisens, das Karbid und das Phosphid, an der Oberfläche freigelegt und aus dieser vorstehend gemacht wurden und beim Verschleißversuch die gehärteten Stahlproben anschleifen. Durch Ritzhärteprüfung wurde festgestellt, daß die Härte der erwähnten Gefügebestandteile des Gußeisens die Härte des Martensits erreicht und z. T. etwas übersteigt.

Aus den in Abb. 9 dargestellten Versuchsergebnissen erkennt man, daß zwischen Härte und Verschleiß kein Zusammenhang zu finden ist; der Verschleiß ist aber umso geringer, je reicher der Stahl an Karbiden ist. Die martensitische Grundmasse an sich bestimmt nicht den Abnutzungswiderstand.

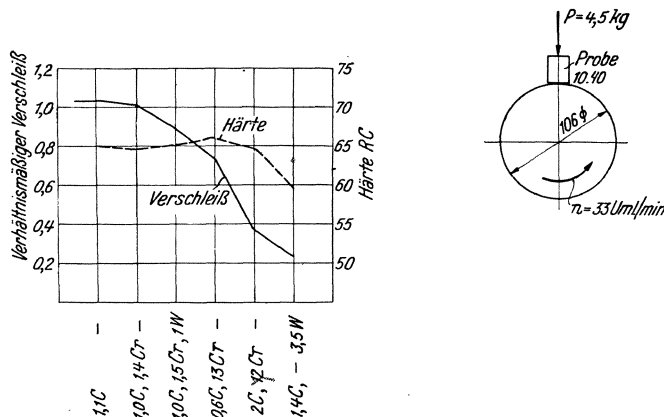


Abb. 9. Abnutzungswiderstand gehärteter Stähle auf Gußeisen von $H_B = 200$ als Beispiel für den Einfluß harter Gefügebestandteile und der Legierung (nach SPORKERT [10]).

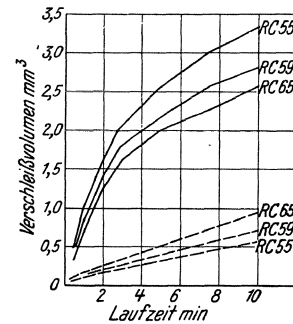


Abb. 10. Beziehung zwischen Verschleiß und Anlaßgrad von gehärtetem Kugellagerstahl auf verschiedenen Gegenwerkstoffen: — Gegenwerkstoff Gußeisen, trocken, Kugellagerstahl, gehärtet 65 RC, mit losem Schmirgel als Verschleißmittel (nach SPORKERT [10]).

Bei einer weiteren Versuchsreihe wurden Proben aus Kugellagerstahl, verschieden hoch angelassen, mit Härten von 65, 59 und 55 RC geprüft. Die Gegenproben bestanden einmal aus perlitischem Gußeisen von 200 Brinell, einmal aus Kugellagerstahl von 65 RC Härte und von gleicher Zusammensetzung und gleicher Gefügebildung wie die Stahlproben selbst.

Beim Versuch auf der Graugußwalze waren die Proben trocken, d. h. ungeschmiert, beim Versuch auf Kugellagerstahl wurde eine Paste aus feinem Schmirgel von $7-8\ \mu$ Korngröße in Petroleum verwendet. Es zeigt sich nach Abb. 10, daß durch Grauguß die weicheren Proben stärker angegriffen werden, als die härteren. Im Fall der Beimengung von Schmirgel auf harten Stahlgegenproben erfolgt der stärkere Angriff an den höher gehärteten Teilen. Unter dem Mikroskop zeigen die auf Grauguß gelaufenen Proben feine, saubere Furchen; bei der Erprobung auf gehärtetem Stahl mit Schmirgelzusatz zeigen sich dagegen grobe, raue Rillen.

Den Verschleiß bewirken bei Verwendung von Grauguß die sehr harten Phosphide und Karbide, die in diesem Werkstoff fest eingebettet sind. Der Schmirgel hingegen kann sich in der gehärteten Gegenprobe aus Kugellagerstahl nicht festsetzen, wird also zwischen die Verschleißflächen hineingezogen und langsam zwischen diesen weitergeschoben. Sind Probe und Gegenprobe gleich hart, so ist die Neigung der Schmirgelteilchen gleich groß, sich kurzzeitig in der einen oder der anderen Seite festzusetzen. Ist die Härte der einen Probe geringer, so erfolgt in dieser eher ein Festsetzen, und zwar ist

dies umso wahrscheinlicher, je weicher und zäher sie ist. Dadurch wird diese Probe gegen Verschleiß geschützt; daher der sinkende Verschleiß mit abnehmender Härte.

Bei einem anderen Versuch wurden verschiedene Werkstoffpaarungen geprüft, und zwar einmal bei Schmierung mit reinem Öl, im anderen Fall unter Schmirgelzusatz zum Schmieröl; die Ergebnisse zeigt Abb. 11. Bei jeder Paarung wurden beide Werkstoffe einmal als ruhende Probe, einmal als umlaufende Walze geprüft, d. h. Walzenwerkstoff und Probenwerkstoff miteinander vertauscht.

Im allgemeinen greift bei der Verwendung reinen Schmieröls der härtere Teil den weicheren an, wenn für die Abfuhr des Abriebes gesorgt wird.

Auch hier zeigt sich wieder die sehr starke Schleifwirkung von Gußeisen, die schon oben begründet wurde. Es ist auch einleuchtend, daß die Beziehung zwischen Brinellhärte und Verschleiß für Werkstoffe, die ähnlich wie Gußeisen aufgebaut sind, nicht eindeutig sein kann. Die Brinellhärte erfaßt nur die Durchschnittshärte des Werkstoffes, läßt aber nicht erkennen, ob und in welcher Menge sehr harte Gefügebestandteile in einer weicheren Grundmasse eingebettet sind.

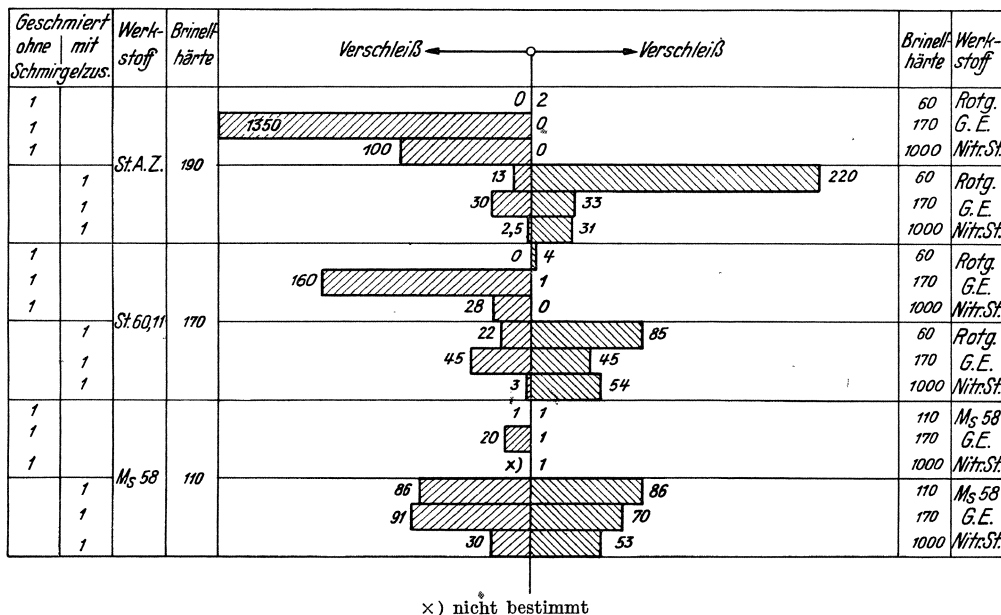


Abb. 11. Ergebnisse von Verschleißversuchen verschiedener Werkstoffpaarungen (nach SPORKERT [10]). Ausgeschliffene Raummengen in 1/100 mm³ in geschmiertem Zustand, ohne und mit Schleifmittelzusatz.

Messing und Rotguß weisen auffallend niedrigen Verschleiß auf. Als Grund für diese Erscheinung muß angenommen werden, daß eine an den Oberflächen dieser Legierungen sich bildende, glatte und sehr fest haftende Oxydschicht die unmittelbare Berührung der metallischen Grundstoffe verhindert und damit einem fortschreitenden Verschleiß entgegenwirkt.

Wird zwischen die Gleitflächen ein schmirgelndes Mittel gebracht, so ändern sich die Verhältnisse grundlegend:

Die hohe Schleifwirkung des Gußeisens macht sich dann nicht mehr geltend; so wird z. B. der einseitige hohe Verschleiß des Automatenstahles StAZ bei der Paarung mit Gußeisen, der durch die starke Durchsetzung des Automatenstahles mit feinverteilten Schwefelschlacken erklärlich ist, in dem Augenblick, wo mit Schmirgelzusätzen gearbeitet wird, zu ungunsten des Gußeisens verschoben; offenbar betten sich auch hier Schmirgelkörner in den zäheren Stahl StAZ ein, schützen diesen vor Abrieb und greifen ihrerseits das Gußeisen an. Ähnlich verhält es sich mit dem St 60.11. — Es muß noch hervor-gehoben werden, daß die Härte der zur Untersuchung verwendeten Stähle StAZ und 60.11 sowie die des verwendeten Gußeisens ungefähr gleich hoch lagen.

Bei Rotguß reicht dagegen seine Festigkeit und Zähigkeit offenbar nicht aus, um die eingedrückten Schmirgelkörner auch festhalten zu können. Es entfällt also hier der Schutz durch diese; gleichzeitig reibt aber der Schmirgel die an den Gleitflächen sich bildenden Oxydschichten ab und der Werkstoff wird trotz seiner geringen Härte stark angegriffen.

Sehr bemerkenswert ist endlich auch der auffallend starke Verschleiß der nitrierten Proben bei der Paarung mit den drei untersuchten Gegenwerkstoffen, sobald mit Schmirgelzusatz gearbeitet wurde, während eben diese Gegenproben kaum angegriffen werden. Auch diese Erscheinung entspricht aber der bereits eingangs gegebenen Annahme. Die harte, spröde Nitrierschicht läßt ein Einbetten der Schmirgelteilchen nicht zu, dagegen erfolgt dies leicht in den geprüften Gegenwerkstoffen. Es ist dies ein sehr aufschlußreicher Beweis dafür, daß bei der Anwesenheit loser Verschleißmittel zwischen den Gleitflächen die Härte der Teile keinen Maßstab für die Höhe des auftretenden Verschleißes bildet. Nur die Fähigkeit, Schleifmittel in der Oberfläche festhalten zu können, ist hierfür maßgebend.

6. Reiboxydation.

Von Reiboxydation kann überall dort gesprochen werden, wo im entstehenden Abrieb Oxyde der verschleißenden Metalle zu finden sind; diese entstehen durch gleichzeitig nebeneinander hergehende physikalische Vorgänge der Reibung und chemische Vorgänge der Oxydation.

Reiboxydation ist eine Erscheinung, die bei Verschleißvorgängen häufig, aber nur unter bestimmten Bedingungen zu beobachten ist. Denn der Oxydationsvorgang benötigt auch unter günstigen Bedingungen eine gewisse Zeit, da die Reibflächen zur Sauerstoffaufnahme erst vorbereitet (aktiviert) werden müssen.

Zu beobachten ist Reiboxydation bei gleitender Reibung, bei rollender Reibung ohne und mit Schlupf, endlich auch beim Scheuern der Teile in Passungsstellen.

Voraussetzung für das Eintreten der Erscheinung sind dauernd sich wiederholende Oberflächenbeanspruchungen, welche die äußerste Oberflächenschicht in hohem Maß aktivieren können. Eine einmalige Kaltverformung genügt hierzu nicht, vielmehr sind häufig wechselnde Verformungen für das Auftreten der Reiboxydation nötig; denn durch die Wechselbeanspruchungen stark zerrüttete Oberflächen bieten zahlreiche Stellen, an denen das Kristallgitter gestört erscheint, wodurch sich die Adsorptionsfähigkeit für Gase stark erhöht; auch wird die Oberfläche gleichzeitig bedeutend vergrößert.

Eine weitere Voraussetzung für das Auftreten von Reiboxydation ist offenbar auch die, daß die Metallteilchen bei der Verschleißbeanspruchung nicht vorzeitig aus ihren Verband gerissen werden dürfen.

Reiboxydation tritt daher auf:

1. bei gleitender Reibung:
 - wenn der Anpreßdruck sehr klein ist;
 - wenn die Gleitwege sehr klein und die Gleitgeschwindigkeiten gering sind, vornehmlich wenn es sich dabei um wechselnde Bewegungsrichtungen handelt;
 - wenn die Verschleißprodukte zwischen den Gleitflächen verbleiben und nicht entfernt werden.

Stark gefördert wird die Reiboxydation durch die in Passungsstellen auftretende Scheuerwirkung.

2. Rollende Reibung ist für das Auftreten der Reiboxydation stets sehr günstig, da hier im allgemeinen für die aktivierten Stellen eine sehr innige Berührung mit dem Luft-sauerstoff gegeben ist und stark wechselnde Oberflächendauerbeanspruchungen, verbunden mit entsprechenden Kaltverformungen, vorliegen.

Je nach der Art des Grundwerkstoffes kann die Bildung von Oxydschichten verschleißhemmend oder verschleißvermehrend wirken. Die Oxyde können als fest am Grundwerkstoff haftende, geschlossene Schichten, als lose abgetrennte Flitter oder als Staub auftreten; im ersteren Fall können sie einen schützenden, die unmittelbare metal-

liche Berührung verhindernden Überzug bilden, der weitere Verschleißangriffe unterbindet.

Das Auftreten von Reiboxydation ist bei allen Metallen möglich; selbst die sogenannten rostsicheren Stähle sind nicht davor geschützt, sondern sind im Gegenteil ihr gegenüber sehr anfällig. Unter besonders ungünstigen Umständen kann diese Zerstörung auch bei der Anwesenheit von nur geringen Spuren von Sauerstoff einsetzen.

Im allgemeinen ist aber der Angriff bei reiner Reiboxydation geringer als bei scharfen mechanischen Verschleißbedingungen.

Die Reiboxydation ist temperaturabhängig, und zwar in umso höherem Maß, je ungünstiger die Bedingungen für ihr Auftreten sind. Bei niedriger Temperatur tritt sie stets in geringerem Maße auf.

Bei rollender oder gleitender Reibung, also bei zügiger Beanspruchung wird die Reiboxydation durch die Anwesenheit von Ölen und Fetten behindert oder auch ganz unterdrückt, weil sich bei diesen Bewegungsverhältnissen ein geschlossener, schützender Schmierfilm bildet. An Passungsstellen dagegen fördert die Anwesenheit von Öl oder Fett das Auftreten der Reiboxydation, worauf noch später eingegangen wird. Je geringer die bei der Verschleißbeanspruchung auftretende Kaltverformung ist, desto geringer ist auch die Reiboxydation; daraus erklärt sich auch z. B. der höhere Verschleißwiderstand härterer Stahlteile gegenüber weicheren.

Liegt die Abnutzungsbeanspruchung sehr hoch, so daß das Lostrennen der Teilchen unmittelbar erfolgt, so tritt keine oder nur sehr geringe Reiboxydation auf, besonders wenn für eine Abfuhr der Verschleißprodukte gesorgt wird.

Reiboxydation entsteht auch an Stellen, wo eine hin- und hergehende Bewegung zweier Oberflächen gegeneinander über ganz geringe Wege — etwa in der Größenordnung bis zu 0,02 mm — stattfindet, sobald durch diesen Flächen gleichzeitig auch Druckkräfte übertragen werden. Solche Erscheinungen sind zu beobachten bei Verschraubungen und Nietungen, in Keilverbindungen, vor allem aber auch in Schrumpfsitzen, in Preßsitzen, in Gelenken usw.

Die Erscheinung kann dabei, sofern es sich um Stahl- oder Eisenteile handelt, in folgenden Formen auftreten:

1. Bildung eines roten oder schwarzen, rostartigen Belages.
2. Örtliche tiefere oxydierte Grübchen und Anfressungen.
3. Hochglanzpolierte Stellen mit rötlichem Anflug.

Die Untersuchung der gebildeten Beläge zeigt, daß die rotbraunen Verschleißprodukte eindeutig aus Fe_2O_3 bestehen; der mitunter auftretende blauschwarze Belag dürfte Fe_3O_4 sein.

Auffallend ist, daß bei Anwesenheit von Öl oder Fett und Luftzutritt der Passungsvererschleiß in höherem Maß auftritt, als an trockenen Stellen. Im Verschleißprodukt finden sich in solchen Fällen außer Fe_2O_3 , Fe_3O_4 und metallischem Eisen auch noch Eisen-seifen. Offenbar tritt zur eigentlichen Reiboxydation der metallischen Teile auch eine Oxydation des Schmiermittels, wobei die Abriebprodukte als Katalysatoren wirken dürften, was Säurebildung und Korrosionsangriffe der metallischen Teile zur Folge hat.

Reiboxydation führt einerseits zur Aufrauhung und Abnutzung der Oberflächen, andererseits kann sie aber auch das Auftreten eines Dauerbruches einleiten. Letzteres ist vor allem bei den Laufringen von Wälzlagern öfters beobachtet worden, die bei nicht ganz richtigem Einbau ebenfalls zu Reiboxydationserscheinungen an ihren Sitzen neigen.

Reiboxydation in Paßstellen oder auch in Gelenken oder an gleitenden Teilen kann dort, wo es sich nur um ganz geringe Bewegungen handelt, auch zum Fressen der Teile führen. Völliges Vermeiden der Erscheinung ist an solchen Stellen bisher nicht gelungen; man kann sie nur abschwächen, indem man z. B. hochmolekulare, sehr fest haftende Schmierstoffe oder Graphit verwendet, oder indem man die unmittelbare Berührung an den gefährdeten Stellen durch geeignete nichtmetallische Zwischenschichten oder metallische Überzüge verhindert.

7. Verschleiß durch Schlagbeanspruchung.

Wenig erforscht sind bisher die Verschleißerscheinungen bei schlagartiger Dauerbeanspruchung. Zweifellos verhalten sich hier jene Werkstoffe günstig, welche bei Kaltverformung hohe Kaltverfestigung aufweisen. — Daneben ist auch hohe Zähigkeit erforderlich, die auch durch die eintretende Kaltverformung nicht zum Verschwinden gebracht werden darf.

Kaltverformung führt zu einer Vergrößerung des spezifischen Volumens; in der kaltverformten Oberfläche kann es daher zu erheblichen Druck- und Scherspannungen kommen. Günstiges Verhalten gegenüber Schlagbeanspruchungen weisen dementsprechend Werkstoffe auf, bei denen zu den bereits angeführten Eigenschaften auch noch hohe Druck- und Scherfestigkeit treten. Das erforderliche hohe Kaltverformungsvermögen führt zu allmählichen, nicht schroffen Spannungsübergängen innerhalb des beanspruchten Körpers.

Wichtig für hohe Lebensdauer des letzteren ist es, daß durch die Schlagbeanspruchung das jeweils für den betreffenden Werkstoff mögliche Kalthärtungsmaximum nicht erreicht wird.

Auf den Verschleiß bei Schlag-Druckbeanspruchung machen sich neben der Temperatur auch korrodierende Einflüsse stark geltend. Wie bei jeder Dauerwechselbeanspruchung spielt überdies auch hier die Reiboxydation eine bedeutende Rolle.

III. Verschleißverhalten verschiedener Werkstoffe.

Gegenüber den verschiedenen Beanspruchungsarten, durch welche Verschleißerscheinungen bewirkt werden können, verhalten sich die einzelnen Werkstoffe in sehr verschiedener Weise. Bei jedem solchen Vorgang kommen die Werkstoffeigenschaften der beiden aufeinanderarbeitenden Teile in engster Wechselwirkung zur Geltung. Es muß daher stets das Verschleißverhalten von Werkstoffpaarungen beurteilt und geprüft werden.

In der Praxis wird es sich bei Verschleißteilen in den allermeisten Fällen darum handeln, Werkstoffpaarungen mit möglichst vorteilhaften Verschleißigenschaften zu verwenden und gleichzeitig alle anderen den Verschleiß beeinflussenden Faktoren möglichst günstig zu gestalten.

Zu den eigentlichen werkstoffgebundenen Eigenschaften tritt auch die Oberflächenbearbeitung an den Verschleißflächen als maßgebender Faktor für die Größe des Verschleißes in Wirkung.

Jede spanabhebende Bearbeitung, wie Drehen, Schleifen, Reiben usw., wirkt auch in die Tiefe des Werkstoffes und zerstört das Gefüge an und unter der Oberfläche; es ist daher wichtig, daß durch die der Vorbearbeitung folgende Feinbearbeitung, also durch das Feindrehen, das Honen oder das Läppen, jeweils so starke Werkstoffschichten entfernt werden, als durch die vorhergehende Bearbeitung zerstört wurden.

Die im folgenden bei den einzelnen Werkstoffen aufgeführten Eigenschaften kennzeichnen den Einfluß der Werkstoffeigentümlichkeiten an sich auf den Verschleißwiderstand, also gegen das Abtrennen von Teilchen aus der Oberfläche. Nun treten aber diese Eigenschaften für Maschinenteile vielfach nicht unmittelbar in den Vordergrund, sondern werden durch bestimmte Anforderungen, die an den betreffenden Teil zu stellen sind und durch andere den Verschleiß bedingende Einflüsse überdeckt. Nur unter besonderen Betriebsverhältnissen, z. B. bei mangelhafter Schmierung, wird wieder das reine Verschleißverhalten wichtig.

1. Gußeisen auf Gußeisen.

Als Gußeisen bezeichnet man bekanntlich jene nicht schmiedbaren Eisensorten mit einem Kohlenstoffgehalt von über 1,7%, bei denen, zufolge ihres hohen Siliziumgehaltes, der Kohlenstoff zum größeren Teil in elementarer Form als Graphit ausgeschieden ist.

Im Gußeisen finden sich daher in einer stahlartigen Grundmasse eingebettet zahlreiche Graphiteinschlüsse, deren Größe und Ausbildungsform jedoch sehr verschieden sein kann.

Je nach der chemischen Zusammensetzung, nach der Behandlung der Schmelze und nach den Erstarrungsbedingungen, die das flüssige Eisen in seiner Form vorfindet, scheidet sich der Graphit in der Form größerer oder kleinerer Blättchen ab; u. zw. als sogenannter Fadengraphit, der entweder gleichmäßig verteilt sein kann oder mehr oder weniger zur Rosettenanordnung neigt, außerdem kann er als Scheineutektikum, als sogenannter eutektischer Graphit, in feinsten Form zur Abscheidung gelangen.

Die eigentliche, stahlartige Grundmasse kann, wieder beeinflusst durch die Zusammensetzung des Gußeisens und die Erstarrungs- bzw. Abkühlungsbedingungen, mehr oder weniger Kohlenstoff in gebundener Form enthalten. Das Grundgefüge kann daher ferritisch, perlitisch oder ledeburitisch-zementitisch sein.

Endlich kommt zu den beiden genannten noch ein dritter Gefügebestandteil hinzu, der für das Gußeisen charakteristisch ist. Jedes Gußeisen enthält mehr oder weniger Phosphor in der Form von Eisenphosphid, dieses bildet wieder mit dem Eisenkarbid ein ternäres Eutektikum von hoher Härte. Bei höheren Phosphorgehalten ordnet sich dieses meist in Netzform an, doch kann es auch in körnig verteilter Form oder in Dendritenanordnung aufscheinen.

Die Gefügeausbildung ist von wesentlichem Einfluß auf das Verschleißverhalten von Gußeisen bei jeder Beanspruchungsart; als feststehend und allgemein gültig können heute die folgenden Gesetzmäßigkeiten für die Verschleißeigenschaften bei gleitender trockener Reibung gelten [12], [13], [14]:

1. Am günstigsten verhält sich das reinperlitische Gefüge. (vgl. Abb. 55—57, 72, 73, 78, 79).

Grober, langlamellarer Perlit ist dem feinen kurzlamellaren überlegen; wesentlich ungünstiger verhält sich körniger Perlit.

2. Der Graphit soll dabei gleichmäßig verteilt in mittelstarken Adern ausgebildet sein. (Abb. 50, 66, 69 und 70). — Ungünstig ist die Ausbildung des Graphits als sog. eutektischer Graphit (Scheineutektikum). (Abb. 54 und 77).

3. Steigender Phosphorgehalt bis zu etwa 1 % wirkt verschleißhemmend; dabei ist aber die Art der Anordnung des Phosphids wichtig; am verschleißfestesten hat sich ein feines, kräftiges Phosphidnetz erwiesen (Abb. 59). Weniger günstig ist das dendritisch angeordnete (Abb. 60) oder das körnig verteilte Phosphid (Abb. 61).

4. Durch Legieren läßt sich die Verschleißfestigkeit erhöhen; wirksam sind vor allem Karbidbildner, wie Chrom, Molybdän und in gewissem Maße auch Vanadium. Molybdän verbessert vor allem die Verschleißfestigkeit bei höheren Temperaturen.

5. Die Brinellhärte gibt keinen Maßstab für die Verschleißfestigkeit; doch ist der Härteunterschied zwischen den beiden Verschleißteilen von einiger Bedeutung:

a) Am geringsten wird der Summenverschleiß an beiden Teilen, wenn die beiden Verschleißteile aus dem gleichen Werkstoff bestehen, wenn also der Härteunterschied Null ist. Dies zeigt Abb. 12; die Angaben dieses Bildes haben allerdings nur für eine bestimmte Gleitgeschwindigkeit Geltung und dürften sich bei anderen Relativgeschwindigkeiten verschieben.

b) Am geringsten wird der Summenverschleiß an beiden Teilen, wenn die beiden Verschleißteile aus dem gleichen Werkstoff bestehen, wenn also der Härteunterschied Null ist. Dies zeigt Abb. 12; die Angaben dieses Bildes haben allerdings nur für eine bestimmte Gleitgeschwindigkeit Geltung und dürften sich bei anderen Relativgeschwindigkeiten verschieben.

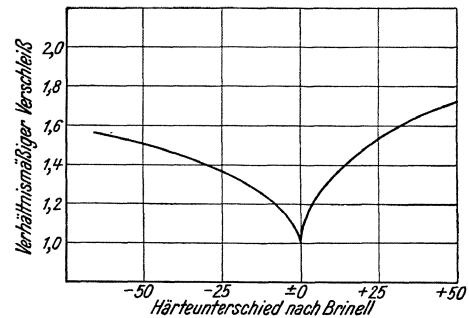


Abb. 12. Einfluß des Härteunterschiedes auf den Verschleiß von Gußeisen im Trockenverschleißversuch (Verschleiß beim Härteunterschied Null gleich 1 gesetzt) — (nach KNITTEL [13]). Die Art der verwendeten Prüfvorrichtung ergab unterschiedlichen Verlauf für die beiden Äste der Linie.

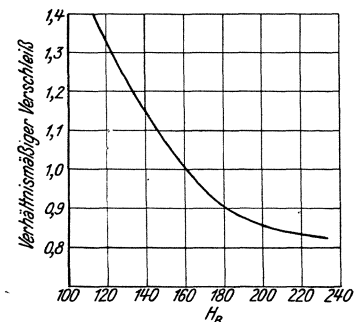


Abb. 13. Einfluß der Härte auf den Verschleiß von Grauguß bei Paarung von Teilen gleicher Härte im Trockenverschleißversuch (nach KNITTEL [13]).

b) Paart man Teile gleicher Härte, so sinkt der Verschleiß beider zusammenarbeitenden Teile mit zunehmender Härte, wie dies Abb. 13 veranschaulicht.

c) Mit zunehmender Korngröße steigt — gleiche Oberflächenbeschaffenheit und gleicher Gesamtkohlenstoffgehalt vorausgesetzt — die Freßneigung des Gußeisens. Offenbar hängt diese daneben in erster Linie vom Graphitgehalt und seiner Ausbildungsform ab.

6. Bis zu Temperaturen von etwa 250° werden die Verschleißigenschaften von Gußeisen nicht nennenswert beeinflusst; nur hochphosphorhaltige Sorten zeigen auch bereits unterhalb dieser Temperatur einen Anstieg des Verschleißes mit der Temperatur.

Bei Trockenlaufversuchen erweist sich der absolute Gewichtsverlust nach KEHL [15] innerhalb weiter Grenzen (untersucht wurden Flächenpressungen von 5—40 kg/cm² bei Geschwindigkeiten von 3,7 m/sec bzw. von 80 kg/cm² bei 0,18 m/sec) als der Flächenpressung verhältnismäßig. Die Proportionalität tritt bei allen Geschwindigkeiten auf, ganz unabhängig davon, ob die Gleitgeschwindigkeit 0,05 oder 5,0 m/sec beträgt, solange nur für eine genügende Abfuhr der erzeugten Reibungswärme gesorgt wird.

Die Abb. 14 zeigt den Zusammenhang zwischen Belastung und Verschleiß für ein perlitisches Gußeisen bei einer Gleitgeschwindigkeit von 3,7 m/sec.

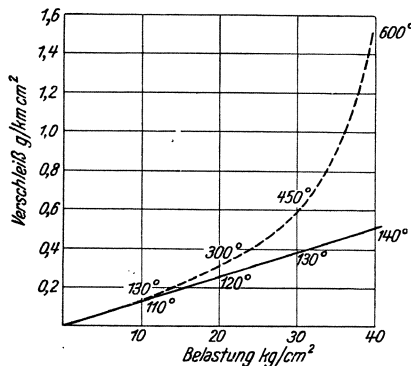


Abb. 14. Einfluß der Belastung und der Temperatur auf den Verschleiß von perlitischem Gußeisen (gleich auf gleich, Trockenlauf, $v = 3,7$ m/sec) nach KEHL [15]. Die den Kurven beigefügten Zahlen geben die Temperatur der Proben wieder.

Analyse des Gußeisens:

C_{ges} 2,8 P 0,2

Si 1,6 S 0,1

Mn 0,8

H_B = 240

— gekühlt
 ungekühlt

Das lineare Anwachsen des Verschleißes mit der Belastung wird jedoch wesentlich gestört, sobald die Temperatur in den Gleitflächen etwa 300° übersteigt, wie aus Abb. 14 zu entnehmen ist.

Wichtig ist ferner die Tatsache, daß die durch den Bearbeitungsvorgang hervorgerufenen Oberflächenzerstörungen bei der Bearbeitung von hochwertigem, reinperlitischem Guß tiefer reichen können, als bei minderwertigem, teilweise ferritischem Guß. Es ist daher notwendig, daß hochwertiger Guß mit größerer Sorgfalt bearbeitet wird, wenn unerklärliche Verschleißerscheinungen vermieden werden sollen. Hochwertiges Gußeisen zeigt größeren Einlaufwiderstand und bei unrichtiger Bearbeitung auch größere Freßneigung als weicher, ferritischer Guß.

Der Einfluß der Härte auf den Verschleiß wird vielfach falsch eingeschätzt; eine weitgehende Härtesteigerung hat sich häufig gerade entgegen der Absicht ausgewirkt, wenn dabei auf die Gefügeausbildung nicht genügend Rücksicht genommen wurde. So hat z. B. das Vergießen weicher Eisensorten gegen Kokillen zwar wesentliche Härtesteigerungen zur Folge; doch tritt dabei in der Regel eutektischer Graphit, meist in Begleitung von feinverteiltem Ferrit in Nestern auf; das Verschleißverhalten solcher Teile ist stets ungünstig. Ebenso hat das martensitische Gefüge von gehärtetem Grauguß oder der Anlaßorbit von vergütetem Grauguß trotz der höheren Härte nicht unbedingt günstigere Verschleißigenschaften.

Der Einfluß der Gleitgeschwindigkeit auf den Verschleiß von Gußeisen ist nicht eindeutig. Abb. 15 zeigt den Verschleiß verschieden harter Gußeisensorten bei der Paarung gleich auf gleich, bei verschiedenen Gleitgeschwindigkeiten; Abb. 16 beispielsweise den gegenseitigen Verschleiß zweier verschiedener Gußeisensorten.

Der Verschleiß nimmt, wie die Abb. 15 zeigt, mit wachsender Geschwindigkeit zunächst bis zu einem Höchstwert zu, um dann auf einen Tiefstwert abzusinken und danach wieder mit der Geschwindigkeit anzusteigen. Vergleicht man die einzelnen Kurven miteinander so ist zu bemerken, daß der Verschleißhöchstwert der Gußeisensorten mit zunehmender Härte abnimmt.

Für das weichgeglühte Gußeisen, bei welchem das ursprünglich perlitische Gefüge vollständig zerfallen ist, so daß das Gefüge nur mehr aus Ferrit und Graphit besteht,

zeigt die Verschleiß-Geschwindigkeitskurve einen ähnlichen Verlauf wie für die übrigen Sorten; der Verschleiß nimmt aber durch die Glühbehandlung in bedeutendem Maß zu.

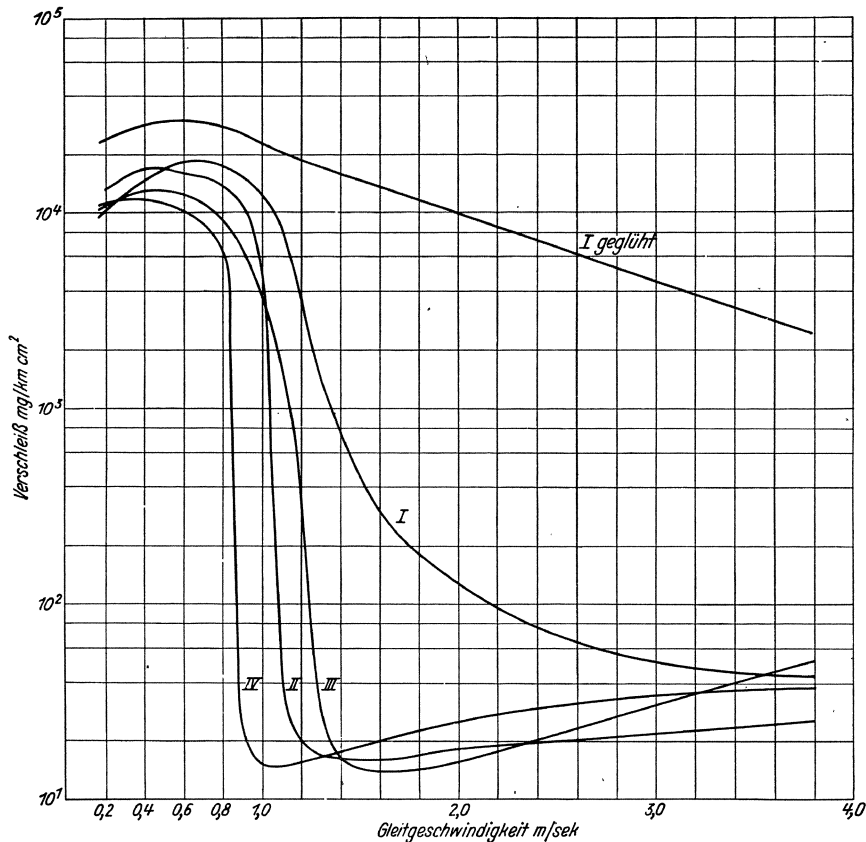


Abb. 15. Einfluß der Gleitgeschwindigkeit auf den Verschleiß von Gußeisen (gleich auf gleich) im Trockenlauf (nach KEHL [15]). Anpreßdruck 10 kg/cm².

I	$H_B = 160$ (große Graphitadern, Perlit und Ferrit, wenig Phosphid).
I geglüht	$H_B = 92$ (sehr grobe Graphitadern, Ferrit, wenig Phosphid).
II	$H_B = 195$ (viel grober Graphit, Perlit, viel Phosphid).
III	$H_B = 205$ (lange, dünne Graphitadern, Perlit, Phosphidnetz).
IV	$H_B = 240$ (wenig Graphit in dünnen Adern, Perlit, wenig Phosphid).

Auch der Reibungsbeiwert hängt von der Gleitgeschwindigkeit ab; er zeigt offenbar für alle Gußeisensorten einen ähnlichen charakteristischen Verlauf (Abb. 17).

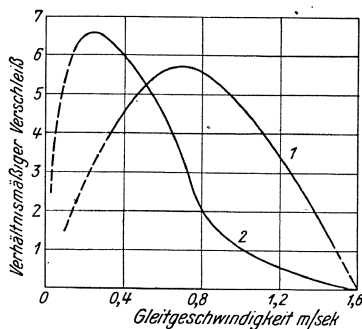


Abb. 16. Verschleiß zweier verschiedener Gußeisensorten im Trockenverschleißversuch (Paarung gleich auf gleich, Anpreßdruck 10 kg/cm²) (nach KEHL [15]).

- 1 Gußeisen $H_B = 195$.
- 2 Gußeisen $H_B = 240$.

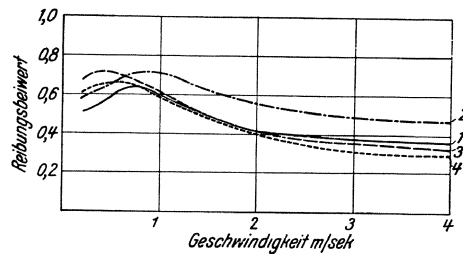


Abb. 17. Reibungsbeiwert von Gußeisen (gleich auf gleich) (nach KEHL [15]).

- Gußeisen 1: Grober Graphit, Perlit, Ferrit, wenig Phosphideutektikum;
- 2: wie 1, jedoch geglüht: grober Graphit, Ferrit, wenig Phosphideutektikum;
- 3: wie 2 jedoch viel Phosphideutektikum;
- 4: wenig Graphit in dünnen Adern, Perlit, wenig Phosphideutektikum.

Die einzelnen Legierungselemente haben auf das Verschleißverhalten von Grauguß folgenden Einfluß:

1. *Phosphor.* Phosphor wirkt bei gleitender Reibung stark verschleißmindernd; allerdings ist es dabei wesentlich, wie das Grundgefüge ausgebildet ist und in welcher Form das Phosphideutektikum in dasselbe eingebettet ist. (Vgl. S. 17.).

Das beste Verschleißverhalten gibt ein rein perlitischer Guß bei einem feinmaschigen, geschlossenen Phosphidnetz. Ferritischer Guß gibt auch bei hohem Phosphorgehalt ungünstige Verschleißwerte.

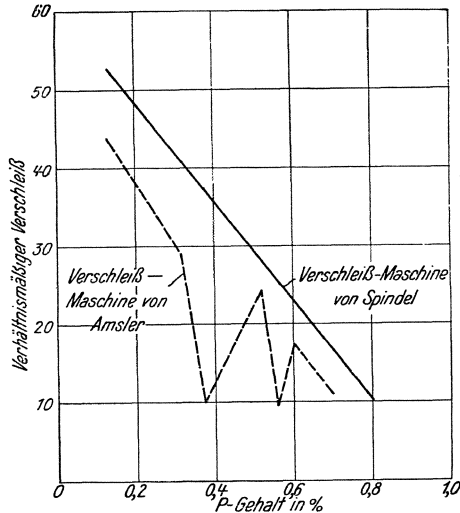


Abb. 18. Einfluß des Phosphorgehaltes auf den Verschleiß von perlitischem Gußeisen (nach PIWOWARSKY [18]).

Die Abhängigkeit des Verschleißes vom Phosphorgehalt unter den eben genannten Voraussetzungen geben, nach Ermittlungen verschiedener Forscher, die Abb. 18 und 19 wieder.

2. *Chrom.* Chrom macht das Gußeisen feinkörniger; als ausgesprochener Karbidbildner vermehrt es den Gehalt an gebundener Kohle und steigert dadurch die Härte. Von einem Gehalt von etwa 0,30 aufwärts wirkt Chrom deutlich verschleißmindernd.

3. *Nickel.* Nickel hat keinen Einfluß auf die Verschleiß Eigenschaften von Grauguß, wohl aus dem Grund, weil es hier, ähnlich wie das Silizium, graphitisierend und nicht karbidbildend wirkt.

Auch bei gleichzeitiger Legierung von Chrom und Nickel tritt eine Steigerung der Verschleißfestigkeit nur in dem Maß ein, als es dem Gehalt an Chrom entspricht.

4. *Molybdän.* Molybdän ist ein kräftiger Karbidbildner, seine Karbide sind sehr temperaturbeständig, außerdem wirkt es stark gefügeverfeinernd.

In der Regel wird es gemeinsam mit Chrom zulegiert; chrom-molybdänlegierte Gußeisensorten zählen zu jenen mit günstigstem Verschleißverhalten bei gleitender Reibung; insbesondere ist die günstige Verschleißfestigkeit bei höheren Temperaturen hervorzuheben. Die verschleißmindernde Wirkung zeigt sich schon bei verhältnismäßig niedrigen Gehalten an Molybdän.

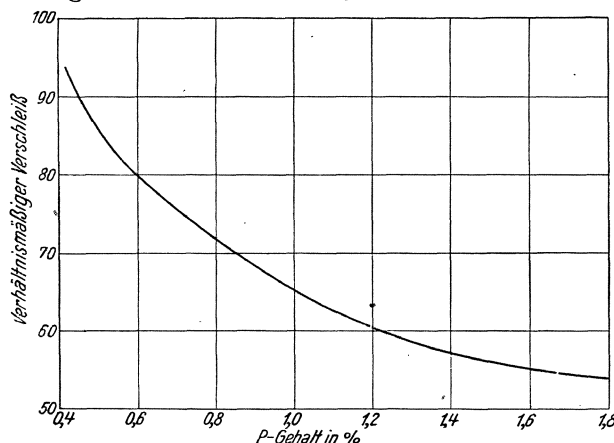


Abb. 19. Einfluß des Phosphorgehaltes auf den Verschleiß von perlitischem Gußeisen (nach KNITTEL [13]).

5. *Vanadium.* Der Einfluß des Vanadiums auf den Verschleiß steht zur Zeit, da dieses Metall vielleicht berufen ist, einige der bisher verwendeten Legierungselemente zu ersetzen, im Vordergrund des Interesses.

Vanadium ist ein kräftiger Karbidbildner, bildet aber im Gegensatz zu Nickel und Molybdän mit dem Eisen keine Mischkristalle. Seine verschleißmindernde Wirkung macht sich bereits bei sehr niedrigen Gehalten geltend; höhere Zusätze als etwa 0,35% Vanadium sind dagegen nicht mehr wirksam.

Abb. 20 stellt den Einfluß der verschiedenen Legierungselemente auf

die Verschleißfestigkeit von Gußeisen in ihrer verhältnismäßigen Wirkung schematisiert dar.

Da das Vorhandensein des Perlitgefüges für den Verschleißwiderstand von ausschlaggebender Bedeutung ist, kann auch — innerhalb gleicher Legierungen — der Gehalt an gebundener Kohle als Maßstab für die Verschleißfestigkeit gewertet werden. Abb. 21 zeigt den Zusammenhang dieser Größen.

Ein Gußeisen von besonders günstigen Verschleiß Eigenschaften, jedoch von beschränkter Verwendungsmöglichkeit, ist der **H a r t g u ß**. Man unterscheidet hier folgende Sorten:

- a) Vollhartguß, der so niedrig im Silizium gehalten wird, daß eine Graphitisierung nicht eintreten kann;
- b) Schalenhartguß, der gegen metallene, meist eiserne Schreckplatten (Kokillen) gegossen wird, wobei der Siliziumgehalt so gewählt wird, daß an der Kokille, d. h.

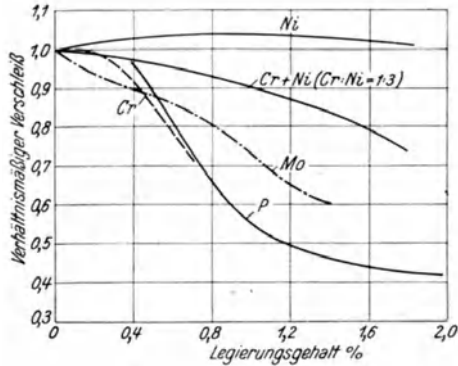


Abb. 20. Einfluß von Legierungselementen und der Höhe der Legierung auf den Verschleiß von Gußeisen (schematisiert) (nach KNITTEL [13]).

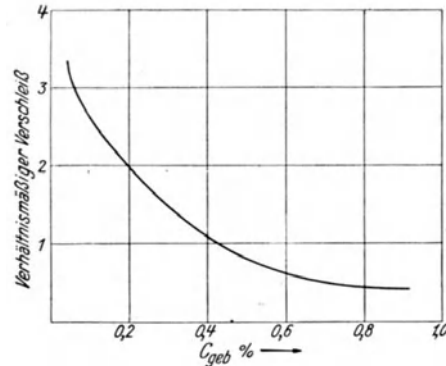


Abb. 21. Einfluß des Gehaltes an gebundenem Kohlenstoff auf den Verschleiß von Gußeisen (nach KNITTEL [13]).

an der Stelle stärkster Abschreckung, die Graphitisierung unterdrückt wird, während sie in den langsamer abkühlenden Teilen des Gußstückes stattfinden kann.

Beim Vollhartguß besteht das Gefüge — je nach dem Gesamtkohlenstoffgehalt — aus Ledeburit mit mehr oder weniger zu Perlit zerfallenen Mischkristallen oder mit Zementit (Abb. 22). Bei entsprechend legierten Hartgußsorten kann an die Stelle des Perlits auch Martensit treten.

Beim Schalenhartguß ist die Härtetiefe wichtig; dies ist die Stärke jener Schicht, die frei von Graphit weiß erstarrt. Unter dieser liegt eine meliert erstarrte Schicht, worauf das Innere des Teiles mit perlitischem oder ferritischem Gefüge folgt.

Hartgußteile arbeiten bei nicht übermäßigen Drücken und nur geringen Schlagbeanspruchungen unter Verschleißbeanspruchung bei gleitender Reibung mit hochgehärteten Stahlteilen sowie mit im Einsatz oder sonst nach einem Oberflächenhärtungsverfahren gehärteten Stahlteilen günstig zusammen.

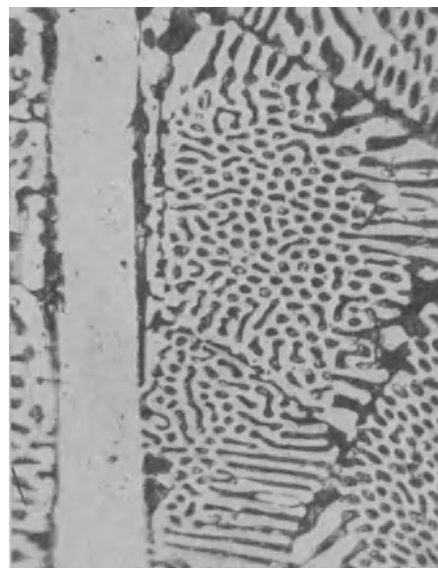
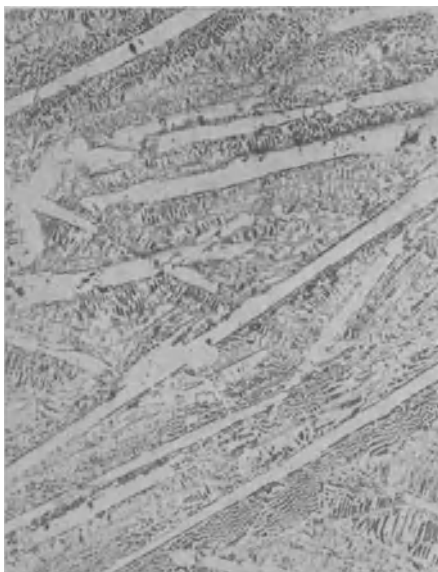


Abb. 22. Gefügeausbildung in Hartgußteilen. Analyse: C 5,45 — Si 0,36 — Mn 8,26 — P 0,45 — S 0,25.

Zeigen sich an Hartgußteilen stärkere Verschleißerscheinungen, so liegt entweder ungenügende Härte infolge unrichtiger Gefügeausbildung vor, oder die Teile weisen Oberflächenfehler infolge fehlerhafter Bearbeitung, wie z. B. durch Schleifrisse auf; schließlich können auch Einschlüsse, wie z. B. Anhäufungen von Mangansulfid, Anlaß zu erhöhtem Verschleiß geben.

2. Stahl auf Stahl.

Als Stahl bezeichnet man bekanntlich alle schiedbaren Eisensorten, legiert oder unlegiert, mit einem Kohlenstoffgehalt bis zu etwa 1,7%, bei denen der Kohlenstoff ausschließlich in an das Eisen oder dessen Legierungselemente gebundener Form, also in Form von Karbiden, enthalten ist, abgesehen von jener Kohlenstoffmenge, die auch bei Raumtemperatur im Eisen gelöst bleiben kann. Als normale Eisenbegleiter enthalten alle Stähle Silizium und Mangan, die erst bei Gehalten von über etwa 0,8% als Legierungsbestandteile angesehen werden. Der Gehalt an Phosphor und Schwefel muß, da diese Elemente die Schmiedbarkeit stark beeinträchtigen, sehr niedrig gehalten werden. Lediglich aus Gründen der leichten Bearbeitbarkeit ist bei den sogenannten Automatenstählen der Schwefelgehalt bis auf etwa 0,2% gesteigert.

Bei allen Stählen nehmen auf das Verschleißverhalten Einfluß:

a) Die Zusammensetzung, b) die Gefügeausbildung, c) die Ausbildung des Kornes, d) der Reinheitsgrad und die Herstellungsweise des Stahles.

a) Kohlenstoffstähle. Baustähle und Vergütungsstähle.

Gefügeausbildung und Korn sind von der vorausgegangenen Wärmebehandlung, bzw. von der Verformung abhängig. In Kohlenstoffstählen mit weniger als 0,85% C ist das Gefüge ferritisch-perlitisch; der Perlitanteil steigt mit zunehmendem C-Gehalt und erreicht 100% bei der angegebenen Grenze von 0,85% C.

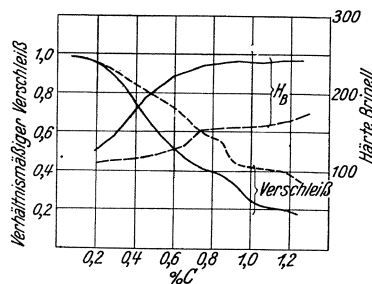


Abb. 23. Abhängigkeit des Verschleißes unlegierter Kohlenstoffstähle vom Kohlenstoffgehalt. Proben gleich auf gleich. Trockenverschleiß. Anpreßdruck 10 kg/cm². Gleitgeschwindigkeit $v = 1$ m/sek.
----- gegläht. ——— normalisiert.

Der Perlit kann entweder als streifiger Perlit, wie er dem normalisierten Zustand entspricht, oder als kugeliges Perlit, wie er sich in weichgeglühten Stählen oder nach dem Anlassen gehärteter Stähle findet, ausgebildet sein.

Übersteigt der C-Gehalt 0,85%, so findet sich im Gefüge freier Zementit.

Der Verschleißwiderstand der Stähle steigt bei trocken gleitender Reibung mit zunehmendem Kohlenstoffgehalt. Abb. 23 zeigt den verhältnismäßigen Verschleiß von Stählen verschiedenen Kohlenstoffgehalts, wenn Probe und Gegenprobe aus dem gleichen Werkstoff bestehen.

Auch übereutektoider Kohlenstoffgehalt, also freier Zementit im Stahl, steigert die Verschleißfestigkeit in beachtlichem Maß. Dabei ist aber die Art der Zementiteinlagerung, ob in einzelnen Körnern oder als Netz, von Bedeutung; die netzartige Einlagerung ist ungünstig.

Mit steigender Härte sinkt der Verschleiß; in augenfälliger Weise ist dies vor allem mit Erreichen des rein martensitischen Gefüges der Fall. Der Martensit ist dem streifigen Perlit und dieser wieder dem kugeligen Perlit überlegen. (Vgl. Abb. 25 u. 26).

Da im allgemeinen die Härte der Stähle mit dem Kohlenstoffgehalt steigt, entspricht in der Regel der höheren Härte auch der höhere Verschleißwiderstand. Dies gilt innerhalb jeder gleichen Gefügrouppe. Demnach ist auch der Verschleißwiderstand des martensitischen Gefüges gehärteter Stähle wieder vom Kohlenstoffgehalt abhängig. Höchste Härte ist aber nicht immer mit dem besten Verschleißwiderstand identisch; deshalb sollen nach dem Härten die Stähle etwas angelassen werden, um die günstigsten Verschleißigenschaften zu erhalten, was wohl in erster Linie auf ein Entfernen der vom Härten zurückbleibenden Eigenspannungen in den Oberflächen, überdies auf eine Steigerung der Zähigkeit zurückzuführen ist. Die weiteren Anlaßstufen des Martensits, der Sorbit und der Troostit, weisen aber umso geringere Verschleißfestigkeit auf, je höher

die Anlaßtemperatur gewählt wurde, je weiter also der Martensitzerfall vor sich gegangen ist. Bei gleicher Härte ist die Verschleißfestigkeit des Anlaßgefüges etwas niedriger als jene des Normalisierungsgefüges.

Die *F r e ß n e i g u n g* der Stähle ist groß, bedeutend größer als jene von Gußeisen; daher wird die Paarung Stahl auf Stahl für ungeschmierte gleitende Reibung praktisch nur für untergeordnete Teile oder bei niedriger Belastung in Frage kommen. Die *Freßneigung* nimmt, gleiche Oberflächenbeschaffenheit vorausgesetzt, mit zunehmendem Kohlenstoffgehalt und zunehmender Härte ab. Sie ist am geringsten für das martensitische Gefüge, größer für den lamellaren Perlit und die Anlaßstufen des Martensits, am größten im weichgeglühten Zustand der Stähle, also für den kugeligen Perlit.

Es wurde festgestellt, daß die durch Verschleißbeanspruchungen bewirkte Kaltverformung an der Verschleißfläche bei niedrig gekohlten Stählen und niedrigen Härten stärkere Schichten umfaßt, als bei hohen C-Gehalt und bei höheren Härten, ferner daß sie bei geringerer Gleitgeschwindigkeit tiefer reicht als bei höherer.

Die *R e l a t i v g e s c h w i n d i g k e i t* der beiden Verschleißteile nimmt auf die Reibungs- und Verschleißverhältnisse großen Einfluß. — Abb. 24 gibt die Abhängigkeit

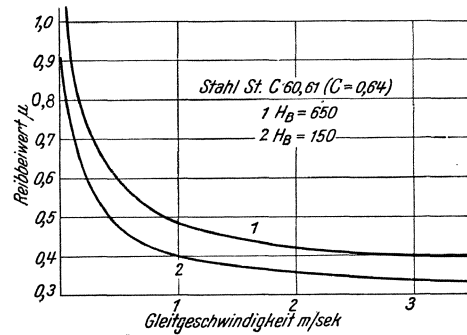


Abb. 24. Abhängigkeit des Reibbeiwertes eines Kohlenstoffstahles von der Gleitgeschwindigkeit bei verschiedener Härte (nach KEHL [15]). (Gleich auf gleich Trockenlauf, Anpreßdruck 10 kg/cm².)

des Reibbeiwertes von der Gleitgeschwindigkeit für St. C. 60.61 bei verschiedenen Wärmebehandlungen und dementsprechend verschiedenen Gefügeausbildungen und Härten wieder. Es ist aus Abb. 24 deutlich zu entnehmen, daß die letzteren Umstände gegenüber dem Einfluß der Gleitgeschwindigkeit stark zurücktreten. Der Verlauf dieser Abhängigkeiten ist für alle Stahlsorten sehr ähnlich. Der Reibbeiwert steigt mit steigendem Kohlenstoffgehalt etwas, aber nicht nennenswert an; er liegt aber für alle Stähle bei geringen Gleitgeschwindigkeiten bedeutend höher als für Gußeisen.

Bemerkenswert ist aber die Größe des Reibbeiwertes in allen Fällen bei sehr kleinen Geschwindigkeiten; er kann hier den Wert 1 übersteigen.

Die Abb. 25 und 26 zeigen die von KEHL [15] ge-

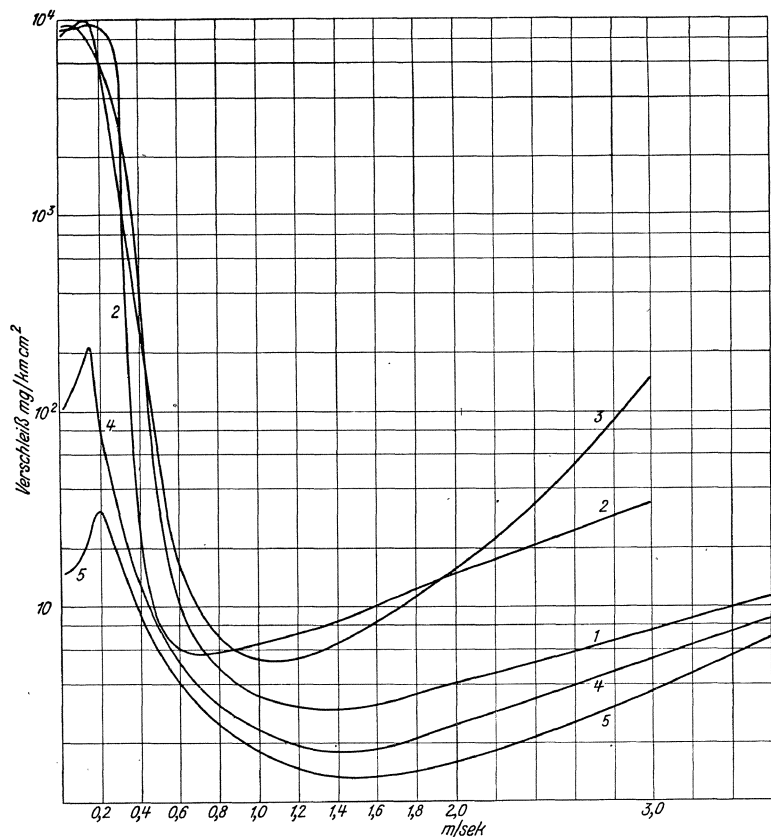


Abb. 25. Einfluß der Gleitgeschwindigkeit und der Härte auf den Verschleiß von Kohlenstoffstahl mit $C = 0,64$ (nach KEHL [15]). (Gleich auf gleich, Trockenlauf, Anpreßdruck 10 kg/cm²).

Probe Nr.	H_B	Zustand	Gefüge
1	150	geglüht	kugeliger Perlit.
2	170	"	lamellarer Perlit.
3	330	vergütet	Anlaßsorbit.
4	420	"	Anlaßsorbit und Martensit.
5	450	gehärtet	Martensit.

fundenen Beziehungen zwischen Verschleiß, Gleitgeschwindigkeit und Härtestufe für zwei Kohlenstoffstähle von verschiedenem Kohlenstoffgehalt im Trockenlauf und für einen bestimmten Anpreßdruck (10 kg/cm²). Bei kleineren Gleitgeschwindigkeiten treten in allen Fällen Unstetigkeiten im Verlauf der Verschleißkurven auf, was auch von anderen Forschern beobachtet wurde. Auch hier nimmt der Verschleiß zunächst von einem Höchstwert bei kleiner Gleitgeschwindigkeit (in manchen Fällen scheint dieser bei der Geschwindigkeit Null zu liegen) zunächst mit steigender Geschwindigkeit bis zu einem Tiefstwert ab, um dann neuerlich anzusteigen. Die Verschleißhöchstwerte liegen scheinbar immer dann bei der Geschwindigkeit Null, wenn der Zementit des Perlits in kugeligener Form vorhanden ist oder wenn er als Netz das Gefüge durchzieht.

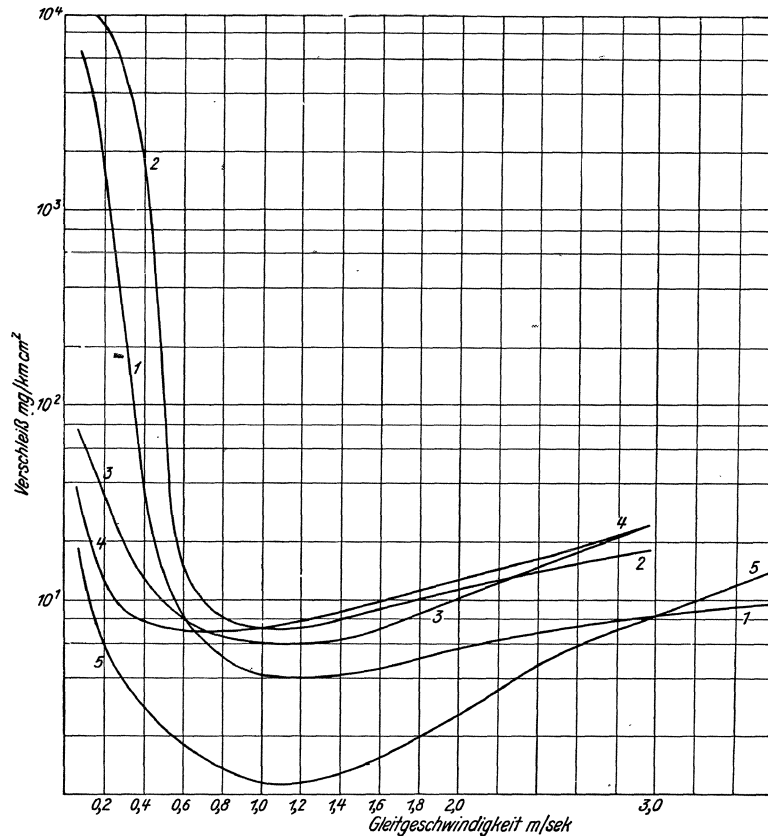


Abb. 26. Einfluß der Gleitgeschwindigkeit und der Härte auf den Verschleiß von Kohlenstoffstahl mit $C = 1,23$ (nach KEHL [15]). (Gleich auf gleich. Trockenlauf, Anpreßdruck 10 kg/cm².)

Probe Nr.	H_B	Zustand	Gefüge
1	150	geglüht	kugelig, geballter Zementit.
2	230	„	lamellarer Perlit mit Zementitnetz.
3	340	vergütet	Anlaßtroestit mit Zementitkörnern.
4	460	„	Anlaßtroestit mit Zementitkörnern.
5	710	gehärtet	feiner Martensit.

$A = s \cdot R$ die gesamte Reibungsarbeit μ den Reibungsbeiwert
 s den gesamten Verschleißweg P den Anpreßdruck.
 $R = \mu \cdot P$ die Reibungskraft

Daher wird $w_{BA} = \frac{W_{BA}}{A}$ usf.

Nach SUZUKI ist der beobachtete Verschleiß vom Reibungsbeiwert und den kennzeichnenden Eigenschaften der verschleißenden Stoffe abhängig.

Ist nun

w_{CA} der relative Verschleiß von A auf einer dritten Stahlsorte C

w_{CB} der relative Verschleiß von B auf C

SUZUKI [11] stellte für die Größe des zu erwartenden gegenseitigen Verschleißes von Kohlenstoffstählen Beziehungen auf. Darin bedeuten:

W_{BA} den Gesamtabrieb einer Stahlsorte A beim Gleiten auf einer Stahlsorte B in mg

w_{BA} den relativen Verschleiß von A bezogen auf B in mg je mkg geleisteter Reibungsarbeit

W_{AB} den Gesamtabrieb beim Gleiten des Stahles B auf Stahl A in mg

w_{AB} den relativen Verschleiß von B bezogen auf A , wieder in mg je mkg

$W_{BA} + W_{AB}$ den Summenverschleiß, also den Gesamtverschleiß von A und B

$w_{BA} + w_{BA}$ die Summe der relativen Verschleißes von A bezogen auf B und von B bezogen auf A in mg je mkg Reibungsarbeit

so gilt nach SUZUKI allgemein:

$$w_{BA} = f(w_{CA}, w_{CB})$$

und für einfache Fälle:

$$w_{BA} = K \cdot \frac{w_{CA}}{w_{CB}}$$

K steigt, wie eine Reihe von Untersuchungen an Kohlenstoffstählen ergeben hat, mit wachsendem μ parabolisch an. Die Gleichung der so erhaltenen Parabeln ist dann:

$$K = a \cdot \mu^2$$

und es wird allgemein für untereutektische Stähle:

im Walzzustand	$a = 13,4 \cdot 10^{-3} \text{ mg}$
geglüht	$a = 12,6 \cdot 10^{-3} \text{ mg}$
sorbitisch	$a = 10,5 \cdot 10^{-3} \text{ mg}$
troostitisch	$a = 6,3 \cdot 10^{-3} \text{ mg}$
martensitisch	$a = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ mg}$

Auch fand SUZUKI folgende Beziehungen bestätigt:

Der Reibungsbeiwert sinkt mit steigender Gleitgeschwindigkeit.

Erfällt mit steigendem Druck zunächst langsam ab und bleibt bei weiter ansteigendem Druck unverändert.

Der Reibungsbeiwert nimmt mit steigendem C-Gehalt zu, doch sind die Unterschiede zwischen den einzelnen Stahlsorten gering.

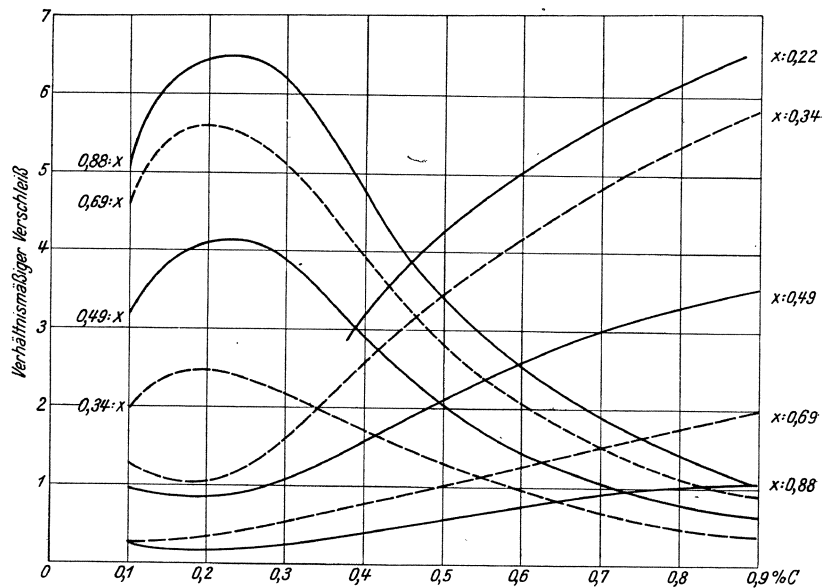


Abb. 27. Relativer Verschleiß von Kohlenstoffstählen verschiedenen Kohlenstoffgehaltes gegenüber gleichgearteten Werkstoffen bei verschiedenen Paarungen (nach SUZUKI [16]).

Der gegläute Gefügestand hat größeren Verschleißwiderstand als der Walzzustand, obgleich die Härte bei ersterem niedriger liegt; SUZUKI erklärt dies damit, daß die starke Beanspruchung beim Walzen einen Zustand zur Folge hat, der mit dem durch reine Wärmebehandlung erzielten nicht ohne weiteres vergleichbar ist.

Abb. 27 gibt den verhältnismäßigen Verschleiß beim Aufeinanderarbeiten verschiedener Stahlsorten, Abb. 28 den hierbei gemessenen Summenverschleiß wieder.

Ob diese von SUZUKI aufgestellte einfache Beziehung tatsächlich zutrifft, ist noch nicht streng nachgewiesen.

Verschleiß von weichem Stahl (0,04 C) auf gehärtetem Chromstahl.

Die Proportionalität zwischen Verschleiß und Verschleißweg bleibt unter allen Verhältnissen — ungeänderte äußere Verschleißbedingungen während des Vorganges vorausgesetzt — bestehen. Mit steigendem Druck wächst dagegen der Verschleiß nach DIES [8] weder proportional noch stetig (Abb. 29); in einem bestimmten kritischen Belastungsbereich treten Höchst- und Mindestwerte für den Verschleiß auf. — Offenbar handelt es sich im Übergangsbereich, in welchem auch der größte Streubereich im Verhalten verschiedener Schmelzen von nahezu gleichen chemischen Analysen zu beobachten ist, um den Übergang von einer Verschleißart zur anderen; und zwar haften unterhalb des ersten Maxi-

mums in der Verschleißkurve die gebildeten braun gefärbten Oxyde fest an der Oberfläche des Weicheisenverschleißteiles; im Maximum wird die Verschleißfläche blank, oberhalb

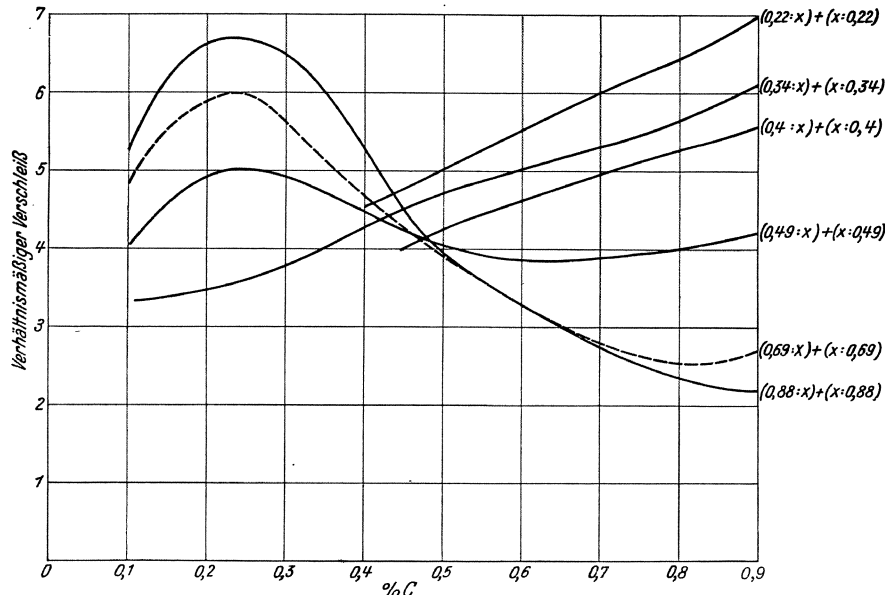


Abb. 28. Verhältnismäßiger Summenverschleiß der Probenpaarungen von Abb. 27 (nach SUZUKI [16]).

des Maximums bedeckt sich die Verschleißfläche mit einer schwarz gefärbten Oxydschicht. Es tritt also auch hier die Reiboxydation stark hervor.

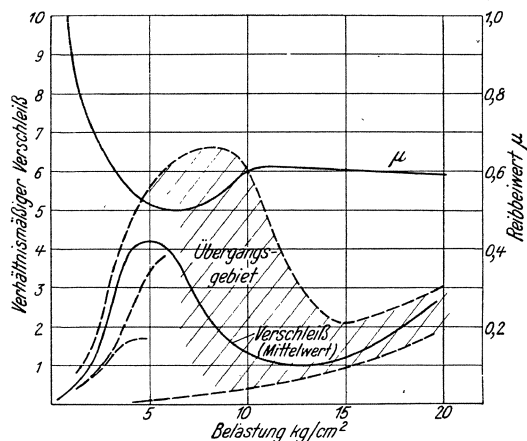


Abb. 29. Verschleiß und Reibbeiwert von Weicheisen auf gehärtetem Chromstahl (nach DIES [8]). - - - Streubereich verschiedener Weicheisenschmelzen. Chromstahl: 0,86 C; 0,22 Si; 0,38 Mn; 1,64 Cr; $H_B = 600$. Weicheisen: 0,04 C; $H_B = 130$.

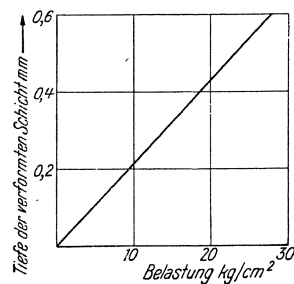


Abb. 30. Tiefe der Kaltverformung in der Verschleißschicht von Weicheisen in Abhängigkeit von der Flächenpressung (bestimmt aus der bei Rekristallisation neugebildeten Schicht) (nach DIES [8]).

Im Bereich des zweiten aufsteigenden Astes zeigen sich, u. zw. mit steigendem Anpreßdruck in zunehmendem Maß „Blankstellen“, d. s. oxydfreie Stellen von auffallend großer, dem Martensit entsprechender Härte. Dieselbe Erscheinung zeigt sich auch beim Aufeinanderarbeiten aller anderen Stahlsorten, u. zw. in stärkstem Maß bei niedrig gekohlten Stählen.

Die Oberfläche abseits dieser Blankstellen ist stark kaltverformt und die Stärke der kaltverformten Schicht ist nach Abb. 30 von der Höhe der Belastung abhängig. Die Härte dieser Zonen dagegen ist von der Belastung unabhängig und erreicht in allen Fällen etwa 400 Brinell; bei sehr hohen Belastungen liegt sie infolge der bei hohen Temperaturen eintretenden Rekristallisation etwas niedriger.

Die erwähnte, beim Weicheisen festgestellte Unstetigkeit scheint bei höher gekohlten Stählen nicht oder nur in weit geringerem Maß aufzutreten. KEHL [15] stellte in diesem Fall einen rein proportionalen Anstieg des Verschleißes mit dem Anpreßdruck fest.

Einfluß der Legierung auf den Verschleiß.

Auf die starke Abhängigkeit des Verschleißes von der Legierung, bzw. von der durch dieselbe beeinflussten Gefügeausbildung, wurde bereits hingewiesen (vgl. S. 12 und Abb. 9). Der Abnutzungswiderstand wird umso größer, je karbidreicher der Stahl wird. Maßgebend für den Abnutzungswiderstand gehärteter Stähle ist weniger die martensitische Grundmasse an sich, als die Menge und Art der in derselben eingelagerten Karbide.

Am günstigsten liegen die Verhältnisse, wenn die übereutektoiden Karbide in kugelförmiger Form in einer möglichst zähen Grundmasse eingebettet sind.

β) Einsatzstähle.

Durch Aufkohlen der dem Verschleiß ausgesetzten, vornehmlich durch gleitende Reibung beanspruchten, Randzone von Stählen mit niedrigem Kohlenstoffgehalt und Härten dieser aufgekohlten Schicht wird die Verschleißfestigkeit außerordentlich gesteigert. Die Aufkohlung erfolgt je nach der Legierung der verwendeten Einsatzstähle auf Kohlenstoffgehalte bis zu 1%, im allgemeinen jedoch bis zum eutektoiden Kohlenstoffgehalt. Träger der Verschleißfestigkeit ist der auf höchste Härte gebrachte Martensit der gehärteten Einsatzschicht.

Im Einsatz gehärtete Stähle sind dann am Platze, wenn es sich um gleitende oder um gleitende und zugleich rollende Verschleißbeanspruchung der Oberflächen handelt, während die übrigen Beanspruchungen des Bauteiles einen zähen, gegen Stoß widerstandsfähigen Kern verlangen.

Je nach der Betriebsbeanspruchung — ob Verschleißbeanspruchung allein oder verbunden mit hoher Druck- oder Stoßbeanspruchung — sind die Anforderungen an die Tiefe der Aufkohlung und die Ausbildung der Einsatzzone sowie an die Gefügeausbildung und Festigkeit des zähen Kernes verschieden.

Bei reiner Verschleißbeanspruchung ohne nennenswerte Druckbeanspruchung in der Verschleißfläche wählt man geringe Einsatzstärken, etwa 0,4—0,6 mm. Werden die Flächen nach dem Einsetzen geschliffen, so ist das Schleifmaß zuzugeben. Flächen mit höherer Druckbeanspruchung sind tiefer einzusetzen, etwa mit Schichtstärken von 1—1,5 mm.

Rein auf Verschleiß oder auf Verschleiß und Druck beanspruchte Flächen sind in der Härte möglichst hoch zu halten. Wo jedoch stärkere Stoßbeanspruchungen hinzu kommen, ist die Härte nicht auf die höchsten Werte zu steigern.

Man unterscheidet milde und schroff wirkende Einsatzmittel. Erstere geben tiefe Einsatzschichten mit gutem, allmählichem Übergang, der Kohlenstoffgehalt übersteigt nirgends den eutektoiden Gehalt, die Abblätterungsgefahr ist gering. Schroff wirkende Mittel geben bei kurzen Einsatzzeiten dünne Schichten von hohem Kohlenstoffgehalt; sie werden dort angewendet, wo höchste Härte erforderlich ist, jedoch keine Stoßbeanspruchungen zu erwarten sind.

Als Einsatzstähle werden im allgemeinen niedrig gekohlte, im basischen Siemens-Martin-Ofen oder im Elektroofen erschmolzene Stähle verwendet.

Unlegierte Einsatzstähle werden für Bauteile verwendet, die auf Verschleiß und Druck beansprucht werden und eine glasharte Oberfläche besitzen sollen.

Automaten-Einsatzstähle finden für untergeordnete Teile, die große Oberflächenhärte haben sollen, bei denen jedoch an die Zähigkeit keine größeren Anforderungen zu stellen sind, steigend Verwendung.

Chrom-Einsatzstähle weisen gegenüber den unlegierten nur eine geringe Steigerung der Kernfestigkeit auf. Die in der Einsatzzone gebildeten harten Chromkarbide verleihen ihnen aber eine günstige Verschleißfestigkeit; daher ihre Verwendung für besonders auf Verschleiß beanspruchte Teile, bei denen es auf eine besondere Zähigkeit des Kernes nicht ankommt.

Chrom-Molybdän-Einsatzstähle geben ein günstiges Durchvergüten des zähen Kernes bis zu etwa 40 mm \varnothing bei sehr hoher Kernfestigkeit; die Verschleißfestigkeit der Einsatzschicht ist, dank der in derselben gebildeten Chrom- und Molybdänkarbide, besonders günstig. Einsatzstiefen über 1 mm verlangen bei diesen Stählen sehr lange Aufkohlungszeiten, Einsatzstiefen über 1,6 mm sollten überhaupt nicht angestrebt werden.

Chrom-Nickel-Einsatzstähle weisen etwas geringere Härten und auch etwas geringere Verschleißfestigkeit auf, als die eben erwähnten Chrom-Molybdänstähle;

sie scheinen jedoch den unlegierten Einsatzstählen überlegen zu sein (vgl. Abb. 31). Ihr Vorteil liegt in der guten Durchvergrütung des zähen Kernes auch bei großen Querschnitten. Hochlegierte Sorten sind Lufthärter und härten verzugsfrei.

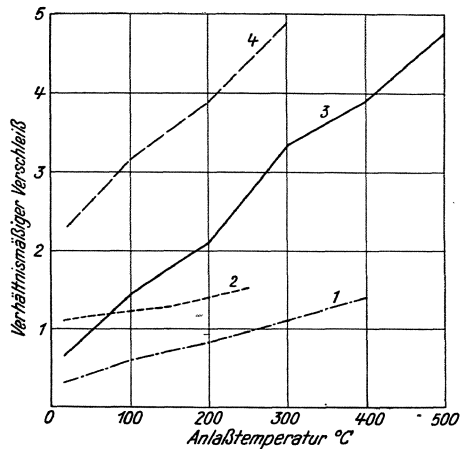


Abb. 31. Verhältnismäßiger Verschleiß von Einsatzstählen bei steigender Anlaßtemperatur (nach MAYER [17]).

Chromnickel-Einsatzstahl:
 1 gehärtet 770° Wasser, angelassen 400° 20 Min.
 2 gehärtet 840° Öl, „ 300° 20 „
 Unlegierter Einsatzstahl:
 3 gehärtet 770° Wasser, angelassen 500° 20 Min.
 4 gehärtet 770° Öl, „ 300° 20 „

Chrom-Nickel-Molybdän-Stähle und Chrom-Vanadium-Stähle zählen zu den verschleißfestesten und höchsten Beanspruchungen gewachsenen Einsatzstählen; sie werden deshalb bei allerhöchsten Verschleißbeanspruchungen angewendet.

Abb. 31 zeigt den verhältnismäßigen Verschleiß von unlegiertem und chromnickellegiertem Einsatzstahl bei verschiedener Härtung und bei verschiedenen Anlaßtemperaturen. Die Verschleißversuche wurden trocken durchgeführt.

Ungünstiges Verschleißverhalten zeigen Einsatzstähle:

a) bei Weichfleckigkeit. Diese kann zurückzuführen sein auf ungenügenden Einsatz oder auf unvollkommene Schlußhärtung.

b) Beim Auftreten von Korngrenzenzementit. Zu langsames Abkühlen nach dem Einsetzen, z. B. Erkalten an Luft, kann zu Karbidabscheidungen in der Einsatzschicht führen, besonders wenn es sich um stärkere und hochaufgekohlte Einsatzschichten handelt.

c) Rest-Austenit in der Einsatzschicht setzt die Härte derselben herab und bewirkt das Entstehen einer weichen Außenhaut, die, falls sie beim Fertigschleifen des Teiles nicht vollständig entfernt wird, bei gleitender Beanspruchung zum Fressen führen kann.

d) Schroffer Übergang von der Einsatzschicht zum zähen Kern. — Einsatzschichten mit unvermitteltem Übergang zum zähen Kern geben hohe Spannungen beim Abhärten; ihre Neigung zum Ablättern oder Abplatzen ist daher groß.

3. Gußeisen auf Stahl.

Bei gleitender Reibung von Gußeisen auf ungehärteten Kohlenstoffstählen, gleichgültig ob ungeschmiert oder geschmiert, ist der auftretende Verschleiß von der Gleitgeschwindigkeit nahezu unabhängig. Im allgemeinen fällt er mit steigender Geschwindigkeit etwas ab. Groß ist aber auch hier, wie auch bei anderen Paarungen, die Abhängigkeit des Verschleißes vom Oberflächenzustand, wofür Abb. 32 ein Beispiel gibt.

Befindet sich im Schmieröl ein Verschleißmittel, so bleibt der Verschleiß nach Abb. 33 von der Geschwindigkeit ebenfalls fast unbeeinflusst. Die Freßneigung nimmt jedoch mit steigender Geschwindigkeit stark zu, d. h. sie wird in das Gebiet niedrigerer Flächenpressungen herabgedrückt (Abb. 34). Die Freßneigung von Gußeisen auf Stahl ist wesentlich größer, als z. B. jene von Bronze oder Weißmetall WM 80 (vgl. Abb. 35).

Die in Abb. 34 gefundene Grenzkurve erfüllt ziemlich genau die Gleichung $p \cdot v^{1,3} = \text{konst.}$ Außer der Reibungswärme, die im Schmierfilm entsteht, scheinen auch noch andere Einflüsse das Anfressen zu bedingen: wahrscheinlich werden bei höherer Ge-

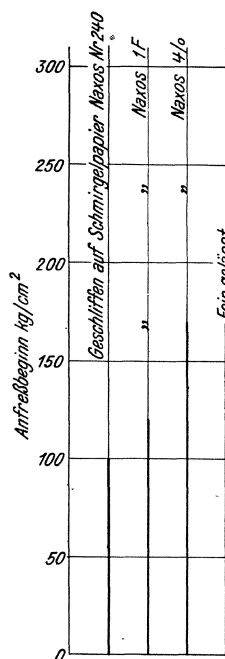


Abb. 32. Abhängigkeit der den Freßbeginn einleitenden Flächenpressung von der Oberflächenbearbeitung bei der Paarung von Gußeisen auf St C 60.11 nach gutem Einlaufen (nach KEHL [15]). (Geschmiert, Versuchstemperatur 70° C, Gleitgeschwindigkeit 4,2 m/sek.) Gußeisen: 3,3 C_{ges}; 1,6 Si; 0,9 Mn; 0,4 P; 0,1 S; H_B = 205. Das Einlaufen erfolgt während 5 Minuten bei 2,1 m/sek Geschwindigkeit und 15 kg/cm² Belastung.

schwindigkeit durch die stärker werdende Schmierschicht mehr und vor allem größere Teilchen des Verschleißmittels zwischen die Gleitflächen gerissen; wenig größere Körner desselben wirken aber viel gefährlicher als kleine.

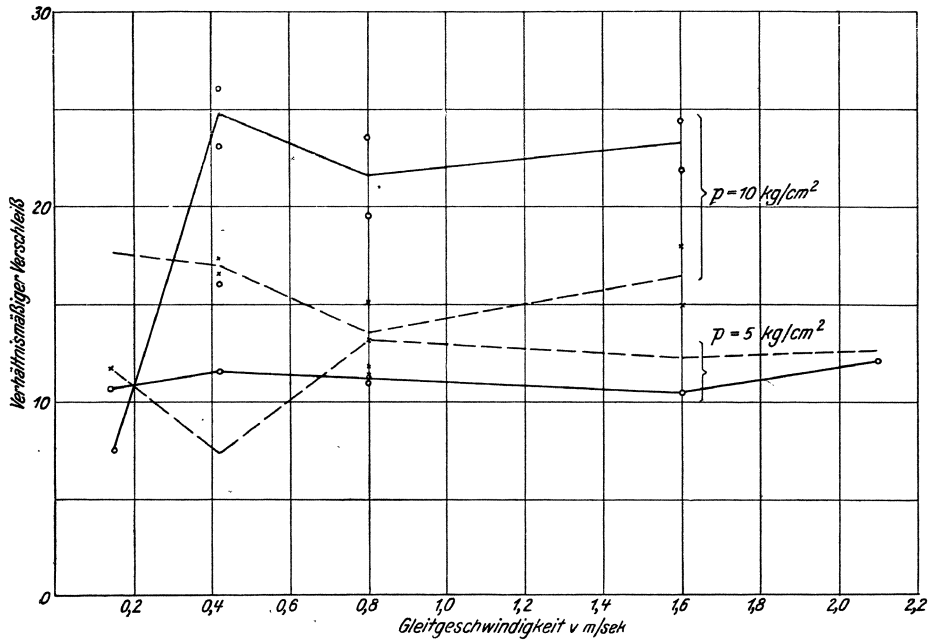


Abb. 33. Einfluß der Geschwindigkeit auf den Verschleiß von Gußeisen A (vgl. Abb. 35) auf St 60.11 in Öl-Schmirgel-Gemisch bei verschiedenen Belastungen.
 — Verschleiß an der Stahlprobe ($H_B = 188$).
 - - - - Verschleiß an der Graugußprobe ($H_B = 160$). (nach KEHL [15]).

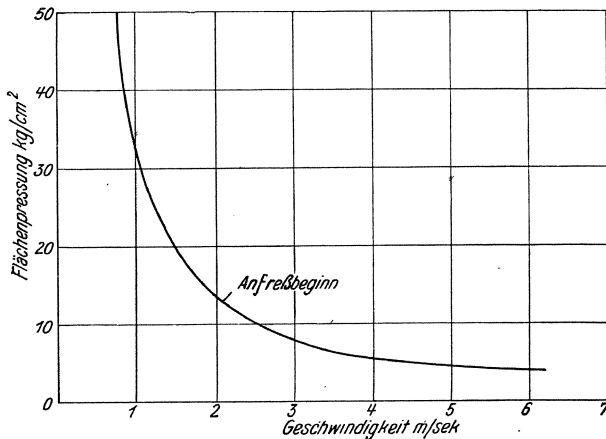


Abb. 34. Einfluß der Geschwindigkeit auf den Beginn des Anfreßens von Gußeisen A (vgl. Abb. 35) auf Stahl St 60.11 im Ölbad mit 0,1% Schmirgelzusatz bei 70° C (nach KEHL [15]).

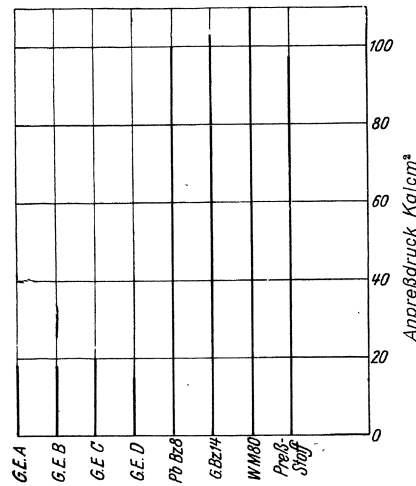


Abb. 35. Abhängigkeit des Freißbeginns verschiedener Werkstoffe auf Stahl St 60.11 im Öl-Schmirgel-Gemisch (0,1% Schmirgelzusatz) bei einer Gleitgeschwindigkeit von 1,6 m/sek (nach KEHL [15]).

Gußeisensorte	C _{ges}	Si	Mn	P	S	H _B
A	3,5	2,5	0,6	0,5	0,1	160
B	3,4	2,0	0,8	0,4	0,1	195
C	3,3	1,6	0,9	0,4	0,1	205
D	2,8	1,6	0,2	0,2	0,1	240
Stahl St 60.11	0,46	0,34	0,56			188

Wie aus Abb. 36 zu entnehmen, nimmt der Verschleiß von Gußeisen auf Stahl zunächst bei allen Geschwindigkeiten etwa proportional mit der Belastung zu. Bei Geschwindigkeiten über 1 m/sek steigt dann bei einer bestimmten Belastungsgrenze der Verschleiß plötzlich auf die mehrhundertfache Höhe infolge des beginnenden Fressens an. Bei Geschwindigkeiten unterhalb 1 m/sek fällt hingegen der Verschleiß nach Erreichen eines Höchstwerts nochmals ab, um dann neuerlich langsam bis zum Freißbeginn anzusteigen. Dieser Verlauf ist offenbar auf Vorgänge der Reiboxydation zurückzuführen.

Der Reibungsbeiwert ändert sich im geschmierten Zustand mit der Geschwindigkeit nur wenig, ebenso ist der Einfluß der Flächenpressung auf denselben nur

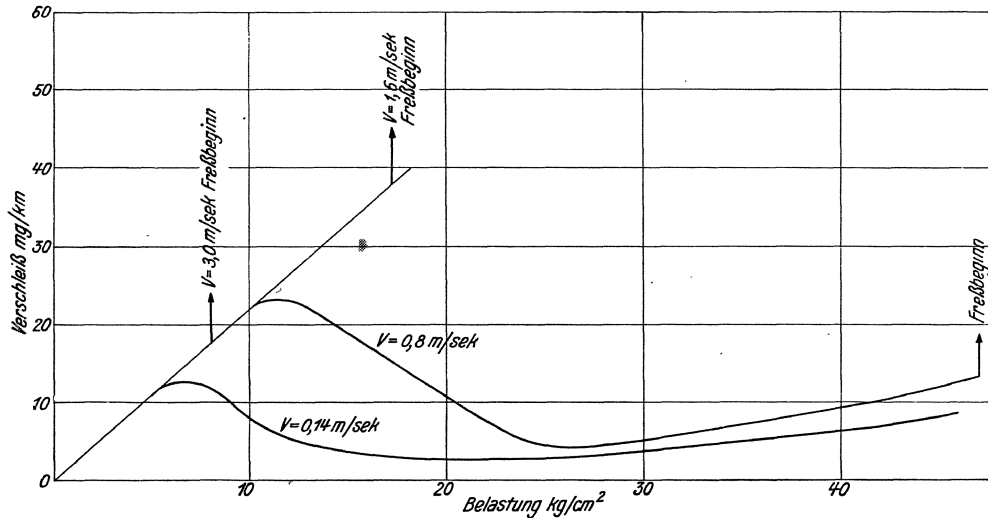


Abb. 36. Einfluß der Flächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit auf den Verschleiß von Gußeisen A (vgl. Abb. 35) auf St 60.11 in Ölbad mit 0,1% Schmirgelzusatz (nach KEHL [15]).

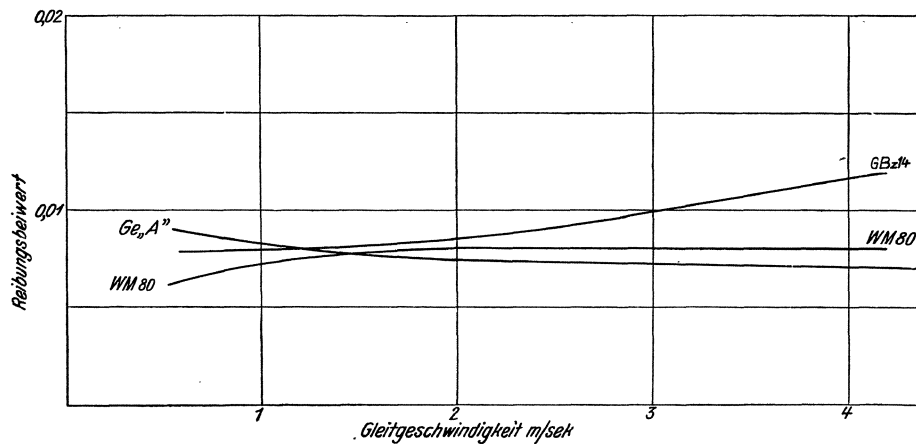


Abb. 37. Einfluß der Geschwindigkeit auf den Reibungsbeiwert verschiedener Werkstoffe (Gußeisen A, vgl. Abb. 35, GBz 14 und WM 80) auf Stahl St 60.11. Geschmiert mit Essolub SAE 20 (nach KEHL [15]).

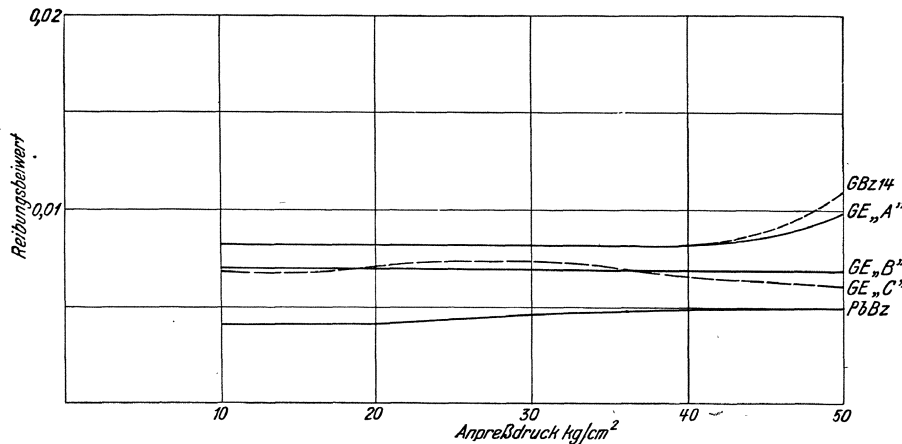


Abb. 38. Reibungsbeiwert verschiedener Werkstoffe bei $v = 1,6$ m/sec Gleitgeschwindigkeit in reinem Schmieröl (Essolub SAE 20) abhängig vom Anpreßdruck auf Stahl St 60.11 (nach KEHL [15]).

gering (Abb. 37 u. 38); im allgemeinen sinkt er etwas mit steigender Belastung, während er z. B. für WM 80 und GBz 14 mit steigender Belastung etwas zunimmt.

Die **F r e ß n e i g u n g** von Gußeisen auf Stahl nimmt mit sinkendem Kohlenstoffgehalt des Stahles und ebenso mit sinkendem Gehalt an gebundener Kohle im Gußeisen zu; sie ist also auch eindeutig von der Gefügeausbildung abhängig und für perlitische Gefüge am geringsten. Wesentlich größer ist die Freßneigung für das ferritische, ebenso auch für das martensitische Gefüge.

Unter sonst gleichen Umständen geben Paarungen von Stählen mit Gußeisen von gleich hohem Gehalt an gebundener Kohle den geringsten Gesamtverschleiß; der Verschleiß sinkt dabei umso weiter ab, je höher der Gehalt an gebundener Kohle ist; der Verschleißwiderstand steigt über das perlitische Gefüge beider Teile hinaus, über die verschiedenen Anlaßstufen des Martensits bis zum reinmartensitischen Gefüge weiter an.

Höherer Phosphorgehalt im Gußeisen setzt den auftretenden Verschleiß beider Teile der Paarung Gußeisen-Kohlenstoffstahl stark herab, insbesondere für das perlitische und das unterperlitische Gefüge; im Martensit scheint er keine Wirkung zu haben.

Über das Verschleißverhalten von Grauguß auf gehärteten Stählen siehe S. 12.

4. Verschleißverhalten von Leichtmetallen.

Der Verschleißwiderstand der Leichtmetalle an sich ist jeder Beanspruchungsart gegenüber nur sehr gering. Reinleichtmetalle kommen daher als Baustoffe für verschleißbeanspruchte Maschinenbauteile nicht in Frage. Erst durch das Zulegieren von verhältnismäßig bedeutenden Anteilen an Legierungsmetallen können brauchbare Verschleißeigenschaften gewonnen werden.

Für verschleißbeanspruchte Teile stehen Leichtmetalllegierungen im Motorenbau nur für Kolben und Lagerschalen in Verwendung. Da ihre Entwicklung ausschließlich nach diesen Richtungen getrieben wurde und allgemeine Untersuchungen über das Verschleißverhalten der Leichtmetalle nur in geringerem Umfang vorliegen, soll dieses in den Abschnitten „Kolben“ und „Lager“ besprochen werden.

Erwähnenswert ist aber die hohe Widerstandsfähigkeit des Aluminiums — besonders des Reinaluminiums — gegenüber chemischen Angriffen sowie seine Wetterbeständigkeit. Diese Eigenschaft verdankt es einer hauchdünnen, dabei aber vollkommen dichten Oxydschicht, die sich bei der Berührung mit Sauerstoff sofort bildet und die tiefer gelegenen Schichten vor Angriffen schützt.

Aluminium und seine Legierungen sind beständig gegen:

Azetylen, Benzin, Benzol und Bitumen, Bleitetraäthyl, Generatorgas, Fette, Kohlenoxyd und Kohlensäure, Mineralöle, P 3, Petroleum;

begrenzt beständig gegen:

Abgase, Dampf und destilliertes Wasser, Kondenswasser, Leitungswasser, Oxalsäure, Regenwasser, konz. Salpetersäure, Schmierseifenlösung, Schwefeldioxyd;

unbeständig gegen Angriffe von

Alkohol mit Spuren von Wasser, Kochsalzlösungen, Seewasser (ausgenommen gewisse Sonderlegierungen), Sodalösungen, Salpetersäure.

Sehr heftig werden sie angegriffen durch:

Feuchtes Chlor, Kalilauge, Natronlauge, Pottasche, Phosphorsäure, Quecksilber und Quecksilbersalze, Salzsäure und Schwefelsäure.

Schrifttum.

1. SIEBEL, E.: Über die praktische Bewährung der mit Verschleißversuchen gewonnenen Ergebnisse. — Reibung und Verschleiß. Berlin: VDI-Verlag 1939.
2. SCHMALZ, G.: Technische Oberflächenkunde. Berlin: Springer 1936.
3. BOWDEN, F. P. und K. E. RIDLER: Proc. roy. Soc. Lond. A, Bd. 154 (1936) S. 640.
4. BEILBY, G.: Aggregation and Flow of solids. Lond. 1921.
5. Vgl. u. a. KIRCHNER, F.: Trans. Faraday Soc. Bd. 31 (1935) S. 1114. — GERMER, L. H.: Phys. Rev. Bd. 43 (1933) S. 724 und Bd. 49 (1936) S. 163. — PLESSING, E.: Phys. Z. Bd. 39 (1938) S. 618.
6. BOAS, W. und E. SCHMID: Naturwissenschaften. Bd. 26 (1932) S. 416.
7. MÖLLER, H. und H. ROTH: Mitt. Kais. Wilh. Inst. f. Eisenforschung, Bd. 19 (1937) S. 61.

8. DIES, K.: Über die Vorgänge beim Verschleiß bei rein gleitender und trockener Reibung. — Reibung u. Verschleiß. Berlin: VDI-Verlag 1939.
9. EICHINGER, A.: Das Problem der Abnutzung bei rollender und gleitender Reibung. — Reibung u. Verschleiß. Berlin: VDI-Verlag 1939.
10. SPORKERT, K.: Untersuchung über Einfluß von Schleifmitteln auf den Verschleiß. — Reibung u. Verschleiß. Berlin: VDI-Verlag 1939.
11. HEIDEBROEK, G.: Vergleichende Versuche an Lagerschalen-Werkstoffen. Vortrag geh. a. d. Hauptversammlung VDI 1939, Dresden.
12. KLINGENSTEIN, TH. und H. KOPP: Der Verschleiß von Grauguß und seine Abhängigkeit von äußeren Umständen. Mittlg. Forschungsanst. GHH-Konzern. Bd. 7, S. 23.
13. KNITTEL: Untersuchungen über den Verschleiß von hochwertigem Grauguß. Gießerei 1933, S. 301.
14. HANEMANN und SCHRADER: Atlas Metallographicus. Bd. II, Berlin: Verlag Borntraeger 1936.
15. KEHL: Untersuchungen über das Verschleißverhalten der Metalle bei gleitender Reibung. Dissertation. Stuttgart 1936.
16. SUZUKI: Scienc. Rep. Tohoku University. Bd. 17 (1928), S. 573—638.
17. MAYER, E.: Dauerversuche und Abnutzungsverfahren an einsetzunggehärtetem Werkstoff. Berichte der Fachausschüsse des Vereins deutscher Eisenhüttenleute. Werkstoffausschuß-Bericht 74.
18. PIWOWARSKY, E.: Hochwertiger Grauguß und die physikalisch-metallurgischen Grundlagen seiner Herstellung. — Berlin: Springer-Verlag 1929.

B. Verschleiß von Motorbauteilen.

I. Zylinder und Kolbenringe.

1. Das Verschleißbild im Zylinder.

Der in den Zylindern von Verbrennungskraftmaschinen auftretende Verschleiß weist in den allermeisten Fällen den in Abb. 39a wiedergegebenen Verlauf auf. Der Verschleiß betrifft

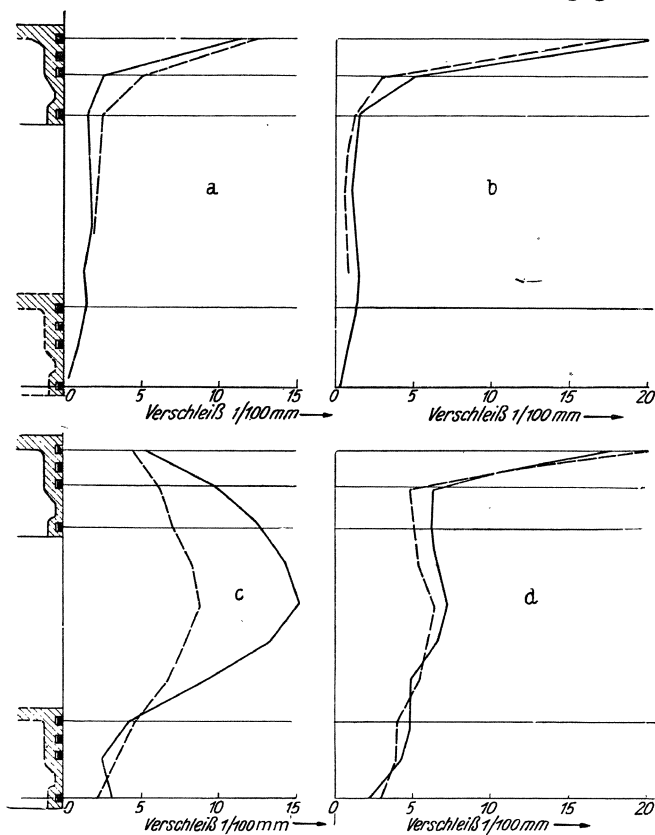


Abb. 39. Kennzeichnende Verschleißbilder in den Zylindern von Verbrennungsmotoren
 a Normales Verschleißbild.
 b Verschleiß in einem brennstoffüberschwemmten Zylinder.
 c Verschleiß bei verunreinigtem Schmieröl und verformtem Zylinder.
 d Verschleiß bei ungeeigneter Werkstoffpaarung und ungenügender Schmierung.
 — senkrecht zur Kurbelwelle, - - - parallel zur Kurbelwelle.
 (Das Verschleißverhältnis senkrecht und parallel zur Kurbelwelle hängt vom Einzelfall ab.)

stets nur die unmittelbar von den Kolbenringen bestrichene Fläche und zeigt in der oberen Totlage des obersten, manchmal auch in der unteren Totlage des untersten Kolbenringes deutlich ausgeprägte Ansätze in der Zylinderlauffläche. Der Verschleiß ist in der Regel weitaus am größten an der ersteren Stelle und fällt von dort abwärts rasch ab; an der unteren Kolbenringmarke steigt er mitunter wieder etwas an.

Verschiedene Faktoren, die durch die Arbeitsweise der Kolbenmaschine bedingt sind und die auf den Verschleiß Einfluß nehmen können, sind in Abb. 40 dargestellt; es sind hier der Druck- und der Temperaturverlauf im Zylinder, die Kolbengeschwindigkeit und der Gleitbahndruck aufgetragen. Aus dem Verlauf der diese Einflüsse darstellenden Kurven und dem Verlauf des normalen Zylinderverschleißbildes läßt sich herauslesen, daß Druck und Temperatur offenbar überragenden Einfluß auf die

Verschleißerscheinungen haben müssen; der Kolbengeschwindigkeit ist der Verschleiß vielleicht umgekehrt verhältig; allerdings ist

es als sicher anzunehmen, daß der Verschleiß daneben noch wesentlich von anderen Umständen bedingt wird.

Das normale Verschleißbild zeigt vor allem viel Ähnlichkeit mit dem Druckverlauf im Zylinder und deutet darauf hin, daß der Verschleiß sehr stark von dem Druck beeinflusst wird, mit dem die Kolbenringe (vor allem der oberste Ring) an die Zylinderwand angepreßt werden. Bekanntlich entspricht der Druck in der Nut hinter dem ersten Ring annähernd dem Zylinderdruck.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit an sich hat offenbar nur untergeordneten Einfluß auf die Größe des Zylinderverschleißes. Wohl aber zeigt sich bei raschlaufenden Maschinen das Gebiet höheren Verschleißes nach abwärts gegen die Hubmitte hin verlängert, und zwar deshalb, weil der Druck hinter den Kolbenringen bei höherer Drehzahl eine größere Phasenverschiebung gegenüber dem Druck im Verbrennungsraum aufweist, die Kolbenringe daher auf einen größeren Teil des Hubes mit hohem Druck an die Zylinderwand gepreßt werden.

Der Verlauf der Abnutzung ist im allgemeinen für alle Durchmesserrichtungen, in denen er ausgemessen wird, ähnlich. Zeigen sich nach verschiedenen Durchmesserrichtungen grundsätzlich verschiedene Verschleißbilder, so deutet dies auf stärkere Verformungen des Zylinders im Betrieb, oder auf schlechte Auswinkelung des Kolbens gegenüber dem Zylinder. In radialer Richtung gemessen kann jedoch der Verschleiß an verschiedenen Punkten des Zylinderumfangs weit voneinander abweichende Werte erreichen. So zeigen z. B. Ottomotoren mit seitlich angeordneten stehenden Ventilen, zwischen denen die Zündkerze sitzt, daß der Verschleiß auf der Zylinderwand gegenüber der Kerze und den Ventilen weitaus am größten ist. Der Grund dafür dürfte darin

gelegen sein, daß sich an diesen von der Zündflamme zuletzt erreichten Teilen des Verbrennungsraumes unverbrannter Kraftstoff an der Zylinderwand niederschlagen kann. Es dürfte auch anzunehmen sein, daß die den Ventilen gegenüberliegenden Zylinderteile zugleich die kältesten Teile desselben sind. Auf den durch diesen Umstand bedingten höheren Verschleiß wird später eingegangen.

Oberhalb der oberen Ringmarke ist der Verschleiß unterschiedlich, stets aber auffallend gering; unterhalb der unteren Ringmarke ist meist überhaupt kein Verschleiß mehr feststellbar.

Bei abnormalen Betriebsverhältnissen zeigen sich auch mehr oder weniger abweichende Verschleißbilder. So z. B. tritt in Fahrzeug-Ottomotoren bei langem Fahren mit gezogener Starterklappe eine außerordentliche Verschleißerhöhung am oberen Totpunkt auf; offenbar ist dies eine schädliche Wirkung des nicht völlig vergasteten Kraftstoffes, der an die Zylinderwand gelangt, dort das Schmieröl fortwäscht und die Schmierung unwirksam macht (Abb. 39 b).

Auch die Steifheit der Motorkonstruktion, vor allem auch des Zylinderblocks, beeinflusst den Verschleiß in hohem Maß. Stark nachgiebige Kurbelwellen können Durchbiegungen in der Längsrichtung erfahren; diese wieder bewirken erhöhten Zylinderver-

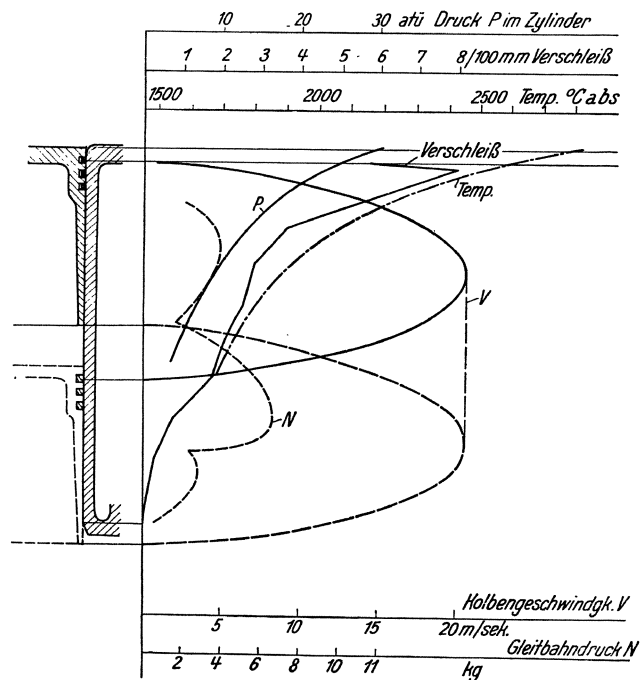


Abb. 40. Zylinderverschleiß — Gastemperatur, Gasdrücke, Kolbengeschwindigkeit und Gleitbahndruck, Verlauf über den Kolbenweg (nach HANFT).

schleiß in der Motorlängsrichtung. Ähnliche Folgen können auch zu schwach bemessene Pleuelstangen haben.

Nicht genau ausgerichtete Lagerzapfen der Kurbelwelle, nicht genau und sorgfältig ausgerichtete Kolben führen ebenfalls zu erhöhtem Zylinderverschleiß.

Abnormaler Verschleiß nach Abb. 39c tritt in den Zylindern meist dann auf, wenn das verwendete Schmieröl ungeeignet ist und viel schmirgelnde Verunreinigungen enthält, oder wenn die freie Wärmedehnung des Zylinders behindert ist. Auch wenn die Temperatur im Zylinder sehr unterschiedlich ist, können derartige vom normalen mehr oder weniger stark abweichende Verschleißbilder möglich sein.

Ist die Werkstoffpaarung Zylinder-Kolbenring ungünstig oder die Zylinderschmierung unzureichend, so tritt hoher Allgemeinverschleiß über den ganzen Hub auf (Abb. 39d).

2. Verschleißerscheinungen an den Kolbenringen.

Während die Zylinderlaufflächen im neuzeitlichen Motorenbau möglichst vollkommen bearbeitet werden, werden die Laufflächen der Kolbenringe durchwegs feingedreht, da damit erfahrungsgemäß das günstigste Einlaufverhalten erzielt wird.

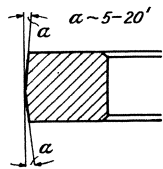


Abb. 41. Profil des eingelaufenen Kolbenringes.

An den Kolbenringen ist daher — auffallender als an den Zylindern — zwischen Einlaufverschleiß und Verschleiß im Betrieb nach beendetem Einlaufen zu unterscheiden.

Während des Einlaufens erfolgt ein Anpassen der Ringform an die, von der vollkommen kreiszylindrischen Form mehr oder weniger abweichende, Form der Zylinderbohrung. Die Abnutzung des Kolbenringes ist daher an verschiedenen Umfangsstellen zunächst oft verschieden stark. Erst nach beendetem Einlaufen, als welches im allgemeinen das Verschwinden der Bearbeitungsspuren an den Laufflächen von Zylindern und Ringen und die Ausbildung eines blanken Laufspiegels angesehen wird, erfolgt der Verschleiß gleichmäßiger am ganzen Ringumfang.

Aber auch dann ist die Abnutzung nicht über die ganze Ringhöhe die gleiche; vielmehr nimmt der eingelaufene Kolbenring im Betrieb allmählich meist die Form eines, allerdings sehr schlanken, Doppelkegels an (Abb. 41). Der Öffnungswinkel dieses Kegels scheint von der Größe jenes Winkels, um welchen der Kolben im Zylinder kippen kann und von der Größe des axialen Spieles des Ringes in seiner Nut abzuhängen.

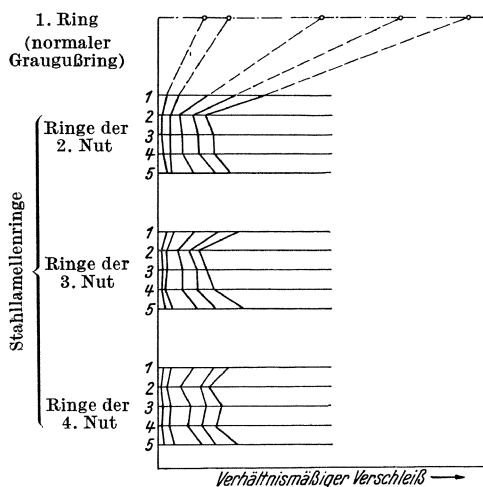


Abb. 42. Verschleißbild von Lamellenringen.

Sehr deutlich zeigt sich auch eine ähnlich ungleichmäßige Abnutzung an sogenannten Lamellenringen, bei denen an Stelle eines einzelnen gewöhnlichen Kolbenringes in eine Nut eine Anzahl von Stahl-Lamellenringen eingebaut werden. Abb. 42 zeigt Verschleißbilder derartiger Lamellenringe.

Wesentlich geringer als an der Lauffläche ist der Verschleiß an den Ringflanken; hier tritt nur dann eine stärkere Abnutzung auf, wenn die Bearbeitung der Ring- oder der Nutenflanken

nicht sorgfältig genug erfolgte oder wenn das Einbauspiel von Anbeginn an zu groß gewählt wurde, weiters wenn schmirgelnde Verunreinigungen in den Zylinder gelangen.

Wichtig für eine gute Bewährung des Ringes ist die Art, wie der Kolbenringwerkstoff verschleißt: er soll in mikroskopisch kleinen Teilchen abgetragen werden, ohne daß es zu plastischen Verformungen an den Ringkanten kommt. Letzteres führt zur Grat- oder Bartbildung an den Ringen, deren Kanten dadurch zu messerscharfen Schneiden ver-

formt werden können; diese wieder führen durch zu gründliches Abstreifen des Öls von der Zylinderwandung zum Fressen der Ringe.

Auch ein Ausbröckeln der Ringe an ihren Kanten darf nicht stattfinden. Abgesehen davon, daß die abgebröckelten Teilchen selbst verschleißend wirken, geht auch die öl-abstreifende Wirkung einer ausgebröckelten Ringkante verloren.

In normalen Fällen verschleißt stets der oberste Kolbenring am stärksten, da dieser unter den ungünstigsten Temperatur- und Schmierungsverhältnissen arbeiten muß. Dies ist aber nicht mehr der Fall, wenn die Schmierung im ganzen Zylinder notleidend wird, wenn also auch an den thermisch niedriger beanspruchten Teilen desselben die Schmierfilmdicke unzureichend wird; man beobachtet dann eine starke Annäherung der Verschleißwerte der einzelnen Ringe. In gleicher Weise tritt auch bei starker Verunreinigung des Schmieröls durch schmirgelnde Teilchen an allen Ringen hoher Abrieb auf.

Starker einseitiger Ringverschleiß deutet in der Regel auf behinderte Beweglichkeit des Ringes in seiner Nut hin. Häufig gibt auch die Überschwemmung der betreffenden Zylinderseite mit flüssigem, an der Wandung niedergeschlagenem Kraftstoff Anlaß zum einseitigen Verschleiß.

Sogenannte Brandfleckbildung an Kolbenringen (Abb. 43, 44) tritt dann auf, wenn örtliche Gefügefehler im Ring oder im Zylinder vorliegen, wie z. B. kleine eutektische Graphitnester im Ring u. dgl., und wenn gleichzeitig die Schmierung sehr sparsam oder notleitend oder das Schmieröl von unzureichender Beschaffenheit ist.

Hand in Hand mit dem Ringverschleiß geht ein Spannungsverlust des Kolbenringes. Dieser ist es vor allem, der die Ringe unbrauchbar macht und daher ihre Lebensdauer begrenzt. Dieser Spannungsverlust ist zunächst zum größeren Teil auf die Einwirkung der Betriebstemperatur zurückzuführen, die, je nach ihrer Höhe, einen größeren oder geringeren Teil der Eigenfederung des Ringes zum Verschwinden bringt. Er ist stets während der ersten Betriebsstunden

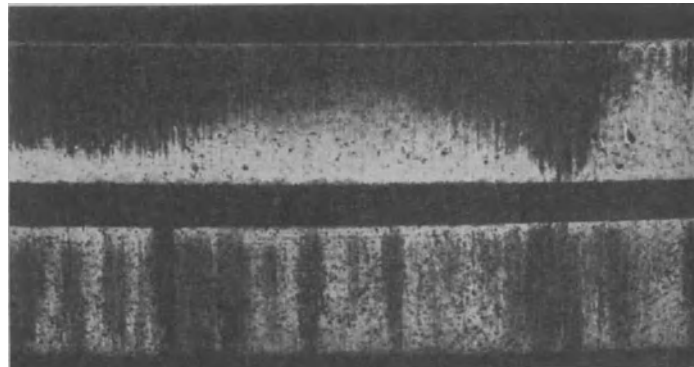
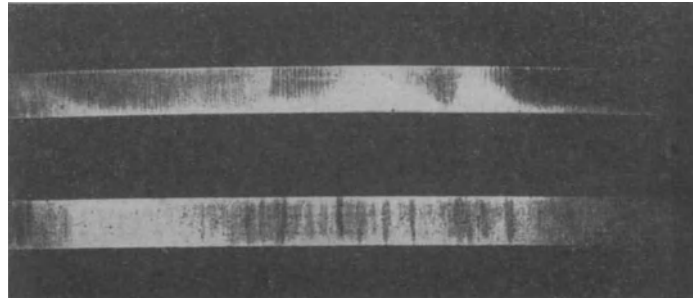


Abb. 43. Brandflecken an den Laufflächen von Kolbenringen; oben 2fach, unten die gleichen Stellen etwa 6fach vergrößert.

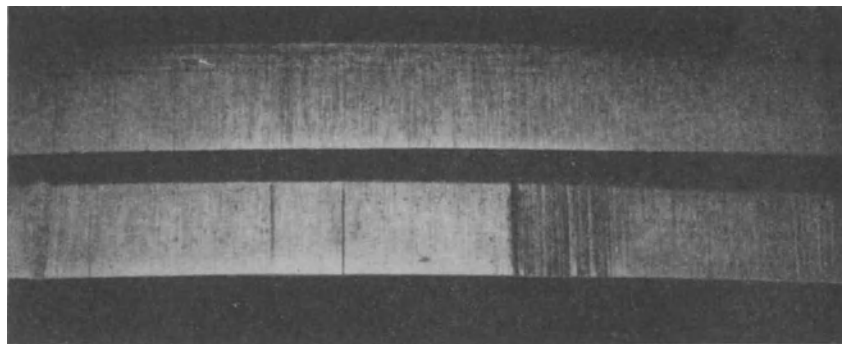


Abb. 44. Brandflecken an Kolbenringen 6fach vergrößert.

am stärksten und geht dann allmählich in den geringeren, auf den Ringverschleiß allein zurückzuführenden Spannungsabfall über (Abb. 45).

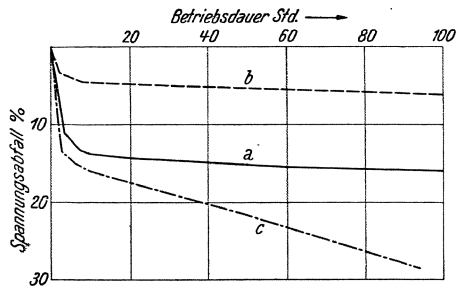


Abb. 45. Spannungsverlust von Kolbenringen. Anpreßdruck des neuen Ringes: 1,2 kg/cm²
 a normaler Ring,
 b „warmfester“ Ring
 c stark verschleißender, wenig geeigneter Ring.

druckkurve weit eher erreicht sein wird, als für einen Unrundring mit vom Anfang an höherem Anpreßdruck an den Stoßenden. (Siehe Heft 10, S. 48.)

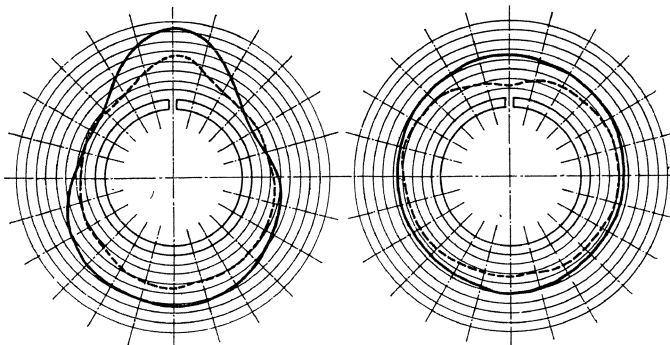


Abb. 46. Veränderung der Radialdruckverteilung von Kolbenringen mit fortschreitender Abnutzung.

— Radialdruckverteilung am neuen Ring
 - - - - nach längerer Laufdauer.

Unrundring mit erhöhtem Anpreßdruck an den Stoßenden.

Runder Ring mit nahezu kreisförmiger Radialdruckkurve.

im allgemeinen so vor sich, daß nach einem stärkeren Anfangsverschleiß während der Einlaufzeit — vgl. Abb. 47 — eine Zeit eines geringeren, gleichförmigen Verschleißes folgt.

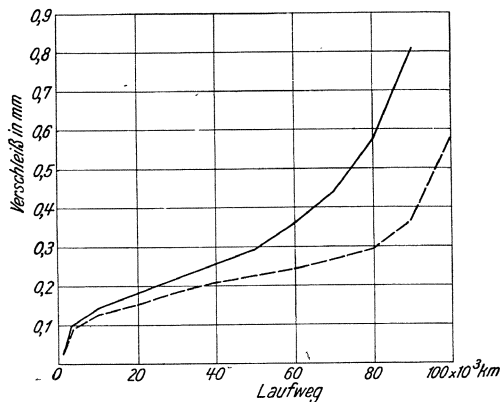


Abb. 47. Mittlerer Zylinderverschleiß in zwei Sechszylinder-Personenwagen-Ottomotoren in Abhängigkeit vom zurückgelegten Weg.

In den einzelnen Zylindern einer Mehrzylindermaschine ist die Höhe des Verschleißes und der Verschleißfortschritt durchaus nicht gleichmäßig; hierauf nehmen zahlreiche Umstände

Durch den Ringverschleiß ändert sich auch die Radialdruckverteilung im Ring; der stärkste Verlust an Anpreßdruck tritt stets an den Stoßenden des Ringes auf und es ergeben sich damit grundlegend veränderte Verhältnisse für die Abdichtwirkung der Ringe, wie sie auch aus Abb. 46 ersichtlich sind. Der Ring fällt — je nach der ursprünglichen Verteilung des Anpreßdruckes — früher oder später am Stoß ein. Hat der Anpreßdruck an dieser Stelle einmal einen bestimmten Mindestwert erreicht, so ist die volle Wirkungsfähigkeit des Ringes verloren. Es ist aus Abb. 46 zu entnehmen, daß dieser Zeitpunkt für einen Ring mit kreisförmiger Radialdruckkurve weit eher erreicht sein wird, als für einen Unrundring mit vom Anfang an höherem Anpreßdruck an den Stoßenden.

Im allgemeinen gehen — zutreffende Werkstoffpaarungen für Ring und Zylinder vorausgesetzt — Ring- und Zylinderverschleiß miteinander parallel; in der Regel ist also bei hohem Zylinderverschleiß auch hoher Ringverschleiß zu beobachten und umgekehrt. Der gewichtsmäßige Gesamtverschleiß des Zylinders ist aber meist wesentlich größer, als der Summenverschleiß an den Kolbenringen.

3. Verschleißfortschritt.

Der Verschleißfortschritt in den Zylindern und an den Ringen geht in der Regel so vor sich, daß nach einem stärkeren Anfangsverschleiß während der Einlaufzeit — vgl. Abb. 47 — eine Zeit eines geringeren, gleichförmigen Verschleißes folgt. Nach einer von der Maschinengröße und den Betriebsverhältnissen abhängigen Grenze des Verschleißes beginnt dann ein rascherer Verschleißanstieg; dies ist wohl aus dem Umstand zu erklären, daß mit zunehmendem Anwachsen des Kolbenspieles das Kolbenkippen immer stärker wird und die in ihrer Wirkung durch den Spannungsverlust beeinträchtigten Kolbenringe den Schmierölfilm an der Zylinderlauffläche gegen die Einwirkung der durchtretenden Gase immer weniger schützen können.

Für einen größeren Schiffsdieselmotor geben die Abb. 48 und 49 den durchschnittlichen Zylinderverschleiß sowie das Bild für den Verschleißfortschritt, endlich auch die durchschnittlichen Verschleißbilder der Zylinder in Wellenrichtung und senkrecht dazu wieder.

Einfluß, so z. B. Ungleichheiten des Gemisches bei Vergasermotoren, ungleiche Lastverteilung auf die einzelnen Zylinder, die Schmierölversorgung derselben, die unterschiedliche Kühlung u. a. m., so daß schon bei geringen Verschiedenheiten der einzelnen Faktoren sehr wesentliche Abweichungen in den Verschleißgrößen auftreten können, auch wenn von Werkstoffverschiedenheiten in den Zylindern untereinander abgesehen wird (vgl. Abb.96).

4. Verschleißbedingungen.

Über das Verschleißproblem von Kolbenringen und Zylindern wurden zahlreiche Untersuchungen durchgeführt, ohne daß aber bisher eine restlose Klärung aller dabei auftretenden Fragen gelungen wäre. — Die wichtigsten Ergebnisse solcher Arbeiten [1] [2] [3] [4] sind im folgenden wiedergegeben.

Das Wechselverhalten von gußeisernen Zylindern und Kolbenringen wird bedingt:

a) Durch werkstoffgebundene Eigenschaften, u. zw.:

- α) vor allem durch die Gefügeausbildung in beiden Teilen;
- β) daneben spielt offenbar auch das Härteverhältnis eine gewisse Rolle.

b) Durch die äußeren Verschleißbedingungen; als solche nehmen Einfluß

- α) der Oberflächenzustand der aufeinander gleitenden Flächen;
- β) die Betriebsbedingungen; unter diesen wieder

die Schmierung; Art, Eigenschaften, Menge und Reinheitsgrad des Schmiermittels; die Kühlung und die durch diese beeinflusste Temperatur der verschleißenden Teile und des Schmiermittels;

Art und Eigenschaften des Kraftstoffes und Einwirkungen der Verbrennungsprodukte auf die verschleißenden Teile.

c) Entscheidend kommt noch hinzu das Verhalten der Bauteile unter dem Einfluß der Betriebsbeanspruchungen.

Verformungen der Zylinder, der Kolben oder der Kolbenringe, die unter dem Einfluß der Betriebstemperaturen oder der auf diese Teile einwirkenden Kräfte auftreten können, führen stets zu erhöhtem Verschleiß.

Vor allem ist auch die Spannungshaltung der Ringe wichtig; reicht diese nicht aus, so versagt auch der in Hinsicht auf das Verschleißverhalten günstigste Werkstoff. Diesem Umstand wurde bei einer Reihe von bisher durchgeführten Untersuchungen über das Verschleißverhalten von Zylindern und Ringen nicht genügend Rechnung getragen.

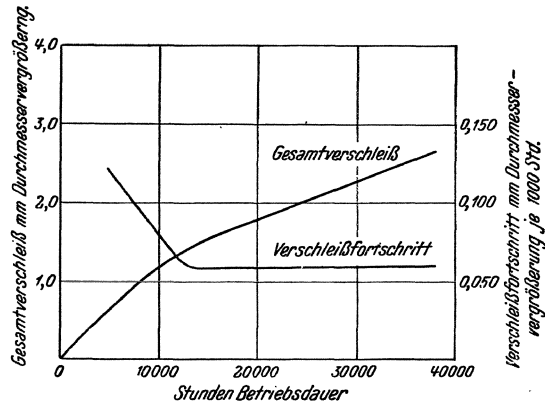


Abb. 48. Mittlerer Verschleiß in den 6 Zylindern eines ein-fachwirkenden Viertakt-Schiffsdieselmotors, gemessen in der oberen Totlage des 1. Kolbenringes (vgl. Ab. 49). Motor: 6 Zylinder, $D = 750$, $S = 1500$, $N_e = 4\ 200$ PS bei $n = 103$ U/min Bauart North-Eastern-Werkspoor.

Verwendete Kraftstoffe: Amerikanische und persische Rohöle, Borneo- und Tarakan-Öl.

Spez. Gewicht	0,86—0,938.
Viskosität	100° F 50—68 Seyboldt.
Heizwert	19050—19500 BTU/lb.
S-Gehalt	0,2—0,994%.
C-Rückstand (Conradson)	1,5—2,0%.
Wassergehalt	0,1%
Asche	0,01—0,03%.

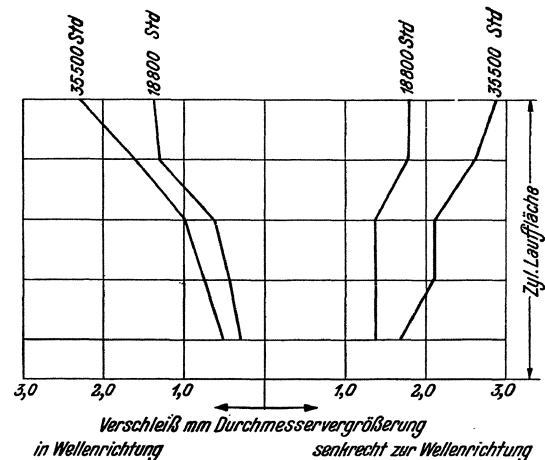


Abb. 49. Verschleißbild in den Zylindern des Motors nach Abb. 48.

Zylinderwerkstoff: Perlitgußeisen $H_B = 180—190$.

Kolbenringwerkstoff: Perlitgußeisen 10—20 Brinelleinheiten weicher als die Zylinder.

Schmierölverbrauch: 3,4 l je Tag und Zylinder.

a) Innere Verschleißbedingungen.

Werkstoffeigenschaften; Wechselverhalten von Kolbenring- und Zylinderwerkstoff.

Das Verschleißverhalten von Kolbenringen und Zylindern soll so aufeinander abgestimmt sein, daß bei größtmöglicher Lebensdauer beider Teile der Kolbenring eher jenen Grad der Abnutzung erreicht, der einen Austausch oder Ersatz nötig macht, als die Zylinderlaufbüchse, da der erstere der leichter und wirtschaftlicher zu ersetzende Teil ist. — Leichte Ausbaumöglichkeit der Kolben zu deren Reinigung, zur Reinigung der Kolbenringe und auch zur Erneuerung derselben ist deshalb eine an jede Motorbauart aus Gründen der Wirtschaftlichkeit unbedingt zu stellende Forderung.

α) Gefügeausbildung.

Hinsichtlich der Gefügeausbildung gilt folgendes: Für das Lauf- und das Verschleißverhalten sowohl der Kolbenringe als auch der Zylinder ist das reinperlische Gefüge am günstigsten [2], [6], [10] und soll daher unter allen Umständen angestrebt werden. Daneben sind die Graphitbildung sowie die Art der Phosphidanordnung in beiden Teilen von Bedeutung.

Kolbenringe. Im Gefüge des Kolbenrings soll der Graphit zur Erzielung guter Laufeigenschaften feinadrig und gleichmäßig verteilt sein, wobei aber die absoluten Abmessungen der Ringe und ihr Herstellungsverfahren zu berücksichtigen sind. (Abb. 50 und 51). Überreicher, ungleichmäßiger und allzu grober Graphit sind weniger günstig (Abb. 52 und 53). Eutektischer Graphit hat jedenfalls stets schlechte Laufeigenschaften zur Folge (Abb. 54.)

Der Perlit soll im Kolbenringguß Eisen fein lamellar sein, wohl auch als Sorbit vorliegen. Sorbit ist ein sehr feiner Perlit, dessen lamellare Struktur unter der üblichen 500-fachen Vergrößerung noch nicht zu erkennen ist. Seine Lamellenstruktur ist erst bei bedeutend stärkerer (etwa bei 1500-facher) Vergrößerung deutlich auszunehmen. (Abb. 55, 56, 57).

Vereinzelte kleine Ferritausscheidungen sind nicht schädlich (Abb. 57); diese dürfen aber nicht zu zahlreich sein und vor allem keine zusammenhängenden Nester bilden. Im allgemeinen wird angenommen, daß Ferritausscheidungen, die bei 100-facher Vergrößerung noch nicht erkennbar sind, die Ringqualität nicht beeinträchtigen. Freilich setzt dies voraus, daß die Graphitbildung günstig ist und daß auch das Phosphidnetz in der weiter unten erwähnten Form ausgebildet ist. — Schädlich sind auf alle Fälle Ferritnester, wie sie häufig in Begleitung eutektischen Graphits auftreten (Abb. 58).

Das Phosphideutektikum soll in Form eines gleichmäßigen, engmaschigen, gut geschlossenen und kräftig ausgebildeten Netzwerkes vorliegen (Abb. 59). — Das in Begleitung des eutektischen Graphits zuweilen auftretende, dendritisch aufgebaute Phosphidnetz (Abb. 60) zeigt — besonders auf normalen Zylinderwerkstoffen — geringeren Abnutzungswiderstand. Ebenso weist auch das feinverteilte körnige Phosphid keine hohe Verschleißfestigkeit auf. (Abb. 62). Ungünstig sind endlich auch klumpige Anhäufungen des Phosphids (Abb. 62).

Kolbenringe werden entweder als **Einzelgußringe** oder nach dem **Büchsen-
gußverfahren** hergestellt. Das erstere Verfahren beherrscht heute — zumindest im Inland ebenso wie in Amerika — die Herstellung kleinerer Kolbenringe, also aller Ringe, die für Fahrzeugmotoren in Frage kommen, und ist auch im Gebiet der größeren Abmessungen stetig im Vordringen begriffen. Der Grund hierfür liegt, außer in wirtschaftlichen Vorteilen, darin, daß beim Einzelgußverfahren höhere Dichte und feinere Perlitausbildung (vgl. Abb. 55—57 und Abb. 72 und 73) bei entsprechend höher liegender Härte zu erzielen sind; auch das Phosphid kann hier als feinstes Maschenwerk ausgebildet werden, was im Büchsen-
guß nicht möglich ist (vgl. Abb. 59 und 74.) Das Verschleißverhalten des Einzelgußringes ist daher besser. Vor allem sind aber seine elastischen Werte höher gelegen und ist seine Spannungshaltung günstiger als jene von Büchsen-
gußringen, was insbesondere bei sehr rasch laufenden Maschinen und hohen thermischen Beanspruchungen stark ins Gewicht fällt. Büchsen-
gußringe zeichnen sich durch

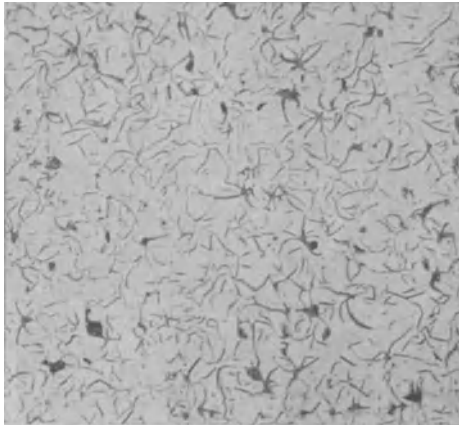


Abb. 50. Feiner Fadengraphit bei kleinem Ringquerschnitt. Günstige Graphitusbildung.

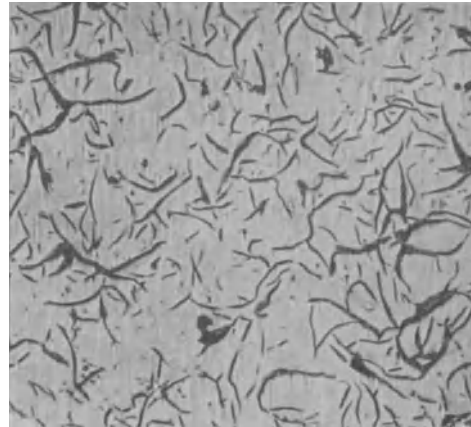


Abb. 51. Kräftiger Fadengraphit bei großem Ringquerschnitt. Gute Graphitusbildung.

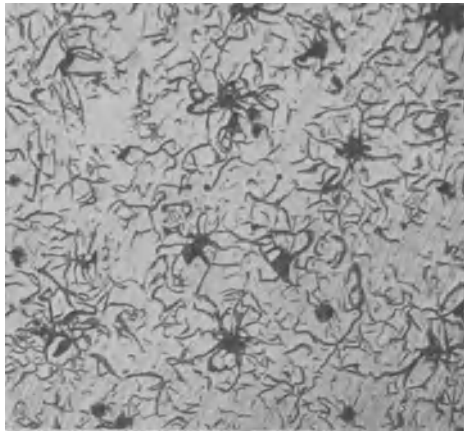


Abb. 52. Reicher Fadengraphit mit übereutektischen Knoten bei mittlerem Ringquerschnitt.

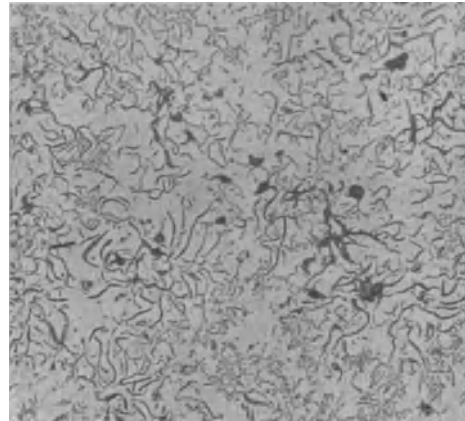


Abb. 53. Ungleichmäßiger, z. T. sehr feiner Fadengraphit bei mittlerem Ringquerschnitt.

Abb. 50—54. Graphitusbildung in Einzelguß-Kolbenringen.
Ungeätzt — 100 ×.

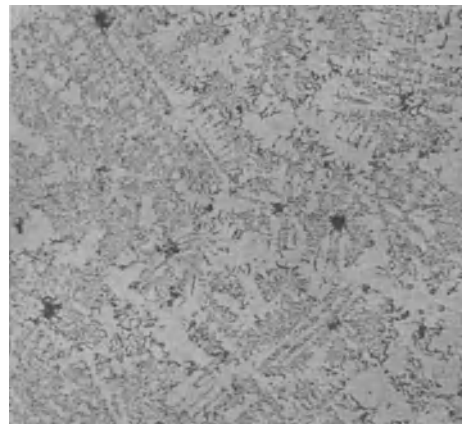


Abb. 54. Eutektischer Graphit.

gute Laufeigenschaften aus, sind jedoch hinsichtlich des Verschleißverhaltens, der Spannungshaltung und der erzielbaren elastischen Werte den Einzelgußringen unterlegen.

Ein auch im Inland verwendetes, im Ausland unter dem Namen „Triple-Casting“ bekannt gewordenes Verfahren trachtet die Vorteile des Einzelringgusses mit jenen des Büchsegußverfahrens zu vereinigen; hierbei werden niedrige, dünnwandige Büchsen von

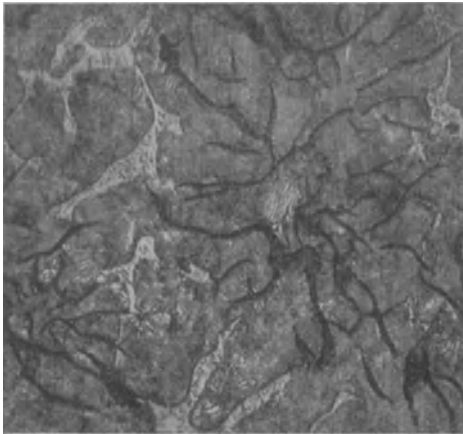


Abb. 55. Lamellarer Perlit und Sorbit; kleiner Ringquerschnitt.

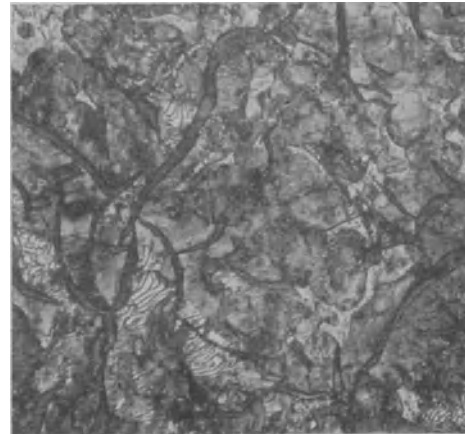


Abb. 56. Lamellarer Perlit und Sorbit; mittlerer Ringquerschnitt.

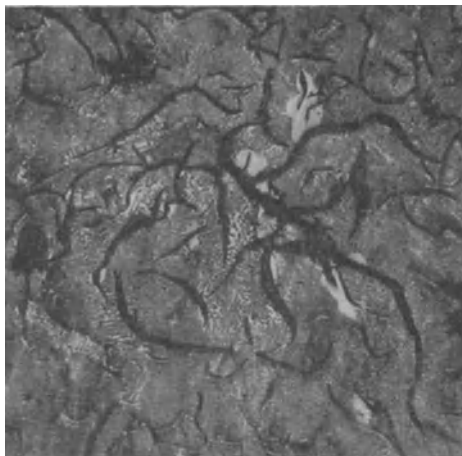


Abb. 57. Lamellarer Perlit und Sorbit, etwas Ferrit (unschädlich); mittlerer Ringquerschnitt.

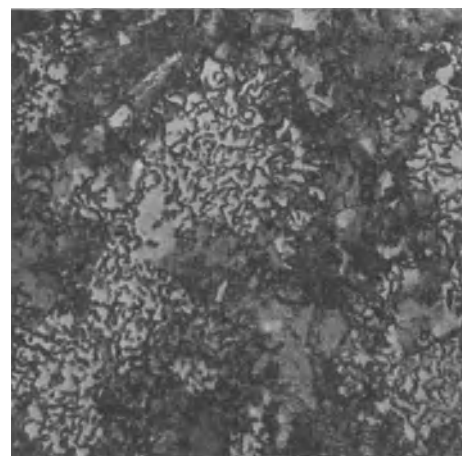


Abb. 58. Perlit und Sorbit; größere Ferritnester innerhalb eutektischer Graphitrosetten; fehlerhaftes Gefüge.

Abb. 55—58. Gefügeausbildung in Einzelguß-Kolbenringen.

Geätzt 2%ige alkohol. HNO_3 — 500 \times .

etwa dreifacher Ringhöhe gegossen, von denen zur Ringherstellung das mittlere, durch Sägeschnitt herausgetrennte Drittel verwendet wird. Bei verhältnismäßig kräftiger, günstiger Graphitbildung ergibt sich hier ein feines Grundgefüge, wobei die Gefügeausbildung über den ganzen Ringquerschnitt — im Gegensatz zum Einzelgußring — die gleiche bleibt. Die elastischen Werte liegen zwischen jenen von Einzelguß- und Büchsegußringen. Die Abb. 66—68 zeigen Gefügebilder von Ringen, die nach diesem Verfahren hergestellt wurden.

Vornehmlich in England werden Kolbenringe vielfach aus Schleudergußbüchsen hergestellt. Die hohen elastischen Werte, die den Schleuderguß auszeichnen, lassen dieses Verfahren auch für solche Kolbenringe anwendbar erscheinen, die in hochbeanspruchten Motoren zur Verwendung kommen sollen. Die in solchen Ringen festzustellende Gefügeausbildung, wie sie z. B. in den Abb. 63—65 wiedergegeben ist, erfüllt allerdings nicht immer die im allgemeinen an gute Kolbenringe zu stellenden Forderungen. Die

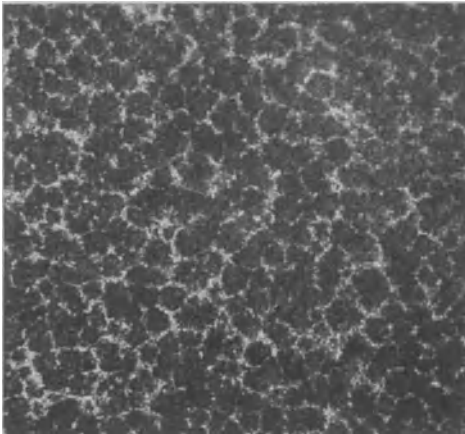


Abb. 59. Feinmaschiges, kräftiges Phosphidnetz.
Kleiner Ringquerschnitt.

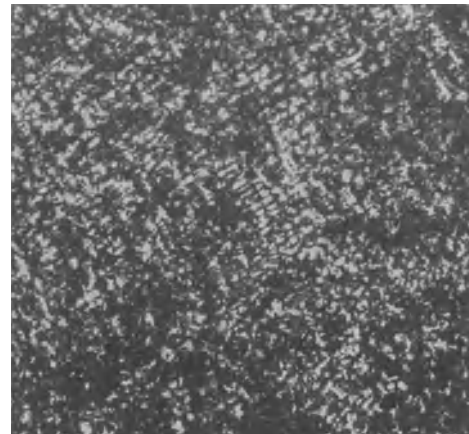


Abb. 60. Ungünstige Anordnung. Dendritisch angeordnetes Phosphid.

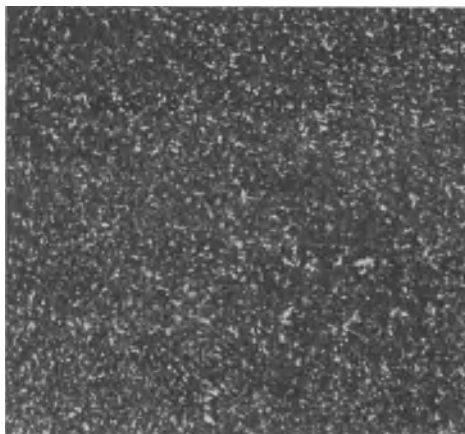


Abb. 61. Ungünstige Anordnung:
zerstreutes Phosphid.

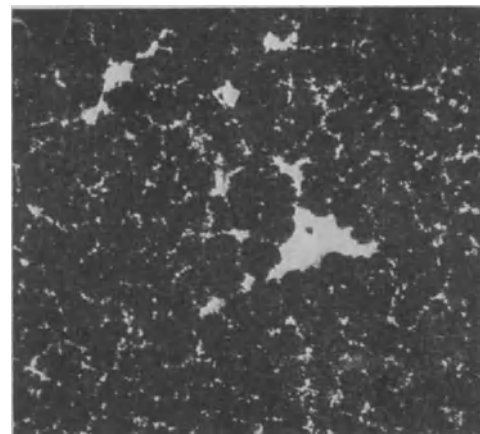


Abb. 62. Ungünstige Anordnung: Klumpige Phosphidanhäufungen mit mittelfeinem, schwachem, nicht ganz geschlossenem Phosphidnetz.

Abb. 59—62. Ausbildung des Phosphids in Einzelguß-Kolbenringen.

Tiefgeätzt 20 ×

brauchbaren Laufeigenschaften dieser Ringe sind vor allem auf das im Schleuderguß stets gut ausgebildete Phosphidnetz zurückzuführen.

Graugußzylinder. Ebenso wichtig wie im Kolbenring ist die Gefügeausbildung im Zylinder, zu dessen Herstellung heute in weitaus überwiegenderem Maß Grauguß verwendet wird.

Die Anforderungen, die gefügemäßig an den Zylinderguß zu stellen sind, bleiben in allen Fällen die gleichen, gleichgültig, ob es sich um als besondere Einzelgußstücke hergestellte Zylinderlaufbüchsen handelt, oder ob die Zylinder mit dem Block zu einem

Gußstück vereinigt sind. Ziemlich verschieden sehen aber die Gefügebilder je nach dem zur Herstellung der Zylinder angewendeten Gießverfahren aus.

Während Zylinderblöcke nur im Sandgußverfahren — gegebenenfalls mit eingelegten Abschreckplatten an den Zylinderbohrungen zur Steigerung der Härte an diesen Stellen — hergestellt werden, kommt für Zylinderlaufbüchsen neben dem Sandguß auch das Schleudergußverfahren sowie das Gießen in Kokille in Betracht.

Für Sandgußzylinder geben die Abb. 69 und 70 richtige Graphitausbildung wieder; auch hier soll der Graphit gleichmäßig verteilt, jedoch in kräftigerer Fadenform als im Kolbenring vorliegen. Eutektischer Graphit, auch einzelne eutektische Nester (Abb. 71) sind auch hier zu vermeiden.

Das Grundgefüge soll nicht zu fein perlitisch sein. (Abb. 72 und 73). Hinsichtlich des Ferrits im Grundgefüge gilt das bei den Kolbenringen gesagte: auch hier sind größere Ferritnester schädlich. Unbedingt zu vermeiden ist das Vorhandensein von freiem Zementit im Gefüge (vgl. Abb. 80).

Das Phosphidnetz ist, da es sich bei Zylindern stets um größere Querschnitte handelt, immer wesentlich grobmaschiger als in den Ringen; doch ist auch hier ein kräftiges, gleichmäßiges Netz anzustreben (Abb. 74).

Bei Schleudergußzylindern tritt der Graphit stets in mehr oder weniger rosettenförmiger Anordnung auf (Abb. 75 und 76). Die Graphitausbildung soll an der Lauffläche mittelfein und möglichst gleichmäßig, keinesfalls aber darf sie eutektisch sein (Abb. 77); nach außen hin wird der Graphit, den gegebenen Erstarrungsbedingungen entsprechend, stets wesentlich feiner.

Der Perlit ist im Schleuderguß stets von hoher Feinheit; häufig ist das Gefüge sorbitisch (Abb. 78 u. 79).

Das Korn ist fein; den Abkühlungsbedingungen entsprechend bildet sich auch ein engmaschiges, kräftiges Phosphidnetz aus (Abb. 81).

Kokillengußzylinder werden durch Vergießen weicher Eisensorten in mäßig warme Kokillen meist mit Sandkernen hergestellt. Auch hier fallen, ebenso wie beim Schleuderguß, die Gußstücke sehr dicht aus; die Härte innen an der Bohrung und außen am Büchsenrand unterscheidet sich meist ziemlich beträchtlich. Die Beherrschung der richtigen Gefügeausbildung, welche hier ebenso wichtig ist wie bei nach anderen Verfahren hergestellten Zylinderaufbüchsen, ist, besonders wenn mit sehr knappen Bearbeitungszugaben gearbeitet wird, ziemlich schwierig und setzt große Erfahrung der Gießerei voraus.

Zylinderguß muß vollkommen dicht sein. Poren, Mikrolunker und ähnliche Inhomogenitäten fördern in allen Fällen den Verschleißvorgang. Die scharfen Ränder solcher Fehlstellen oder dünne Brücken zwischen benachbarten Poren werden abgeschliffen, zu scharfen dünnen Stegen abgetragen und bröckeln schließlich aus. (Vgl. [1]).

β) Die Härte oder das Härteverhältnis von Ringen und Zylindern geben allein noch keinen genügenden Anhalt für die Eignung der Teile und keine Gewähr für ein günstiges Zusammenarbeiten von Ringen und Zylindern. Der Grund hierfür liegt in dem Umstand, daß die Härte noch nichts über die Gefügeausbildung im Grauguß aussagt. Es kann höchstens in grober Annäherung gesagt werden, daß bei Härten unter etwa 140 Brinell mit großer Wahrscheinlichkeit ein ferritisches Gefüge zu erwarten ist und daß daher derart weiche Ringe und Zylinder ungeeignet sein werden. Zwischen etwa 170 und 270 Brinell wird das Gefüge wahrscheinlich perlitisch sein; innerhalb dieser weiten Grenzen wird also die Härte guter Kolbenringe und geeigneter Zylinder im allgemeinen liegen müssen. Sind die Gußquerschnitte näher bekannt, so werden sich die Härtegrenzen, innerhalb welcher brauchbare Gefügeausbildung zu erwarten ist, unter Berücksichtigung des Gießverfahrens noch weiter einengen lassen. So schreibt z. B. die deutsche Reichsbahn für Kolbenschieberringe aus Grauguß (Ringabmessungen: 220/204 $\varnothing \times 5,9$ und 200/186 $\varnothing \times 6,9$) folgende Härten vor:

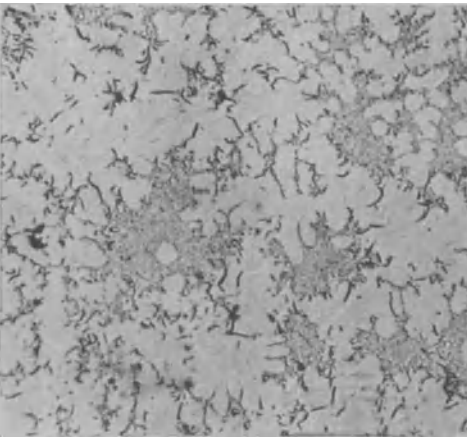


Abb. 63. Ungeätzt — 100 ×. Größtenteils eutektische Graphitrosetten. — Graphitarm.

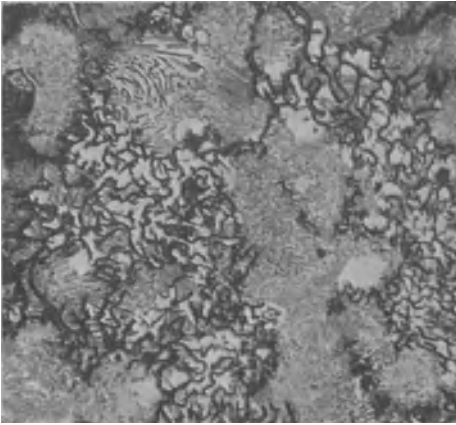


Abb. 64. Geätzt 2%ige alkohol. HNO_3 — 500 ×. Perlit und Sorbit; größere Ferritnester innerhalb der eutektischen Graphitrosetten.
Abb. 63—65. Ungünstige Gefügeausbildung in einem Schleuderguß-Kolbenring.

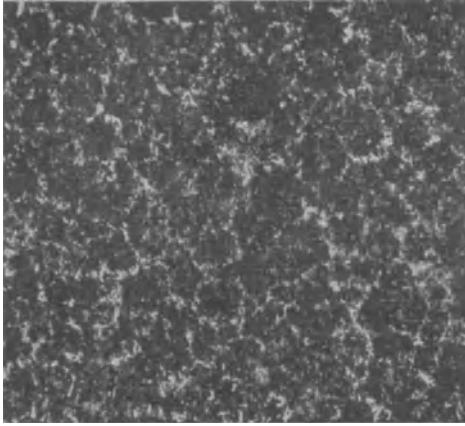


Abb. 65. Tiefgeätzt — 20 ×. Kräftiges, gutgeschlossenes, etwas ungleichmäßiges Phosphidnetz.

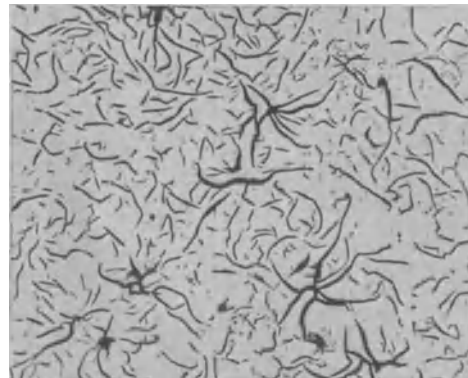


Abb. 66. Ungeätzt — 100 ×. Feiner, langer Fadengraphit; kleiner Ringquerschnitt.

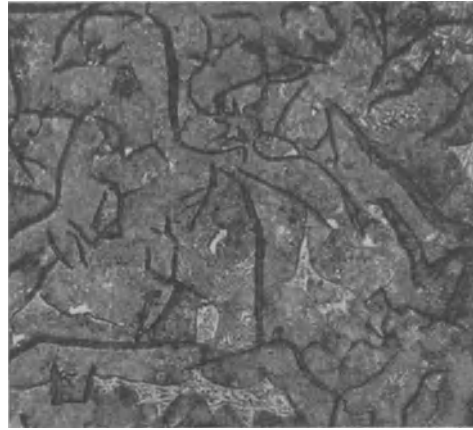


Abb. 67. Geätzt 2%ige alkohol. HNO_3 — 500 ×. Perlit und Sorbit, Spuren von Ferrit.
Abb. 66—68. Gefügeausbildung in einem „Triple-Casting“-Kolbenring.

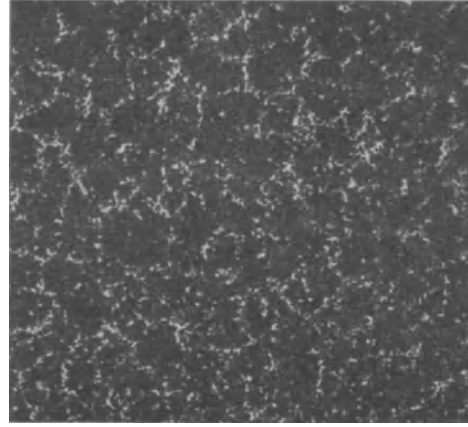


Abb. 68. Tiefgeätzt — 20 ×. Kräftiges, nicht ganz gleichmäßiges Phosphidnetz.

a) Graphitausbildung.

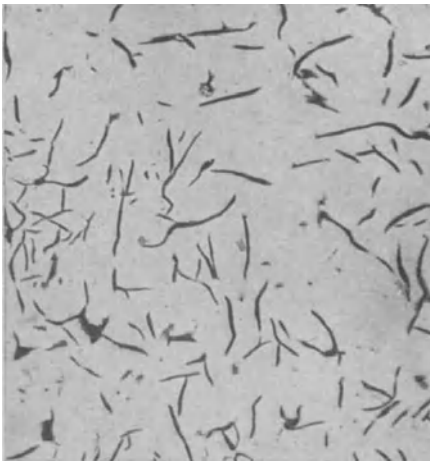


Abb. 69. Ungeätzt — 100 ×. Günstig: mittelfeiner, etwas armer Fadengraphit.

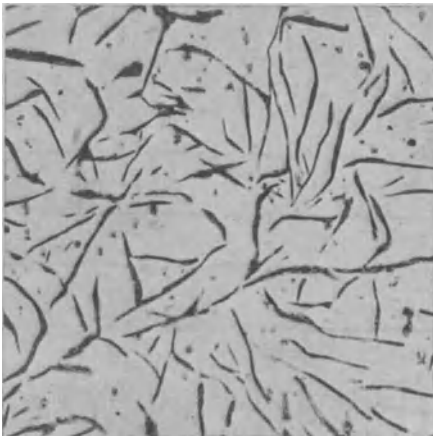


Abb. 70. Ungeätzt — 100 ×. Günstig: kräftiger, sehr reicher Fadengraphit.

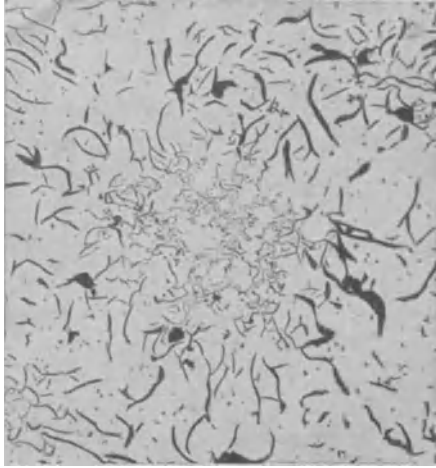


Abb. 71. Ungeätzt — 100 ×. Fehlerhafte Graphit-
ausbildung. Eutektische Graphitroseiten in sonst
gutem mittelfeinem Fadengraphit.

b) Gefügeausbildung.

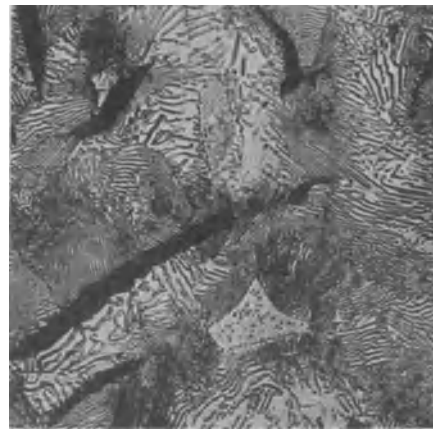


Abb. 72. Geätzt 2%ige alkohol. HNO_3 — 500 ×.
Gutes Gefüge: Feiner bis groblamellarer Perlit.



Abb. 73. Geätzt 2%ige alkohol. HNO_3 — 500 ×.
Gutes Gefüge: mittelfeiner bis groblamellarer Perlit.
Abb. 69—74. Gefügeausbildung in Sandguß-Zylinderlaufbüchsen.

c) Ausbildung des Phosphidenetzes

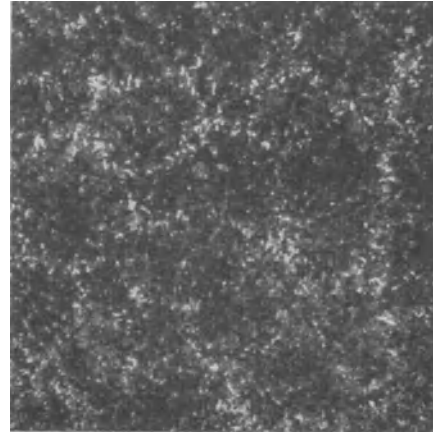


Abb. 74. Tiefgeätzt — 20 ×. Großmaschiges
Phosphidnetz.

a) Graphitausbildung.

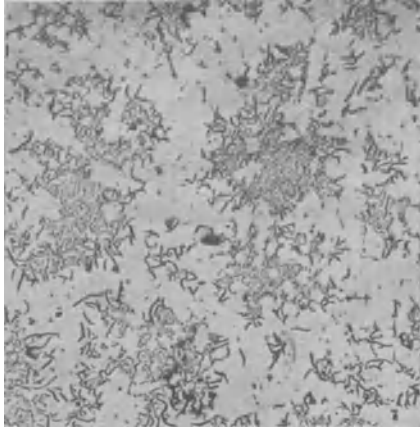


Abb. 77. Ungeätzt — 100 ×. Fehlerhafte Graphit-
ausbildung. Eutektische Graphitrossetten, da-
zwischen größere graphitfreie Stellen.

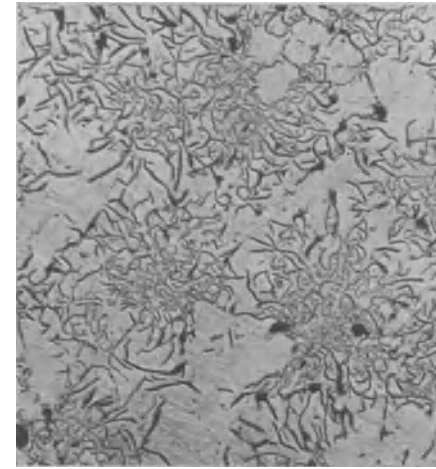


Abb. 76. Ungeätzt — 100 ×. Günstig. Feiner bis sehr
feiner Fadengraphit, zur Rosette neigend.

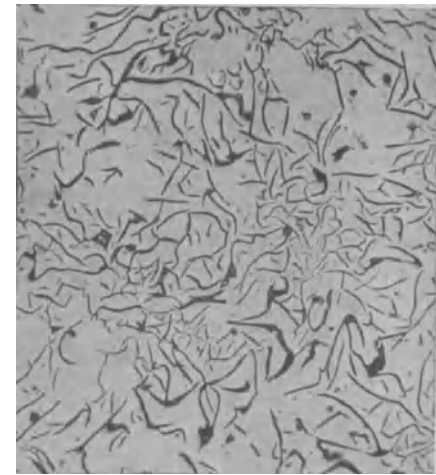


Abb. 75. Ungeätzt — 100 ×. Günstig. Mittlerer bis
feiner Fadengraphit, zur Rosette neigend.

b) Gefügeausbildung.



Abb. 80. Geätzt 2%ige alkohol. HNO_3 — 500 ×.
Fehlerhaftes Gefüge; Perlit und Sorbit mit viel strah-
ligem Zementit; kleine Ferritnester in eutektischen
Graphitrossetten.

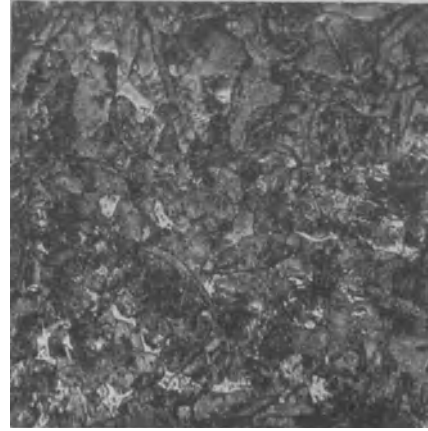


Abb. 79. Geätzt 2%ige alkohol. HNO_3 — 500 ×.
Gute Gefügeausbildung: Feiner Perlit und Sorbit.
Feines Korn.

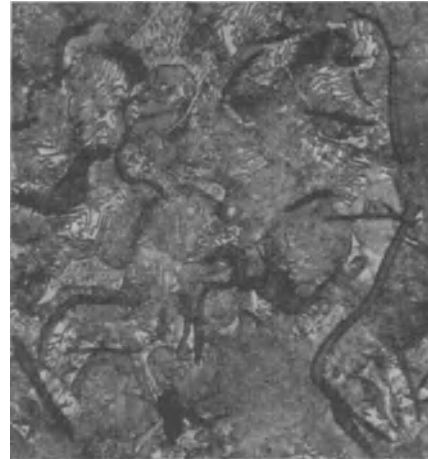


Abb. 78. Geätzt 2%ige alkohol. HNO_3 — 500 ×.
Gutes Gefüge: Lamellarer Perlit und Sorbit, Spuren
von Ferrit.

Abb. 75—80. Gefügeausbildung in Schleuderguß-Zylinderlaufbüchsen.

für Ringe aus Büchsen Guß: 170—190 Brinell

für Ringe aus Einzelguß: 190—210 „

Nach v. SCHWARZ [2] soll bei Kraftfahrzeugmotoren bis zu etwa 80 mm Bohrung die Brinellhärte des Kolbenringes um etwa 30—50 kg/mm² höher liegen, als jene der Zylinderlauffläche; bei größerem Zylinderdurchmesser und bei Dieselmotoren wird die Härte der Kolbenringe gleich oder bis zu etwa 20 Brinelleinheiten höher als die Härte der Zylinder zu wählen sein.

Der oben erwähnte Härteunterschied zwischen Kolbenring und Zylinderlauffläche ist jedenfalls anzustreben; ein allzu ängstliches Einhalten desselben ist aber, wie die Praxis erwiesen hat, durchaus nicht notwendig.

Bedeutender als der Einfluß von Härte und Härteunterschied ist nach WALLICHS und GREGOR [7] die Höhe der linearen Graphitdurchsetzung je mm in den Graugußteilen; unter dieser verstehen die Verfasser die bei der Prüfung eines ungeätzten Schlifflinges unter dem Mikroskop von einem Hilfsliniennetz geschnittene Anzahl von Graphiteinschlüssen, geteilt durch die Gesamtlänge des Hilfsliniennetzes und die angewandte Vergrößerung; letztere soll bei dieser Untersuchung 75-fach gewählt werden. Je geringer die lineare Graphitdurchsetzung ist, desto günstiger soll das Verschleißverhalten der Zylinder und Kolbenringe sein.

c) Phosphidausbildung.

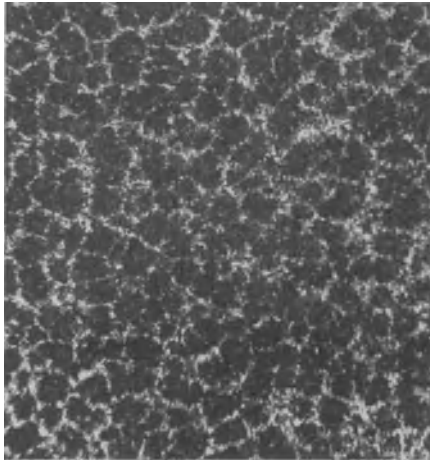


Abb. 81. Tiefgeätzt—20×. Gutes, feinmaschiges, kräftiges Phosphidnetz. Gefügeausbildung in Schleuderguß-Zylinderlaufbüchsen.

—Es ist aber wohl sicher, daß diese Theorie nur eingeschränkte Gültigkeit haben kann.

Sehr bemerkenswerte Verschleißversuche mit Kolbenring- und Zylinder Gußeisen hat LANE [20] durchgeführt. Nach diesen ergab sich ein auffallender Unterschied im Verhalten von grob- und feinkörnigen perlitischen Gußeisensorten, der in Folgendem gipfelt:

Grobkörnige Gußeisen weisen hohe Verschleißfestigkeit und sehr günstiges Laufverhalten auf; ihre Freßneigung ist an sich nicht hoch, jedoch wesentlich größer als jene der feinkörnigen Sorten. Bei Trockenreibung bilden sich glatte, glänzende Verschleißflächen aus.

Feinkörnige Gußeisen zeigen unter gleichen Beanspruchungsverhältnissen einen wesentlich stärkeren Abrieb; die sich bildenden Verschleißflächen sind weniger glatt und von matterem Aussehen, doch zeigen sich keine tiefer reichenden Zerstörungen. Die Freßneigung feinkörnigen Graugusses ist sehr gering.

Bei grobkörnigen Sorten betten sich die Verschleißprodukte in die Oberflächen ein; feinkörnige Sorten haben diese Fähigkeit nicht.

Beim Zusammenarbeiten mit grobkörnigen Eisen haben die feinkörnigen die Neigung, unter ungünstigen Beanspruchungsverhältnissen einseitig stark zu verschleifen, sich „zu opfern“; trotz des unter Umständen sehr raschen Verschleißes des feinkörnigen Teils kommt es nicht zum Fressen. Die Härte der Teile oder ihr Härteverhältnis spielen hierbei keine Rolle, ebensowenig wie die Analyse oder der Sättigungsgrad.

Einzelguß-Kolbenringe gehören — wenigstens soweit es sich um kleine Querschnitte wie bei Fahrzeugmotoren handelt — stets zur feinkörnigen Gruppe; beim Zusammenarbeiten mit den im allgemeinen wesentlich grobkörnigeren Zylinderwerkstoffen liegt daher der stärkere Verschleißangriff stets auf Seite des Ringes.

Stahlzylinder. Die Verschleißerscheinungen im Stahlzylinder sind jenen im Graugußzylinder durchaus ähnlich.

Infolge der geringeren Ölhaffigkeit des Stahles gegenüber jener des Graugusses werden die Schmierungsverhältnisse schwieriger als bei Graugußzylindern. An die in Stahlzylindern laufenden Kolbenringen sind höchste Anforderungen hinsichtlich der Graphit- und Gefügeausbildung zu stellen, wenn günstiges Lauf- und Verschleißverhalten bei Ringen und Buchsen erreicht werden soll.

Die Härte der Graugußkolbenringe wird in diesem Fall zu etwa 98—103 RB (225 bis 260 Brinell) gewählt. — Stahlzylinder verlangen etwas geringere Anpreßdrücke der Kolbenringe als Graugußzylinder.

Der Phosphorgehalt soll nicht geringer als 0,70 % sein, kann aber mit Vorteil bis auf 0,90 oder 1,00 % gesteigert werden.

Als Werkstoff für Stahlzylinder verwendet man Chrom-Silizium-, Chrom- oder auch unlegierte Stähle mit 0,45—0,60 C, vergütet auf 80—100 kg/mm² Festigkeit.

Bei richtig gewählten Verhältnissen, insbesondere bei richtig durchgebildeter Schmierung, liegen die Verschleißziffern von Stahlzylindern etwas niedriger als jene von Graugußzylindern. Doch sind Stahlzylinder empfindlicher hinsichtlich irgendwelcher Unstimmigkeiten in der Konstruktion, der Ausführung oder abnormaler Arbeitsverhältnisse. Auch dem Korrosionsangriff gegenüber ist der Stahlzylinder stärker anfällig, als der Graugußzylinder.

β) Spannung der Kolbenringe.

Die Spannung der Kolbenringe — oder vielmehr ihr spezifischer Anpreßdruck — scheint, wenigstens innerhalb ziemlich weiter Grenzen, auf die Höhe des Verschleißes keinen Einfluß zu haben; ist der Anpreßdruck zu niedrig, so daß der Kolbenring seine Aufgabe nicht richtig erfüllen kann, so tritt übermäßiger Verschleiß auf, da solche Ringe zu stärkerem Durchblasen neigen, wodurch das Schmieröl von der Zylinderwandung fortgeblasen und unwirksam gemacht wird und die obersten Ringe stark überhitzt werden. Ebenso steigt der Verschleiß an, wenn ein bestimmter, vom Zylinderdurchmesser und der Drehzahl abhängiger Höchstwert für den spezifischen Anpreßdruck überschritten wird. Wie bereits erwähnt, spielt auch der Zylinderwerkstoff bei der oberen Grenze für den zulässigen Anpreßdruck eine Rolle. Wird diese überschritten, so wächst neben der im Zylinder oder an den Ringen beobachteten Abnutzung zugleich auch die Freßneigung, insbesondere dann, wenn nicht gleichzeitig für eine besonders gut durchgebildete Schmierung gesorgt wird oder die Schmierölqualität unzureichend ist. Offenbar ist diese Grenze für den Anpreßdruck dann erreicht, wenn die Abstreifwirkung der Ringe so groß wird, daß kein genügend starker Ölfilm erhalten bleibt.

Versuche, die das Verhalten der Kolbenringe im Zylinder weiter aufhellen und die weitere Einblicke in Bezug auf richtige Werkstoffpaarung ermöglichen, wurden von MOSER [8] durchgeführt. Bei diesen Reibungsversuchen, die im geschmierten Zustand durchgeführt wurden, wird das Laufverhalten vom eigentlichen Verschleißverhalten getrennt: Solange das Einlaufen der Proben nicht beendet ist, steigt die zwischen den Proben auftretende Reibungskraft stärker als verhältnismäßig mit dem Anpreßdruck an; mit fortschreitendem Einlaufen nähert sich das Verhältnis Anpreßdruck zu Reibungskraft immer mehr der linearen Abhängigkeit des COULOMB'schen Reibungsgesetzes (Abb. 82).

Ist der Einlaufzustand erreicht, so ist die zwischen den Teilen auftretende Reibungskraft außer vom Anpreßdruck auch in sehr hohem Maß von der Temperatur abhängig (Abb. 83). Für eine bestimmte Ölsorte (bei den in den Abb. 82 bis 87 dargestellten Versuchsergebnissen wurde in allen Fällen Essolub 50 der Deutsch-Amerikanischen Petro-

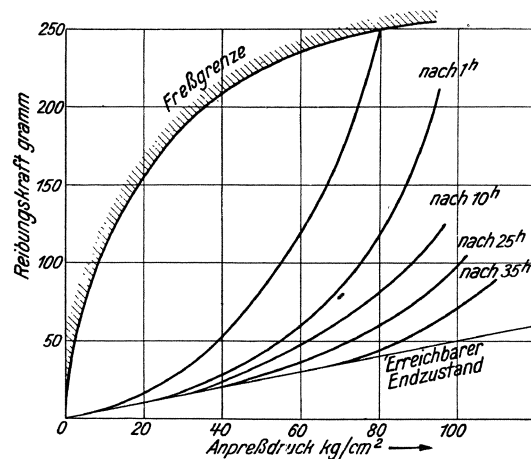


Abb. 82. Reibungsverhältnisse im Einlaufvorgang. Veränderung der Reibungskraft in Abhängigkeit vom Anpreßdruck bei fortschreitendem Einlaufen. Grauguß auf Grauguß. Geschmiert, Öltemperatur 70°, $v = 6,66$ m/sek (nach MOSER [8]).

leum Ges. verwendet) erreicht sie ihr Minimum bei den verschiedenen Anpreßdrücken, die zur Anwendung kamen, zwischen 120 und 160°; unterhalb und oberhalb dieser

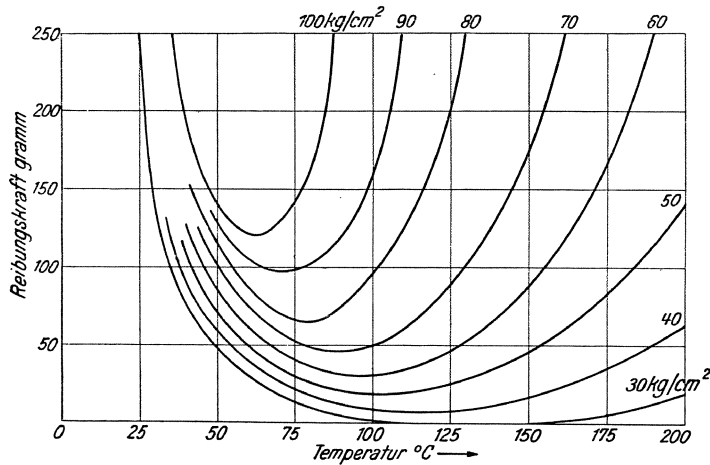


Abb. 83. Abhängigkeit der Reibungskraft von der Temperatur im eingelaufenen Zustand bei verschiedenen Anpreßdrücken (nach MOSER [8]). (Grauß auf Grauß.)

Temperaturen nehmen die Reibungskräfte rasch zu, bis endlich Fressen eintritt. Die Relativgeschwindigkeit zwischen den Verschleißteilen wurde bei diesen Versuchen mit 4,7 m/sec eingehalten, doch zeigte es sich, daß die gewonnenen Ergebnisse von der Geschwindigkeit praktisch unabhängig sind.

Beispiele für die Versuchsergebnisse mit verschiedenen Werkstoffpaarungen zeigen die Abb. 84—87. Wie aus diesen hervorgeht, besteht zwischen dem Verschleißverhalten und der zwischen den Verschleißteilen auftretenden Reibung kein

Zusammenhang. So zeigen z. B. ferritische Kolbenringe auf perlitischem Zylinderwerkstoff nur geringe Reibung (Abb. 85); sie verschleifen aber sehr stark und ihre Freßneigung ist sehr groß.

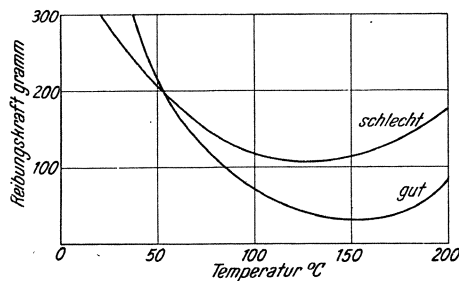


Abb. 84. Reibungswerte von normalem Kolbenringgußeisen von $H_B = 210$ bei verschiedener Öltemperatur (nach MOSER [8]). Anpreßdruck 100 kg/cm²; eingelaufen; $v = 6,66$ m/sec.

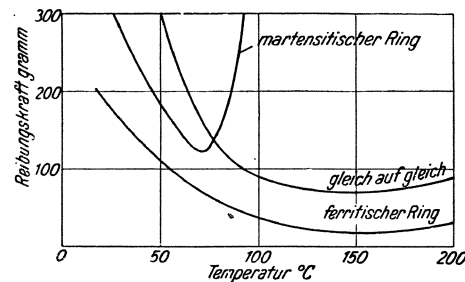


Abb. 85. Reibungswerte extremer Kolbenringwerkstoffe auf Zylindergrauß von $H_B = 210$ bei verschiedenen Temperaturen (nach MOSER [8]). Anpreßdruck 100 kg/cm²; eingelaufen; $v = 6,66$ m/sec.

Die Einlaufzeit steht in einem gewissen Zusammenhang mit der Härte; Abb. 88 gibt einen Anhalt hierfür; übersteigt jedoch die Härte etwa 225 Brinell, so läßt sich keine

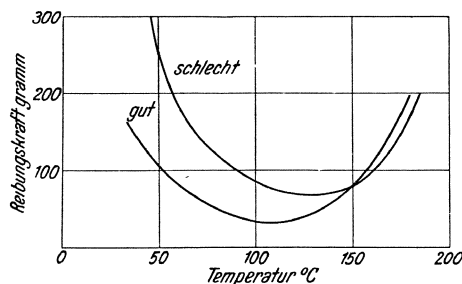


Abb. 86. Reibungswerte verschiedener normaler Kolbenringgußeisen auf Stahlzylinderwerkstoff von $H_B = 260$ (nach MOSER [8]). Anpreßdruck 100 kg/cm²; eingelaufen; $v = 6,66$ m/sec.

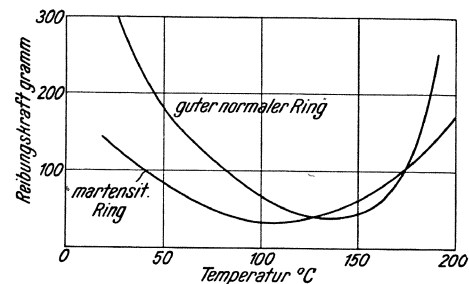


Abb. 87. Reibungswerte verschiedener Kolbenringwerkstoffe auf nitriertem Schleuderguß-Zylinderwerkstoff von $H_B = 920$ bei verschiedenen Temperaturen (nach MOSER [8]). Anpreßdruck 100 kg/cm²; eingelaufen; $v = 6,66$ m/sec.

Beziehung mehr zwischen Härte und Einlaufzeit erkennen. — Werkstoffe, die hart, aber spröde und bröckelig sind, zeigen geringeren Verschleiß- und Einlaufwiderstand als weiche, zähere Werkstoffe. Dies ist von Bedeutung z. B. bei der Beurteilung von

martensitischen Kolbenringen oder nitrierten Zylinderlaufflächen; bei hohen Temperaturen der Laufflächen oder plötzlichen Steigerungen des Anpreßdruckes kommt es hier leicht zum Fressen.

b) Äußere Verschleißbedingungen.

Zumindest ebenso wichtig wie die Werkstoffeigenschaften sind für den Kolbenring- und Zylinderverschleiß auch die Werkstattausführung von Ring, Kolben und Zylinderlauffläche, die Anpreßdruckverteilung am Kolbenring und vor allem die Schmierung.

Sind der Ring und die Zylinderbohrung nicht einwandfrei kreisrund, ist der Ring oder die Ringnut im Kolben uneben, ist ferner der Ring in seiner freien Beweglichkeit behindert, sei es durch Festbrennen oder durch Fremtteilchen, die zwischen Ring- und Nutenflanken gelangen und den Ring bremsen und dann zur Bildung der sogenannten „Rollspuren“, an den Nutenflanken Anlaß geben (Abb. 89), sei es durch zu schwach bemessene Kolbenstegezwischenden Ringnuten, die durch Deformationen die Ringe festklemmen oder versagt endlich die Schmierung, so können auch die besten Werkstoffe für Ringe und Zylinder nicht entsprechen. Es tritt dann, ebenso wie bei zu sparsamer Schmierung, unter allen Umständen ein stark erhöhter Verschleiß und schließlich auch Fressen der Ringe und der Kolben auf.

Auf den Verschleiß der Zylinder und Ringe nimmt auch die Ausbildung des Kolbenoberteiles Einfluß. Die Höhenlage des 1. Ringes im Kolben und der Durchmesser

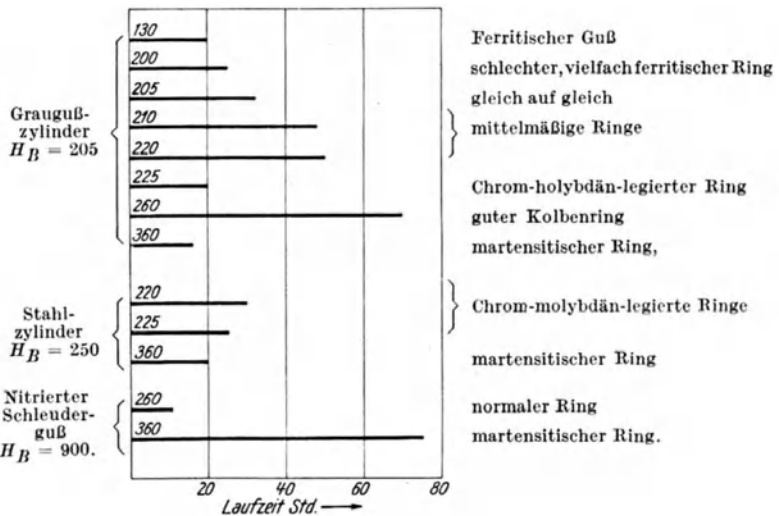


Abb. 88. Einlaufzeit unter gleichen Einlaufbedingungen für verschiedene Werkstoffpaarungen. Die Ringwerkstoffe sind jeweils nach Brinellhärte geordnet (nach MOSER[8]).

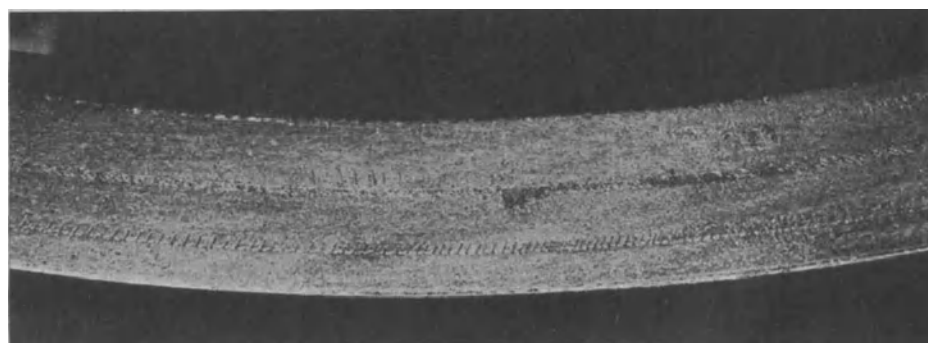


Abb. 89. „Rollspuren“ an der Kolbenringflanke (etwa 5 x).

des Kolbens oberhalb des 1. Ringes sind hierbei von Bedeutung. Hat der Kolben hier großes Spiel, so erhöht sich die Temperatur bis zum 1. Kolbenring. Das Schmieröl verkocht am Kolben, die entstehenden starken Ölkrusten bröckeln von Zeit zu Zeit ab und wirken im Schmieröl der Zylinder schmirgelnd und schleifend.

Der Kolbenwerkstoff an sich scheint keinen nennenswerten Einfluß auf die Größe des Zylinderverschleißes zu haben (Siehe auch S. 69 u. f.)

α) Betriebsbedingungen.

Der Einfluß der Schmierung ist derart überwiegend, daß — einwandfreie Werkstattausführung aller Teile vorausgesetzt — zu Recht gesagt werden kann, daß das Verschleißproblem von Zylindern und Kolbenringen in der Hauptsache ein Problem der Schmierung ist, denn der jeweils bestehende Schmierzustand ist maßgebend dafür, in welcher Höhe Reibungskräfte auftreten und in welcher Weise sie an den Verschleißflächen angreifen.

Im Zylinder muß das Schmieröl bei jedem Aufwärtsgang des Kolbens von neuem durch die Kolbenringe als dünner Ölfilm über die Zylinderwandung ausgespannt werden; beim Abwärtsgang wird das Öl zum Großteil wieder abgestreift; beim Arbeitshub wird das an der Zylinderwandung haften gebliebene Öl aber, zumindest in den oberen Zylinderpartien, verbrannt und zerstört. Von einer rein flüssigen Reibung kann daher, vor allem in den oberen Teilen des Zylinders, nicht die Rede sein; vielmehr ist hier mit halbflüssiger bzw. halbtrockener Reibung zu rechnen.

Jeder Umstand, der den Schmierölfilm an einer Stelle schwächt oder zerstört, führt daher zu erhöhtem Verschleiß. Insbesondere ist in dieser Hinsicht das Auftreffen von Kraftstofftröpfchen auf die Zylinderwandung gefährlich, da durch diese das Schmieröl weggewaschen werden kann und dadurch die Bedingungen der trockenen Reibung sich über einen größeren Teil der Zylinderlauffläche erstrecken können.

POPPINGA [16, 17] hat durch Versuch nachgewiesen, daß der Schmierfilm an der Zylinderlauffläche nahe den Totlagen der Kolbenringe durchbrochen wird; diese Durchbrechung ist um so vollständiger und erstreckt sich auf um so größere Teile des Kolbenwegs, je geringer die Motorendrehzahl ist und je höher der im Zylinder herrschende Gasdruck liegt. Die Durchbrechung ist daher in der Nähe der oberen Totlage am gefährlichsten und es erscheint damit bewiesen, daß hier mit halbtrockener Reibung zu rechnen ist, während — wenigstens im normalen Betrieb — an jenen Stellen, wo die Kolbengeschwindigkeit höhere Werte annimmt, mit flüssiger Reibung gerechnet werden kann; beim Anlaßvorgang erstreckt sich die halbtrockene Reibung allerdings über die ganze Hublänge. — Aus den Versuchen geht auch hervor, daß raschlaufende Motoren mit hohen Kolbengeschwindigkeiten in Bezug auf die Schmierungsverhältnisse in den Zylindern besser daran sind, als langsam laufende Motoren mit niedrigen Kolbengeschwindigkeiten.

Von seiten des Schmieröls wird der Verschleiß beeinflusst:

- durch den molekularen Aufbau des Schmieröls,
- die Schmierölviskosität,
- die in den Zylinder gelangende Ölmenge,
- die Schmieröltemperatur,
- die „Alterung“ des Öls,
- die Schmierölverdünnung und
- den Wassergehalt im Schmieröl.

Den Einfluß des molekularen Aufbaues des Öles hat БЕК [1] untersucht. Nach den in Abb. 90 wiedergegebenen Versuchsergebnissen liegt der Verschleiß bei der Verwendung paraffinbasischer Öle niedriger als bei der Schmierung mit naphthenbasischen Ölen und bei diesen wieder niedriger als bei gemischtbasischen.

БЕК beobachtete bei diesen Versuchen auch den Verschleiß am 1. und am 2. Kolbenring und schließt aus dem Verhältnis zwischen den an diesen ermittelten Verschleißgrößen auf die Temperaturbeständigkeit des betreffenden Öls.

Durch Zusätze von Rizinusöl oder auch von kolloidalem Graphit (u. zw. in diesem Fall in der Form von Grasinol) wird der Verschleiß bei gemischtbasischem Öl stark herabgedrückt und erreicht damit die bei paraffinbasischen Ölen beobachteten geringen Werte (Abb. 90g und 90h). — Ein geringer Zusatz von kolloidalem Graphit zum Schmieröl macht sich stets günstig bemerkbar; der Graphit bildet an der Oberfläche der Verschleißteile eine durch selbstschmierende Eigenschaften ausgezeichnete, festhaftende Gleitschicht, die auch durch hohe Temperaturen nicht zerstört werden kann.

Hinsichtlich des Einflusses der in den Zylinder gelangenden Schmierölmenge und der Viskosität des Schmiermittels ist streng zwischen den jeweils herrschenden Arbeitsbedingungen zu unterscheiden:

a) Liegt die **Kühlwassertemperatur** hoch, herrschen also **Betriebsverhältnisse**, die einen korrodierenden Angriff im Zylinder nicht aufkommen lassen, so ist der Einfluß der Viskosität des Schmiermittels nur gering; das dünnere Schmiermittel gibt im allgemeinen etwas höheren Verschleiß. Allerdings liegt, bei unveränderten Verhältnissen in der Maschine, auch der Verbrauch an Schmieröl bei der Schmierung mit dünnerem Öl höher als bei Verwendung einer zäheren Ölart. Drosselt man den Ölverbrauch im ersteren Fall auf gleiche Höhe, wie in letzterem, so erhöht sich der Verschleiß weiter zu ungunsten des dünneren Öles. In beiden Fällen bleiben aber die Unterschiede unter diesen günstigen Betriebsbedingungen ganz unerheblich. Jedenfalls muß dem dünneren Öl der Vorzug zugesprochen werden, daß es rascher nach der Inbetriebsetzung der kalten Ma-

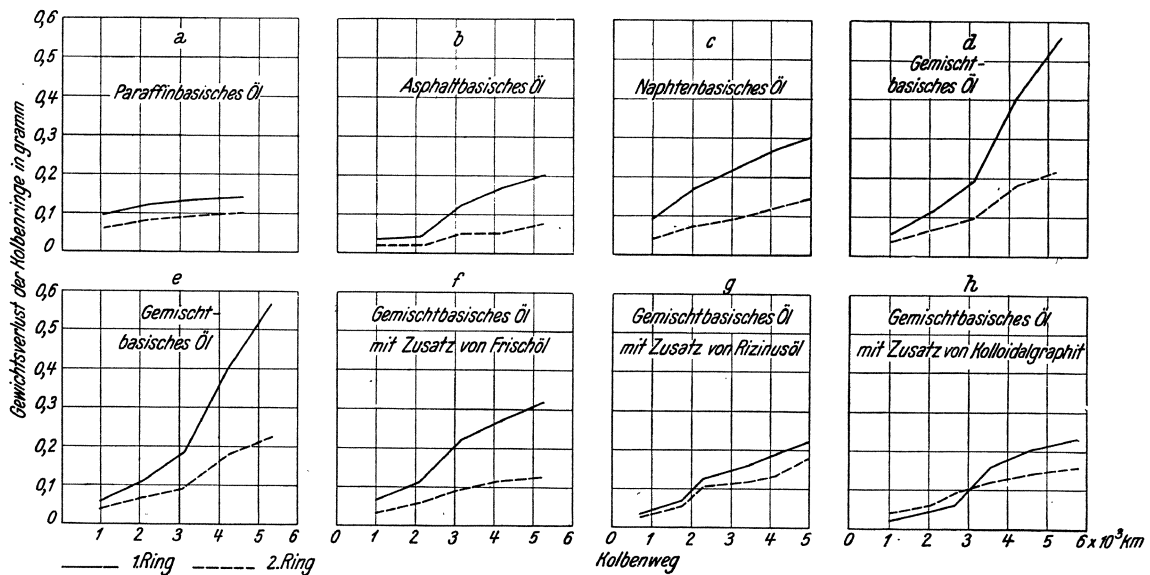


Abb. 90. Verschleiß an den Kolbenringen in Abhängigkeit vom verwendeten Schmiermittel (nach BECK [1]).

schine an die Zylinderwandung gelangt. Auch der mechanische Wirkungsgrad der Maschine liegt bei Verwendung dünner Ölarten günstiger.

b) Wird dagegen unter Betriebsbedingungen gearbeitet, die hohen Korrosionsangriff im Zylinder bewirken, also mit häufigem Starten und starker Kühlung, so liegt der Verschleiß bei der Verwendung dünnflüssiger Öle unter allen Umständen bedeutend höher. Auch die in den Zylinder gelangende Ölmenge macht sich dann in starker Weise bemerkbar: der Verschleiß steigt mit verringerter Ölmenge erheblich an.

Die **Schmieröltemperatur** wirkt sich in allen Fällen dahin aus, daß der höheren Öltemperatur auch ein höherer Verschleiß entspricht.

Deshalb kann auch eine zu hohe Kühlwassertemperatur zu erhöhtem Zylinderverschleiß führen, weil dadurch der Ölfilm an der Zylinderlauffläche an Zähigkeit verliert, so daß er von den Kolbenringen durchbrochen wird und Trockenreibung eintritt. So erklärt sich z. B. auch der abnormal hohe Verschleiß in den Zylindern von Schiffsdieselmotoren in Schiffen, welche vorwiegend das Rote Meer und den persischen Golf befahren und deren Kühlwassertemperatur um 25—35° höher liegt als in normalen Fällen.

Kein Schmieröl behält seine schmierenden Eigenschaften dauernd bei. Je nach der Schmierölqualität treten verschieden schnell Änderungen in den Eigenschaften des Öls auf, die unter der Bezeichnung „Alter“ zusammengefaßt werden.

Dieses „Alter“ des Öles hat verschiedene Ursachen. Die hohe Temperatur, die das Schmieröl im Betrieb annimmt, führt zu chemischen Reaktionen im Schmieröl,

welche die Schmiereigenschaften des Öles verändern. Auch die durch die Kolbenabdichtung durchtretenden Gase vermehren und beschleunigen diese Reaktionen. Dazu kommen noch mechanische Verunreinigungen, die in das Schmieröl gelangen; so enthält die vom Motor angesaugte Luft Staub, Sandkörnchen u. dgl., die sich an der ölbenetzten Zylinderwandung niederschlagen und von dort in den Schmierölkreislauf gelangen. Ferner gerät durch den normalen Abrieb von Kolbenringen und Zylindern feiner Gußstaub in das Schmieröl, ebenso feiner Metallabrieb aus den Lagern und anderen verschleißbeanspruchten Stellen des Motors. Diese feinsten Metallteilchen verursachen außerdem katalytisch eine beschleunigte Oxydation des Öls.

Unter der Einwirkung des Luftsauerstoffs bilden sich ferner in dem auf der Zylinderwandung ausgespannten Ölfilm bei Temperaturen, die für jedes Öl innerhalb bestimmter Grenzen liegen, asphalt- und teerartige Stoffe. Es findet dabei eine Aufspaltung sowie gleichzeitig eine Oxydation des Öls statt, beides Kennzeichen der zunehmenden Alterung.

Diese im Motorbetrieb zwangsläufig eintretende Ölalterung führt zu erheblichen Verschleißsteigerungen. So läßt beispielsweise Abb. 91, die nach dieser Richtung angestellte Versuche von BECK wiedergibt, den Einfluß gealterten Öls auf den Verschleiß von Kolbenringen und Zylindern erkennen.

Den schädigenden Einflüssen gealterten Öls kann nur durch rechtzeitigen und genügend häufigen Ölwechsel begegnet werden.

Bei jedem Motor gelangt ferner flüssiger Kraftstoff in das Schmieröl, wodurch dieses schon nach verhältnismäßig kurzer Zeit verdünnt wird und an Schmierfähigkeit einbüßt. Bei Ottomotoren ist es allerdings, solange geeignete Kraftstoffe verwendet werden und die Gemischbildung richtig erfolgt, erst bei sehr stark ausgelaufenen Zylindern denkbar, daß nennenswerte Kraftstoffmengen an den Kolbenringen vorbei in das Kurbelgehäuse gelangen. Überdies erreicht die Höhe des Kraftstoffanteils im Schmieröl, sofern es sich um leichtflüchtige Betriebsstoffe handelt, bald eine Grenze: jedes Mehr an Kraftstoff wird nach Erreichen eines gewissen Sättigungsgrades durch die Betriebswärme des Öls zum Verdampfen gebracht und entweicht durch die am

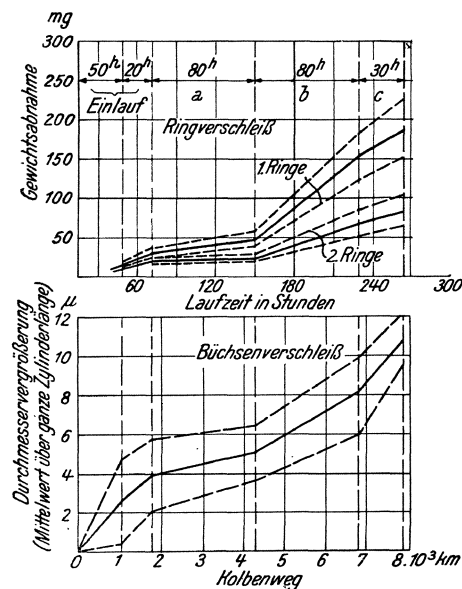


Abb. 91. Verschleißfortschritt an Ringen und Zylindern mit fortschreitender Ölalterung bei Fahrtversuchen (nach BECK [1]).
 Bereich a: alle 20^h Ölerneuerung durch Frischöl.
 Bereich b: alle 20^h Ölerneuerung durch Altöl (20^h gelaufen).
 Bereich c: alle 10^h Ölerneuerung durch Altöl (40^h gelaufen).
 Die strichlierten Linienzüge kennzeichnen die Streubereiche der festgestellten Verschleißwerte in den einzelnen Zylindern. Der Wagenweg betrug das 2,64fache des Kolbenweges.

Kurbeltrog vorgesehene Entlüftung. Im Betrieb stellt sich daher ein gewisses Gleichgewicht ein, so daß im allgemeinen nicht mehr als 3—5% leichtflüchtige Kraftstoffe im Schmieröl vorhanden sein können [9]. Dementsprechend sinkt auch die Viskosität des Schmieröls nur in geringem Maß ab; seine Schmierfähigkeit wird durch diesen Umstand im allgemeinen nur wenig beeinträchtigt.

Anders liegen die Verhältnisse bei Dieselmotoren. Hier können z. B. bei kalter Witterung oder durch undichte Einspritzventile erhebliche Kraftstoffmengen ins Schmieröl gelangen. Die schwere Verdampfbarkeit der verwendeten Kraftstoffe führt dazu, daß ein Verdampfen unter der Einwirkung der Betriebswärme nicht stattfinden kann, daß daher eine fortschreitende Verdünnung des Schmieröls eintritt und dessen Schmierfähigkeit weitgehend beeinträchtigt wird.

Gefährlicher als die Ölverdünnung durch Kraftstoff ist die Emulsion des Öls mit Wasser. Vor allem bei Fahrzeug-Ottomotoren stellt man bei der Untersuchung des im Kurbelgehäuse enthaltenen Schmieröls Wasser fest; dieses ist z. T. Kondenswasser, z. T. auch Spritzwasser, das durch Unvorsichtigkeit oder Zufall in den Kurbeltrog

gelangt ist. Schädlich wird die Wasserbeimengung dann, wenn der Anteil so groß ist, daß es zur Bildung einer steifen Emulsion kommt. Solche Emulsionen, die bis zu 50% Wasser enthalten können, sind zur Schmierung der Zylinder und der Lager ungeeignet und steigern den Verschleiß in bedeutendem Maß.

Unter den Arbeitsbedingungen nehmen die Belastungsverhältnisse und die Kühlung auf die Größe des zu beobachtenden Verschleißes sehr bedeutenden Einfluß. Jedenfalls zeigen Maschinen, die zu kalt gefahren werden, stets äußerst ungünstige Verschleißwerte; ebenso ist stark wechselnde Belastung und häufiger Leerlauf oder häufig unterbrochener Betrieb immer mit stärkerem Verschleiß verbunden, als ununterbrochener Betrieb bei gleichmäßiger Belastung. Einen lehrreichen Einblick in den Einfluß der genannten Bedingungen gibt Abb. 92.

Der Anlaßvorgang selbst bringt jedesmal erhöhten Verschleiß; auch während dieses Vorganges ist der Temperaturzustand des Zylinders von Bedeutung, wie Versuche von BROEZE und HINZE [21] (Abb. 93) bei welchen der Verschleiß aus der im vom Zylinder abtropfenden und sorgfältig aufgefangenen Schmieröl enthaltenen Abriebmenge bestimmt wurde, zeigen. Bei kalter Maschine ist demnach der Verschleiß mehr als doppelt so groß wie bei vorgewärmter Maschine.

Unterkühlung ist auch der Grund für den stärkeren Verschleiß der Zylinder bei Einblasdieselmotoren im Leerlauf und bei geringer Belastung als im Einspritzdieselmotor (Abb. 94), woran die abkühlende Wirkung der Einblasluft und deren Feuchtigkeitsgehalt beteiligt sind. — Bei hohen Belastungen liegt dagegen der Verschleiß im Einspritzdieselmotor höher, da hier die Kraftstoffzerstäubung un-

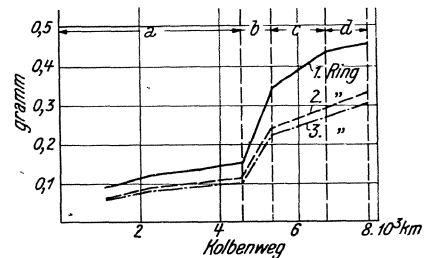


Abb. 92. Fortschritt im Kolbenringverschleiß bei mehrfach geänderten Betriebsbedingungen.

Bereich a: Kühlwasseraustrittstemperatur 80° C
 Bereich b: Kühlwasseraustrittstemperatur 12° C, stündlich 1 Start.
 Bereich c: Kühlwasseraustrittstemperatur 13° C, täglich 1 Start.
 Bereich d: Kühlwasseraustrittstemperatur 140° C, täglich 1 Start (nach BECK [1]).

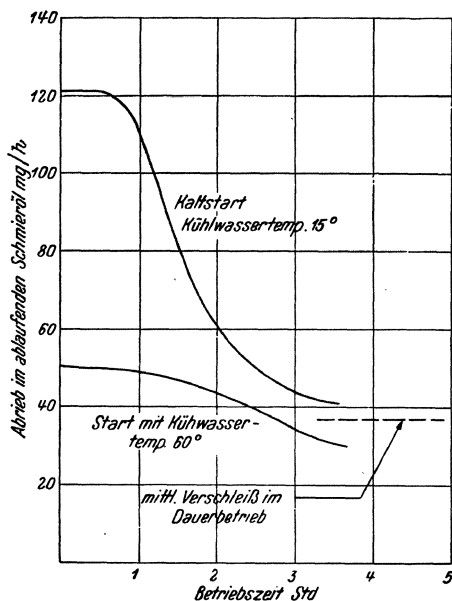


Abb. 93. Einfluß der Kühlwassertemperatur auf den Zylinderverschleiß nach dem Start (nach BROEZE und HINZE) [21].

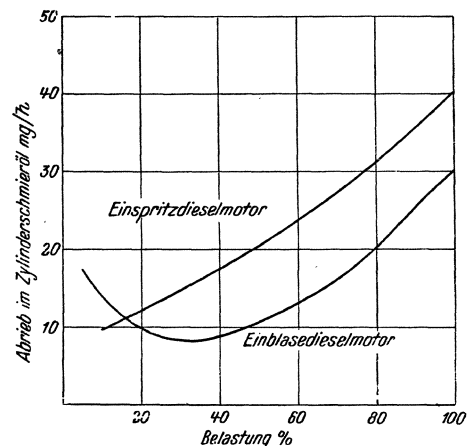


Abb. 94. Einfluß der Motorbelastung auf den Zylinderverschleiß eines Einspritz- und eines Einblasdieselmotors (nach BOERLAGE und GRAVESTYEN [19]).
 Einspritzdieselmotor: Einzylinder, $D = 204$, $S = 254$.
 Einblasmotor $D = 320$, $S = 450$.

günstiger bzw. unvollkommener ist und daher eher Kraftstofftröpfchen auf die Zylinderlauffläche gelangen können und hier überdies die Drücke im Zylinder und dementsprechend hinter den Kolbenringen höher liegen.

Es kann als sicher angenommen werden, daß durch zu starkes Kühlen die Temperatur der Zylinderwandung sehr weit herabgesetzt wird und daß damit der Verschleiß durch Korrosion sowohl an dieser als auch an den Ringen stark zunimmt. Es kommt zur Konden-

sation des in den Verbrennungsprodukten enthaltenen Wasserdampfes, der sich an den kalten Zylinderwänden niederschlägt. Da überdies saure Zwischenprodukte und Endprodukte der Verbrennung, organische und anorganische Säuren, im Kondenswasser aufgenommen werden, wird der Korrosionsangriff durch das Niederschlagwasser noch verstärkt. Naturgemäß ist wiederum dieser Angriff dort am stärksten, wo der Ölfilm am schwächsten ist, also in der Nähe der oberen Totpunktstellung der Kolbenringe.

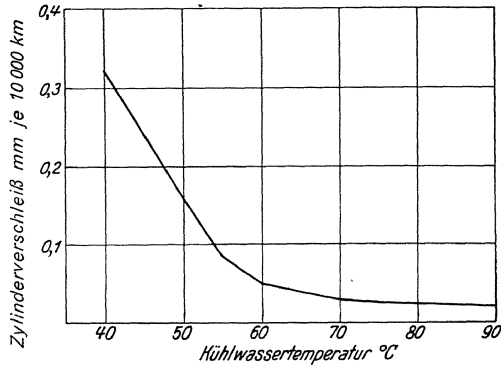


Abb. 95. Mittelwert für den Zylinderverschleiß in Personwagen-Ottomotoren unter sonst gleichen Verhältnissen, abhängig von der Kühlwassertemperatur (nach RICARDO [11]).

Man nimmt heute an, daß bei wassergekühlten Maschinen bis zu einer Kühlwassertemperatur von etwa 80°C der korrodierende Verschleiß (chemischer Angriff) jenen durch Erosion (mechanischer Angriff) überwiegt, während oberhalb dieser Temperatur der korrodierende Verschleiß stark abnimmt. —Vergleiche hierzu auch Abb. 95.

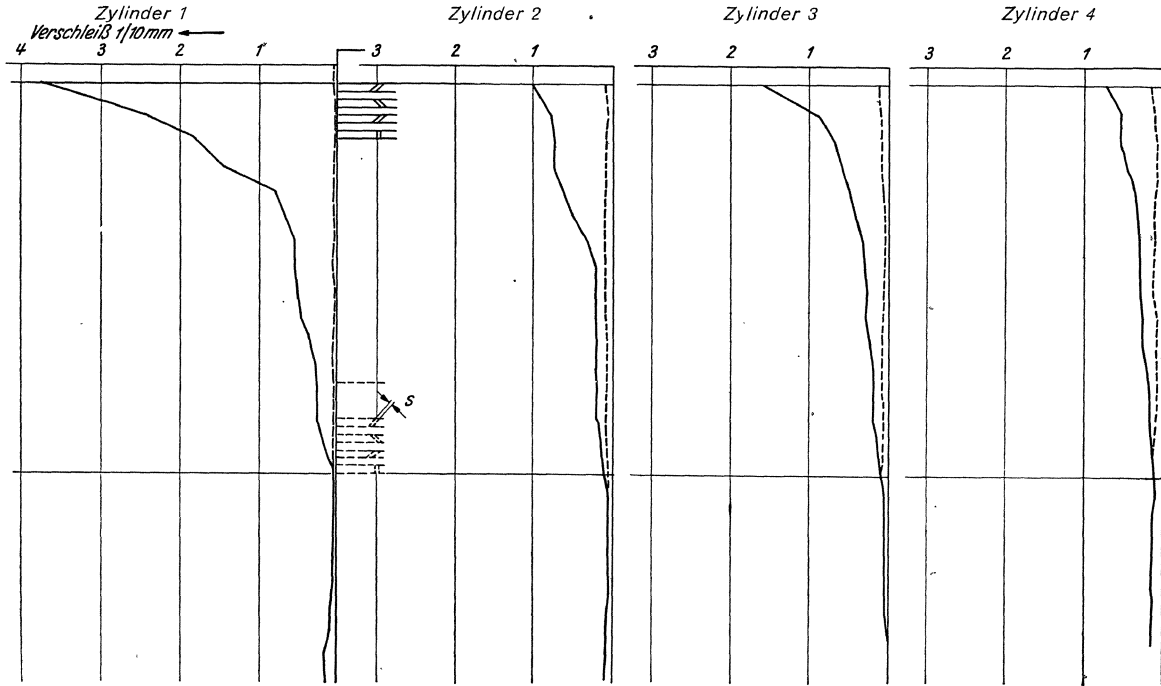


Abb. 96. Verschleiß in den Zylindern eines raschlaufenden 4-Zylinder-Dieselmotors (Prüfstandversuch).

	Ringverschleiß in mm							
	Zylinder 1		Zylinder 2		Zylinder 3		Zylinder 4	
	Vergrößerung des Stoßspiels <i>s</i>	Verschleiß der Ringhöhe	Vergrößerung des Stoßspiels <i>s</i>	Verschleiß der Ringhöhe	Vergrößerung des Stoßspiels <i>s</i>	Verschleiß der Ringhöhe	Vergrößerung des Stoßspiels <i>s</i>	Verschleiß der Ringhöhe
1. Ring	2,60	0,14	0,80	0,05	1,40	0,06	0,85	0,07
2. Ring	1,05	0,07	0,45	0,02	0,85	0,04	0,55	0,02
3. Ring	0,95	0,02	0,60	0,01	0,60	0,03	0,70	0,00
Ölring	1,95	0,01	1,15	0,00	1,75	0,00	1,55	0,00

----- Zylinderdurchmesser zu Beginn des Versuches zu Ende.

- Zylinder 1: Schleuderguß mit 0,5 Cr, 0,55 P, Härte $H_B = 248$.
- „ 2: „ „ 0,5 Cr, 0,55 P, „ $H_B = 252$.
- „ 3: „ „ 0,1 Cr, 0,30 P, „ $H_B = 242$.
- „ 4: „ „ 1,0 Cr, 0,70 P, „ $H_B = 306$.

Kolbenringe: Unlegierte Einzelgußringe.

Ring 1—3 zylindrische Verdichtungsringe nach DIN Kr 3101.

Ring 4 Ölabstreiffaserring.

Motor: 4 Zylinder, $D = 125$, $S = 175$, $n = 1150$, Vorkammermotor. Versuchsdauer: 476 Std.
 Gearbeitet wurde mit 140 g/m^3 Staubzusatz; die Luftfilterung erfolgte mittels Wirbelölfilters.

Wie stark der Einfluß der Kühlwassertemperatur sein kann, zeigt ferner folgendes Beispiel:

Bei einem 4-Zylinder-Dieselmotor von 125 mm Bohrung und 175 mm Hub traten nach einem 476-stündigem Dauerbetrieb unter Vollast in den einzelnen Zylindern die in Abb. 96 verzeichneten Verschleißgrößen auf. Der Ansaugluft des Motors wurden hierbei 140 Gramm je m³ feinsten Quarzstaubes (Gießereistaub) beigemischt, die Luft mittels eines Wirbelölfilters (Bauart Mahle) gefiltert. Zur Kühlung wurde Frischwasser verwendet, dessen Eintritt an der Motorstirnseite nahe dem Zylinder 1, dessen Austritt an der gegenüberliegenden Stirnseite nahe dem Zylinder 4 erfolgte. Die Eintrittstemperatur des Kühlwassers betrug ca. 16° C, die Austrittstemperatur wurde auf 80° C gehalten. Das Kühlwasser war außerordentlich hart, so daß sich zu Versuchsende am Zylinder 3 ein etwa 0,6 mm starker, am Zylinder 4 ein etwa 1 mm starker Kesselsteinbelag abgesetzt hatte, während die Zylinder 1 und 2 frei von jedem Belag blieben. Die Zylinder — nasse Buchsen — bestanden aus gleichem Werkstoff (Schleuderguß), allerdings von etwas unterschiedlicher Legierung, die bei Abb. 96 vermerkt ist, wiesen aber für die Zylinder 1—3 die gleiche Härte auf und zeigten auch, wie die nachträgliche Untersuchung ergab, völlig übereinstimmende Gefügeausbildung; die Zylinder waren ganz gleich bearbeitet, ebenso waren die 4 Kolben mit Ringen gleicher Herkunft und von ausgesucht gleichmäßiger Spannung ausgerüstet.

Der Abb. 96 ist die auffallende Verschleißabnahme von Zylinder 1 gegen den Zylinder 4 hin zu entnehmen.

Den Einfluß der Belastung auf den Verschleiß läßt außer Abb. 94 auch Abb. 97 erkennen; bei gleichbleibender Temperatur der Zylinderwandung steigt der Verschleiß beim untersuchten Ottomotor mit der Belastung rasch an; dies ist zum Teil wohl auf den höheren Druck hinter den Kolbenringen zurückzuführen.

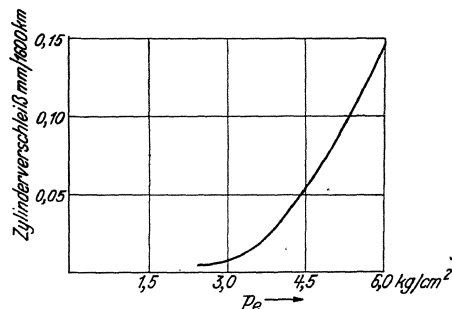


Abb. 97. Anstieg des Zylinderverschleißes mit der effektiven Belastung (nach WILLIAMS [13]). Zylinderwandtemperatur 50° C.

β) Einfluß der Reinheit von Ansaugluft und Schmieröl.

Schon den oben erwähnten Verschleißergebnissen mit ihren auffallend hohen Verschleißziffern nach verhältnismäßig kurzer Betriebsdauer ist der verheerende Einfluß zu entnehmen, den hoher Staubgehalt in der Ansaugluft zur Folge haben kann. — Abb. 98 gibt die Ergebnisse von ähnlichen

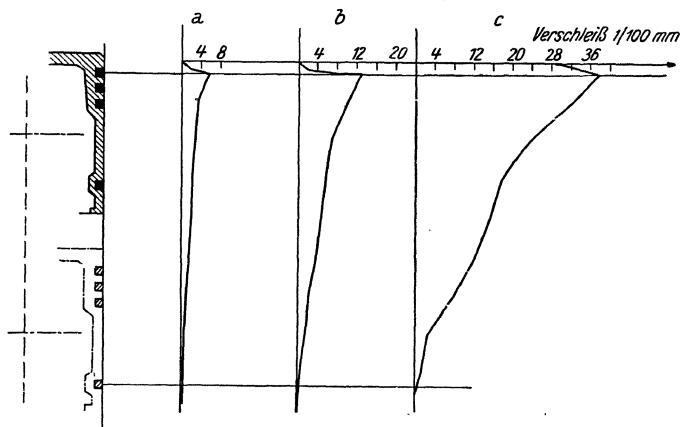


Abb. 98. Verschleiß in den Zylindern eines Ottomotors ohne und mit Staubbeimengung zur Ansaugluft. Einfluß der Filterung.
 a ohne Staubzufuhr.
 b 325 g/m³ Staubzusatz, mit Luftreiniger (EC-Luftfilter).
 c 125 g/m³ Staubzusatz, ohne Luftreiniger.
 4 Zylinder-Otto-Vergaser-Motor, $D = 90$, $S = 140$, $\epsilon = 5,66$. Versuchsdauer jeweils 165 Betriebsstunden.

Versuchen wieder, die seinerzeit in der Technischen Hochschule Braunschweig durchgeführt und von der Fa. Karl Schmidt, Neckarsulm, mitgeteilt worden waren. Die Versuche stellen den Zylinderverschleiß nach gleichen Laufzeiten und unter sonst gleichen Bedingungen einmal bei normalem Betrieb ohne Staubzusatz zur Ansaugluft, einmal mit hohem Staubzusatz, aber gefiltert, einmal mit geringerem Staubzusatz, aber ungefiltert, jeweils nach 165 Betriebsstunden einander gegenüber.

Derartig hoher, zum Teil ganz untragbar großer Zylinderverschleiß ist bei allen Motoren zu beobachten, die in sehr staubreicher Luft arbeiten müssen, also z. B. bei Motoren in

Steinbruch- und Müllereibetrieben, bei Fahrzeugmotoren von Fahrzeugen, die auf staubigen Straßen in Marschkolonnen fahren, Motoren landwirtschaftlicher Maschinen, die in dichten Staubwolken zu arbeiten gezwungen sind, wie Traktoren in der Landwirtschaft, Motoren, die in Wüstengegenden arbeiten, Triebwagenmotoren von Eisenbahnfahrzeugen auf bestimmten staubreichen Strecken, Flugmotoren auf staubigen Flugplätzen und in staubhaltiger Luft in Wüstengebieten usw.

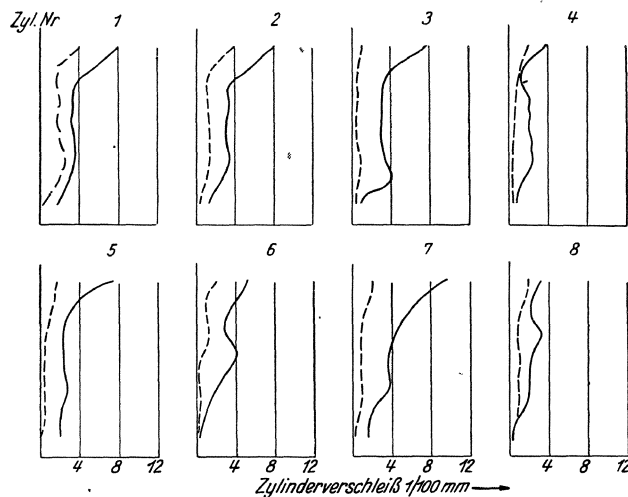


Abb. 99. Verschleiß in den 8 Zylindern eines Fahrzeug-Otto-Motors bei Verwendung verschiedener Kraftstoffe (nach TAUB [15]).
 - - - - - Verschleiß mit Fliegerbenzin.
 ——— Verschleiß mit Gemisch (Benzin-Alkohol).

Bei den Motoren landwirtschaftlicher Traktoren, die unter den denkbar ungünstigsten Verhältnissen bei oft sehr mangelhafter Wartung arbeiten müssen, tritt manchmal trotz Verwendung bester Werkstoffe ein derartig hoher Verschleiß auf, daß bereits nach 400 Betriebsstunden oder noch früher ein Ersatz der Zylinder notwendig werden kann. Auch macht sich die Art des Staubes, der mit der Ansaugluft in die Zylinder gelangen kann, sehr bemerkbar; so ist z. B. in Gegenden, wo Quarzsandstaub vorherrscht, der Verschleiß bedeutend größer als dort, wo Kalkböden vorhanden sind. — Gegen den übermäßigen Verschleiß durch unreine Ansaugluft hilft nur die Verwendung wirksamer und richtig be-

messener Filter, durch welche sich auch in den ungünstigsten Fällen tragbare Verhältnisse schaffen lassen, vorausgesetzt, daß die Wartung der Filter richtig erfolgt.

Verunreinigungen im Schmieröl stammen häufig auch von nicht sorgfältig genug gereinigten Teilen aus der Neumontage oder nach Reparaturen. Modellsand in schlecht geputzten Gußteilen, Bohrspäne usw. gelangen ins Schmieröl und wirken stark verschleißend an den geschmierten Flächen. Auch Schleif- oder Honstaub, der sich in den Poren von Graugußzylindern festsetzt, wird allmählich durch das Schmieröl herausgespült und führt zu oft unerklärlich hohem Verschleiß an Zylindern und Kolbenringen. Fälle, in denen Schäden aus den eben erwähnten Ursachen auftreten, zählen leider durchaus nicht zu den Seltenheiten.

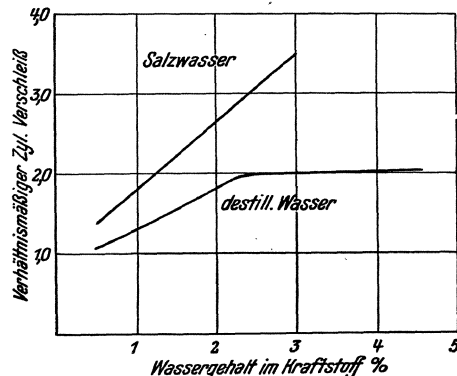


Abb. 100. Einfluß des Wassergehaltes im Kraftstoff auf den Zylinderverschleiß von Dieselmotoren.

Auch die verwendete Kraftstoffqualität selbst nimmt Einfluß auf die Höhe des Verschleißes durch Korrosion. Abb. 99 gibt die an ein- und derselben Maschine nach gleichen Laufzeiten unter gleichen Bedingungen von TAUB [15] beobachteten Verschleißgrößen wieder, u. zw. einmal nach der Verwendung von Benzin-Alkoholgemisch, im anderen Fall nach dem Betrieb mit Fliegerbenzin. TAUB führt den auffallenden Unterschied darauf zurück, daß von dem wesentlich schwerer verdampfenden Gemisch viel mehr flüssige Kraftstofftröpfchen auf die Zylinderlauffläche gelangen als von dem leichter flüchtigen Benzin, dort den Schmierölfilm zerstören und so die metallische Oberfläche für den Korrosionsangriff freilegen.

Die gleiche Wirkung hinsichtlich des Korrosionsangriffes im Zylinder wie die Unterkühlung hat auch Wasser im Kraftstoff; destilliertes Wasser ist dabei wesentlich harmloser als Salzwasser, welches den Abrieb etwa direkt verhältig mit der Menge des Gehaltes im Kraftstoff erhöht, wie aus der Abb. 100 zu entnehmen ist.

Nach BROEZE und GRAVESTYEN [18] wirkt sich Schwefel im Kraftstoff für Dieselmotoren nur dann schädlich auf den Zylinderverschleiß aus, wenn sein Anteil höher als 1% ist (Abb. 101). Hohen Schwefelgehalt weisen aber nur hochsiedende Öle mit hoher Conradsonzahl auf, und da diese Öle zugleich einen hohen Aschengehalt besitzen, so kann nach Ansicht der genannten Forscher der bei Verwendung solcher Kraftstoffe eintretende stärkere Zylinderverschleiß zum Teil auch der Asche zugeschrieben werden.

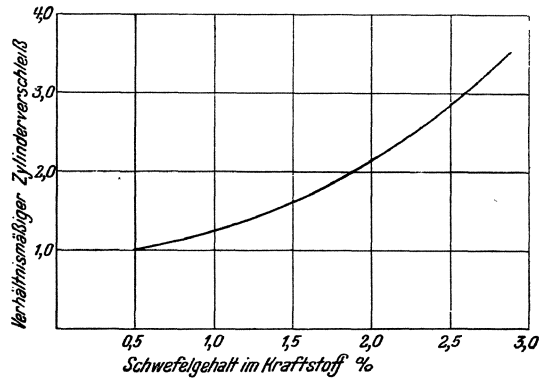


Abb. 101. Einfluß des Schwefelgehaltes im Kraftstoff auf den Zylinderverschleiß von Dieselmotoren (nach BROEZE und GRAVESTYEN [18]).

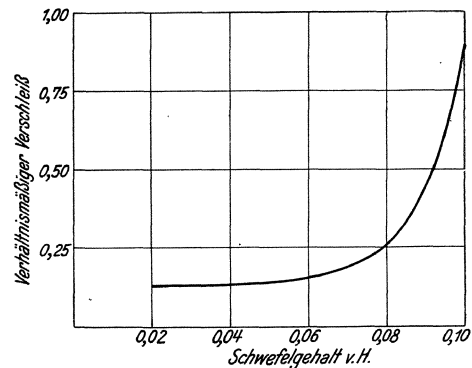


Abb. 102. Kolbenringverschleiß in Abhängigkeit vom Schwefelgehalt des Kraftstoffes. — Zylinderwandtemp. 50° (nach RICARDO).

Diese Beobachtungen scheinen allerdings nur bei günstiger Temperatur der Zylinderwandung zu gelten; bei zu starker Kühlung machen sich auch schon niedrige Schwefelgehalte im Kraftstoff sowohl am Kolbenring- (vgl. Abb. 102) als auch am Zylinderverschleiß bemerkbar.

Silizium- und Eisenoxyde in der Asche erhöhen nach BROEZE und GRAVESTYEN den Zylinderverschleiß, dagegen verringern ihn die Oxyde von Zink, Vanadium und Kalzium, die vermutlich den Korrosionsangriff erschweren. — Im allgemeinen wird jedoch ein hoher Zylinderverschleiß viel weniger von unerwünschten Beimengungen eines Kraftstoffes verursacht als vielmehr durch ungünstige physikalische Eigenschaften, nämlich zu große Zähigkeit und zu hoch liegende Siedekurve bzw. zu hohem Gehalt an Hartasphalt oder asphaltartigen Verbindungen.

Wenn hochsiedende asphaltartige Öltröpfchen auf mäßig warme Wandungen treffen, so verdampfen sie nicht rückstandsfrei, sondern verkoken und bilden Rückstände im Brennraum, der die Kolbenringe festsetzt und die Löcher der Einspritzdüse verlegt, so daß die Einspritzung gestört wird. Wie durch die Verwendung schlechter Kraftstoffe der Zylinderverschleiß beeinflusst wird, läßt Abb. 103 entnehmen.

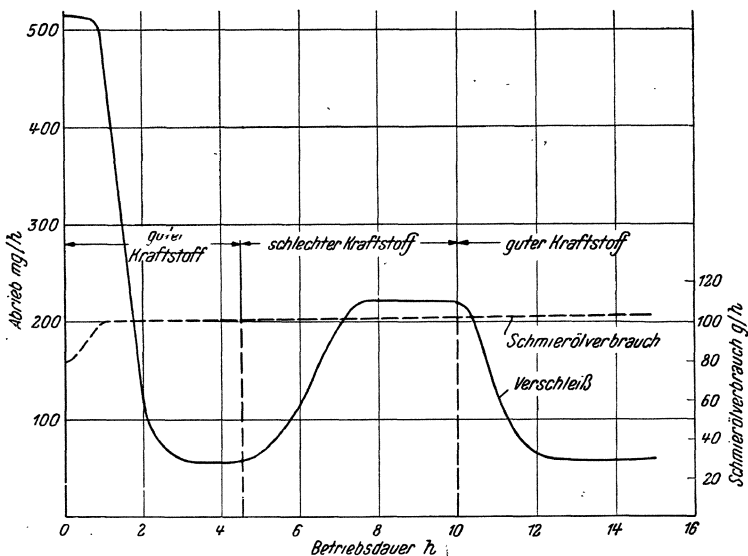


Abb. 103. Einfluß des Kraftstoffes auf den Zylinderverschleiß in einem Einspritzmotor ($D = 204$, $S = 254$) (nach BROEZE und GRAVESTYEN [18]).

Wie durch die Verwendung schlechter Kraftstoffe der Zylinderverschleiß beeinflusst wird, läßt Abb. 103 entnehmen.

Auch die heute verwendeten Antiklopfmittel wirken verschleißvermehrend. Abb. 104 gibt die Ergebnisse von Versuchen von BECK [1] wieder, die einmal mit unvermischem Kraftstoff, weiters mit klopfäquivalenten Mengen von Bleitetraäthyl und Eisenpentakarbonyl unter sonst ganz gleichen Bedingungen durchgeführt wurden, wobei die Ver-

suchmaschine sehr reichlich geschmiert wurde. Der Verschleiß steigt, wie Abb. 104 erkennen läßt, vom unvermischten Kraftstoff über den mit Bleitetraäthyl versetzten zu jenem mit Eisenkarbonyl an.

5. Maßnahmen gegen den Zylinderverschleiß.

Um den Verschleiß herabzusetzen gibt es grundsätzlich zwei Wege:

a) **Konstruktive Maßnahmen**, die alle den Verschleiß beeinflussenden Faktoren zwangsläufig so weit als möglich ausschalten. Der Werkstoffeinfluß hat dann geringere Bedeutung.

b) **Lösung von der Werkstoffseite** mit der Schaffung derart verschleißwiderstandsfähiger Werkstoffe, daß alle anderen den Verschleiß beeinflussenden Faktoren von geringerer Bedeutung bleiben.

Selbstverständlich kommt es praktisch darauf hinaus, beide Möglichkeiten zugleich zu verwerten. Im allgemeinen ist es jedoch bedeutsamer und wichtiger, vor allem die äußeren Verschleißbedingungen möglichst günstig zu gestalten.

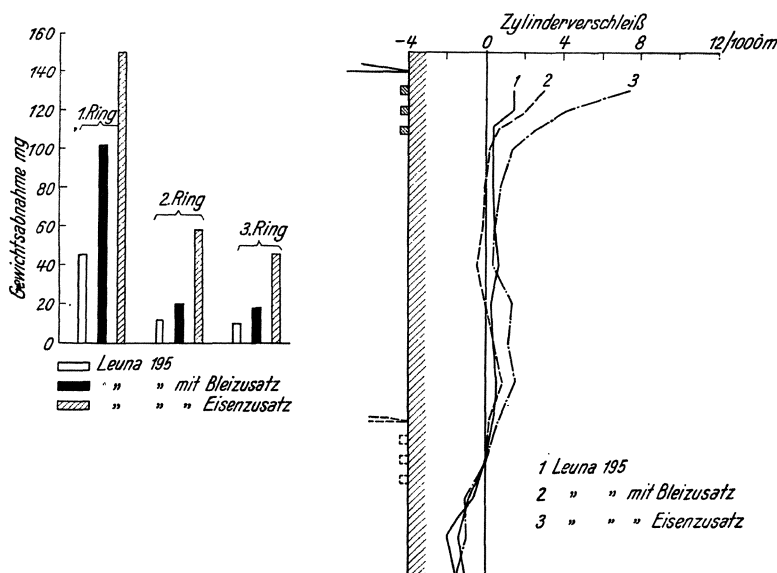


Abb. 104. Abhängigkeit des Kolbenring- und Zylinderverschleißes in Ottomotoren von der Verwendung von Antiklopfmitteln (nach BECK [1]).

Nasse Zylinderbüchsen sollen sich in ihrer Längsrichtung frei dehnen können. Sitzen nasse Büchsen nahe an ihrem unteren Ende abdichtend im Block auf, so muß die Büchse steif und kräftig ausgeführt werden, so daß die großen bei dieser Bauweise auftretenden axialen Kräfte ohne Verformung aufgenommen werden können.

In allen Fällen, wo nasse Büchsen verwendet werden, ist es wichtig, den Block selbst durch Verrippung genügend steif zu gestalten, um schädliche Verformungen nicht auf die Büchsen zu übertragen.

Die **Kühlung** muß derart durchgebildet sein, daß ein einseitiges Erwärmen der Zylinder vermieden wird; der Verlauf des Kühlwasserstromes an den Außenseiten wassergekühlter Zylinder soll bei Neuausführungen genau geprüft werden, nötigenfalls an Hand von Modellen mit durchsichtigen Außenwänden und durch Verfolgen der Kühlwasserströmung mittels Zusätzen (Sägespäne o. dgl.).

Die **Kühlung** aller Zylinder soll gleichmäßig erfolgen; die Beherrschung der Kühlwassertemperatur am Ein- und Austritt ist von Wichtigkeit.

In dieser Hinsicht bringen die heute in Verwendung stehenden Thermostaten noch keine vollkommene Lösung dieses Problems; von einem richtig wirkenden Thermostaten wäre zu verlangen, daß er unabhängig von der Motordrehzahl bei einer bestimmten Temperatur öffnet bzw. schließt; Abb. 105 zeigt, wie weit untersuchte Thermostaten von diesem Zustand entfernt sind.

a) Gestaltung.

Bei der Gestaltung der Zylinder muß getrachtet werden, Verformungen derselben unter dem Einfluß der Betriebskräfte und -temperaturen möglichst auszuschalten.

Sind die Zylinder mit dem Block zusammengelassen, so ist der Kräftefluß von den Zylinderkopfschrauben zu den Pleuellagern genau zu verfolgen; der ganze Block ist so steif auszubilden, daß durch das Anziehen der Zylinderkopfschrauben kein Verziehen der Zylinderlaufbahnen erfolgen kann.

Zu enge Wasserkanäle zwischen den einzelnen Zylindern behindern den Kühlwasserumlauf; auch kann an engen Durchtrittsstellen der Kernsand festbrennen und beim Putzen des Gußstückes nur unvollkommen entfernt werden; dies verschlechtert den Wärmeübergang und führt zu ungleichen Temperaturen an der Lauffläche sowie zum Verziehen des Zylinders; enge Kanäle setzen sich überdies im Betrieb auch leicht mit Kesselstein zu.

Auch das unmittelbare Zusammengießen von zwei oder mehreren Zylindern zu dem Zweck, die Baulänge der Maschine zu verkürzen, ist für das Verschleißverhalten ungünstig; denn auch diese Konstruktion bewirkt ungleichmäßige Kühlung, damit ungleiche Wärmedehnungen und Verformungen der Zylinder.

Ebenso wie bei wassergekühlten ist auch bei luftgekühlten Zylindern große Sorgfalt auf die Durchbildung der Kühlung zu verwenden; denn gerade hier können Verformungen infolge einseitiger Kühlung sehr leicht eintreten. Unrichtige Anordnung der Kühlrippen und mangelhafte Führung der Kühlluft können die Ursache hierfür sein. Die Strömung der Kühlluft um die Zylinder ist am besten mittels Rauchfäden zu verfolgen [12].

Zylinder- und Ringverschleiß werden gleichzeitig von der axialen Höhe der Kolbenringe beeinflusst. — Versuche zur Klärung dieses Einflusses wurden von WILLIAMS [13] systematisch einmal bei dauernd gleichbleibender Belastung und hoher Kühlwassertemperatur, also unter günstigen Belastungsverhältnissen, ein anderes mal bei stark wechselnder Belastung und Kühlung, also unter ungünstigen Betriebsverhältnissen, durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen die Abb. 106 und 107. Beim Vergleich der beiden Abbildungen ist der verschiedene Maßstab für den beobachteten Verschleiß zu berücksichtigen.

Sehr schmale Ringe geben unter weniger günstigen Verhältnissen übermäßig hohe Verschleißziffern; Vergrößern der axialen Ringhöhe setzt den Verschleiß zunächst stark herab, bei größeren Ringhöhen wird der Einfluß einer weiteren Vergrößerung aber geringer.

Zwischen günstigem Verschleißverhalten und den sonstigen Anforderungen an

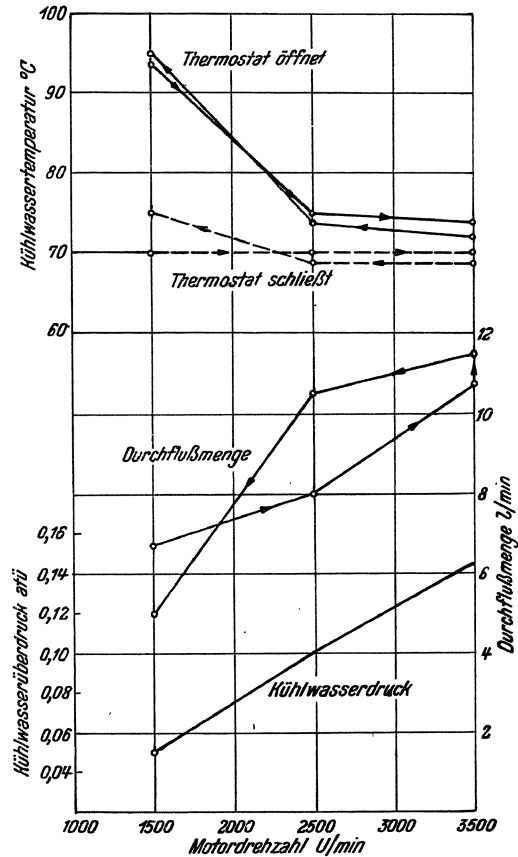


Abb. 105. Arbeitsweise geprüfter Thermostaten.

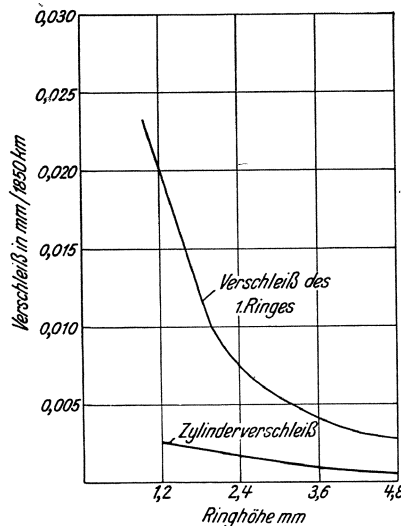


Abb. 106.

Abhängigkeit des Verschleißes von Kolbenringen und Zylindern von der axialen Höhe der Kolbenringe (nach WILLIAMS [13]) bei gleichbleibender Belastung $n = 1600$ U/min, $p_e = 4$ kg/cm²; max. Temperatur der Zylinderwandung 77°C.

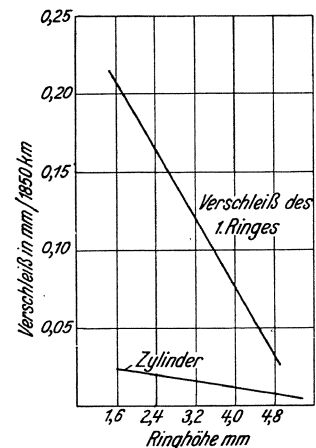


Abb. 107.

bei wechselnder Belastung und wechselnder Zylindertemperatur

den Kolbenring wird aber ein Kompromiß hinsichtlich der Ringhöhe geschlossen werden müssen; denn höhere Ringe bringen naturgemäß auch wieder Nachteile mit sich. Die Vergrößerung des Ringgewichtes und der Bauhöhe des Kolbens, damit auch des Kolbengewichtes und der Bauhöhe der ganzen Maschine sind nur bis zu einem gewissen Grade tragbar. Bei sehr raschlaufenden Maschinen beschränkt sich die anwendbare Ringhöhe von selbst, da die bei der Verwendung hoher Ringe entstehenden großen Massenkräfte zu rascher Zerstörung der Nutenflanken im Kolben führen würden. Dazu kommen noch die größeren Einlaufschwierigkeiten des achsial höheren Ringes, sowie die erhöhte Ringreibungarbeit, die mit dem zu beobachtenden Verschleiß nicht unmittelbar zusammenhängt. Endlich vermehren achsial hohe Ringe die Neigung zum Flattern.

Es wird daher die Wahl der Ringhöhe wohl zu erwägen sein; unter Umständen kann es auch vorteilhaft sein, den obersten Ring höher zu wählen als die übrigen Ringe; denn ein höherer Ring führt mehr Wärme aus dem Kolben ab, als ein niedriger Ring. Der hohe Ring setzt daher die Temperatur der Kolbenringpartie herab und hat damit günstigere Arbeitsbedingungen zur Folge.

Das Abrunden der Ringkanten, insbesondere der oberen Kante des obersten Ringes, bringt ein Absinken des Verschleißes von Ring und — bei achsial niedrigen Ringen — auch des Zylinders mit sich. Doch verschwindet die Abrundung infolge des Ringverschleißes allmählich; die verschleißmindernde Wirkung ist also nur vorübergehend. — Ringe mit abgerundeten Kanten neigen dagegen stärker zum Flattern als scharfkantige.

Es ist auch noch darauf hinzuweisen, daß unsachgemäße Montage der Kolben, also schiefe Lage im Zylinder, unsachgemäßer Einbau der Kolbenringe, so vor allem zu geringes Spiel im Stoß oder Klemmen in den Ringnuten, ebenso wie unkorrekter Einbau der Zylinderbuchsen zu außerordentlich großem Zylinderverschleiß führen. Trotz der Selbstverständlichkeit dieser Auswirkungen ist es angebracht, besonders darauf hinzuweisen, denn solche Fälle eines fehlerhaften Zusammenbaues werden sehr häufig beobachtet.

b) Werkstoffe.

Um das Verschleißverhalten von Graugußzylindern zu verbessern, wurde zunächst bei rein perlitischer Gefügeausbildung die Härte der Buchse gesteigert. Innerhalb recht weiter Grenzen gibt nun sicherlich die Härte einen gewissen Anhalt für die Gefügeausbildung; so wird z. B. ein Gußeisen mit etwa 140 Brinell stark ferritisch sein, während ein solches mit etwa 220 Brinell ein gutes feines Perlitgefüge aufweisen dürfte. Die Härte hängt aber nicht nur von der Art der Gefügebestandteile, sondern außerdem in hohem Maß von der Art der Kristallausbildung des Gefüges ab. Diese wieder ist außer von der Art der Erstarrung des Gußteiles und der Analyse auch noch durch andere Einflüsse bedingt, so daß durchaus nicht aus der Härte allein auf ein besseres Lauf- oder Verschleißverhalten geschlossen werden kann; der Herstellungsvorgang muß stets mitberücksichtigt werden.

Das bessere Verschleißverhalten härteren Gusses im Zylinder tritt vor allem dann verstärkt in Erscheinung, wenn der Verschleiß durch Fremdkörper zwischen den Laufflächen von Ringen und Zylindern hervorgerufen wird, gleichgültig, ob es sich um mit der Ansaugluft in den Zylinder gelangten Staub oder um Verunreinigungen des Schmieröls durch Asche oder Ölkohleteilchen handelt. In solchen Fällen haben sich härtere Zylinder stets bewährt. Ein Beispiel hierfür geben auch die in Abb. 108 wiedergegebenen Verschleißversuchsergebnisse an einem raschlaufenden Einzylinder-Dieselmotor mit verschiedenen Zylinderbuchsenwerkstoffen. Ein weiteres Beispiel dafür geben auch die extremen Verhältnisse im Kohlenstaubmotor, bei denen erst die Verwendung hochharter Buchsen erträgliche Verschleißverhältnisse brachte. Bei dieser Maschinenbauart wurde zum Beispiel mit Vorteil verwendet:

Für Kolbenringe ein legierter Guß mit $H_B = 475$ und der Zusammensetzung:

C 2,85 %	P 0,20 %
Mn 1,75 %	Ni 1,20 %
Si 1,00 %	Cr 0,55 %

und für die Zylinderbüchsen: $H_B = 450$ und die Zusammensetzung:

C	3,40 %	P	0,20 %	Mn	5,40 %
Ni	0,10 %	Si	1,00 %		

Die aus dem Gußzustand mitgebrachte Härte von Graugußzylinderlaufbüchsen kann durch Härten oder Vergüten wesentlich gesteigert werden; Voraussetzung hierfür ist die Durchhärbarkeit des betreffenden Gußeisens. — Um diese mit Sicherheit zu gewährleisten, werden für das Vergüten bestimmte Graugußbüchsen mit Chrom, mit Nickel oder mit Nickel und Chrom legiert.

Durch das Abhärten wird das Gefüge der Buchse martensitisch (Abb. 109): die Härte erreicht etwa 500—550 kg/mm² Brinell. Durch das darauffolgende Anlassen — mindestens in der Höhe der zu erwartenden Betriebstemperatur der Buchse an ihrer wärmsten Stelle — sinkt die Härte ab, u. zw. je nach Legierung und Anlaßtemperatur auf 350 bis 450 Brinell; das Gefüge geht in ein martensitisches mit mehr oder weniger Anlassorbit über.

Das Laufverhalten martensitischer Büchsen ist ungünstiger und die Freßneigung größer, als bei perlitischen Büchsen. — Das Verschleißverhalten der Büchsen ist zwar günstig, doch geben vergütete Büchsen, auch wenn durch entsprechende Betriebsverhältnisse die erhöhte Freßneigung nicht zur Geltung kommen kann, kaum einen geringeren Verschleiß, als solche von rein perlitischem Gefüge, da sie gegenüber korrodierenden Angriffen empfindlicher sind.

Einfluß der Legierung (vgl. Abb. 108 u. 110): Chrom und Molybdän, daneben auch Vanadin, wirken sich auf das Verschleißverhalten auch von nicht vergüteten Graugußzylinderlaufbüchsen günstig aus. Die Wirkung dürfte außer auf die Gefügeverfeinerung, die das Legieren mit diesen Elementen zur Folge hat, auch auf die Karbidbildung durch diese zurückzuführen sein. Diese Karbide zeichnen sich durch große Verschleißfestigkeit und hohe Temperaturbeständigkeit aus; daher tritt ihr Einfluß besonders bei höherer Temperatur in Erscheinung.

Nickel hat weder allein, noch in Verbindung mit Chrom eine besonders verschleißhemmende Wirkung; doch verfeinert es das Gefüge und setzt die Wandstärkenempfind-

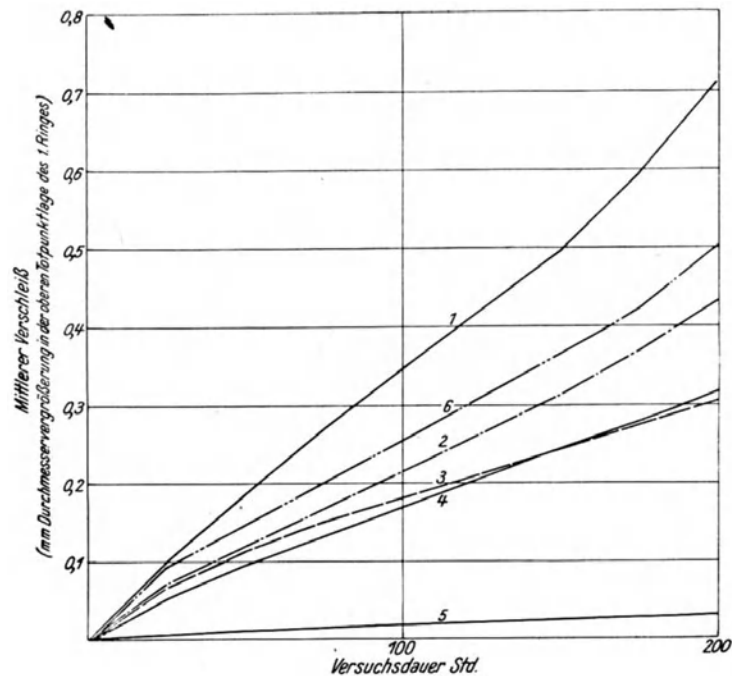


Abb. 108. Einfluß von Härte und Legierung von Zylinderwerkstoffen auf den Zylinderverschleiß.

Versuchsmotor: 1-Zylinder-Vorkammer-Dieselmotor

$D = 100$, $S = 130$, $n = 1700$.

Kühlwassertemperatur: 65° Eintritt.

75° Austritt.

Staubzusatz: 350 g Quarzstaub je m³; Wirbelölfilter.

1... Sandgußbuchse: $H_B = 207$; unlegiert; 0,32 P.

2... Schleudergußbuchse: $H_B = 244$; legiert 0,47 Cr, 0,62 Mo; 0,39 P.

3... „ „ $H_B = 296$; legiert 1,07 Cr, 0,77 P („Loded Iron“).

4... „ „ $H_B = 373$; wie 6, jedoch vergütet.

5... „ „ hartverchromt (glanzverchromt).

6... „ „ $H_B = 215$; legiert 0,42 Cr; 0,34 P.



Abb. 109. Martensitisches Gefüge einer vergüteten Schleudergußbuchse. $H_B = 415$.

lichkeit herab, wodurch einheitliche Werkstoffeigenschaften über das ganze Gußstück erzielt werden können.

Abb. 110 gibt den Verschleiß in den Zylindern großer Zweitaktschiffsdieselmotoren gleicher Bauart wieder, die z. T. mit unlegierten, z. T. mit vanadinlegierten Zylinderlaufbuchsen ausgerüstet waren; der Unterschied zwischen den beiden ist auffallend.

Von besonderem Einfluß auf den zu beobachtenden Verschleiß ist der Phosphorgehalt der Zylinderlaufbuchsen; es hängt dies offenbar mit der Art der Abscheidung des harten Phosphideutektikums im Gefüge zusammen; die bei höheren Phosphorgehalten netzförmige Verteilung desselben bewirkt dabei jene günstige Heterogenität des Gefüges, wie sie für Lagermetalle erwünscht ist.

Dem verbesserten Verschleißverhalten hochphosphorhaltigen Graugusses (die verbessernde Wirkung reicht bis etwa 0,7% P) sind aber verschlechterte Festigkeitseigenschaften zugeordnet. Bei hochbeanspruchten Buchsen ist daher

Vorsicht beim Steigern des Phosphorgehaltes geboten.

Von guter Verschleißfestigkeit haben sich die in England unter der Bezeichnung „Loded Iron“ entwickelten Gußeisensorten erwiesen; auch diese sind im Gefüge reinperlitisch; bei hohen Chromgehalten von 1—3,5% wird das perlitische Gefüge durch hohe Si-Gehalte, die 3—7% erreichen können, erzwungen. Entsprechend der sehr weitgehenden Gefügeverfeinerung liegt die Härte im Gußzustand bei diesen Eisensorten bei 280 bis 300 Brinell; mit sehr gesteigertem Chromgehalt läßt sich auch noch eine Härte von 400 Brinell bei — was sehr wichtig und bemerkenswert ist — guter Bearbeitbarkeit — erreichen.

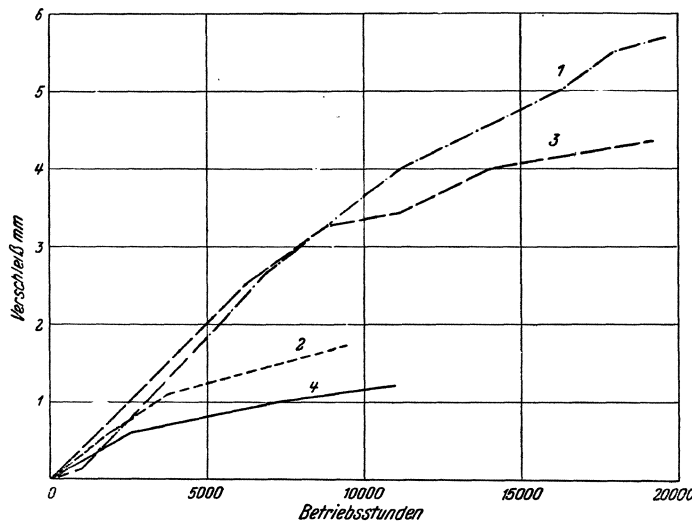


Abb. 110. Verschleiß in unlegierten und vanadinlegierten Zylinderlaufbuchsen von Zweitakt-Schiffsdieselmotoren ($D = 600$, $S = 1600$, $n = 103$).

- 1... MS. Schildra. Schichau-Sulzer-Motor; 1. Satz Laufbuchsen, hergestellt und eingebaut bei Schichau-Danzig. Juli 1927 — April 1930.
- 2... wie 1.—2. Satz Buchsen, Vanadineisen, hergestellt bei Sulzer, eingebaut in Channel Dry Docks. April 1930.
- 3... MS. Atlantic. Armstrong-Sulzer-Motor. — 2. Satz Laufbuchsen, hergestellt bei Sulzer, eingebaut bei Wilton, Rotterdam, August 1927 — Mai 1930.
- 4... MS. Kinn. Armstrong-Sulzer-Motor. 1. Satz Laufbuchsen, Vanadineisen, hergestellt bei Sulzer, eingebaut bei Armstrong, August 1930.

Der Widerstand gegen korrodierende Angriffe steigt mit steigendem Si- und Chromgehalt. — Besonders günstig ist das Einlaufverhalten der „Loded Iron“-Sorten.

Um dem Korrosionsangriff als einem der maßgebenden Verschleißfaktoren in den Zylindern zu begegnen, werden — vornehmlich in England — auch Buchsen aus austenitischem Guß verwendet, wobei sich die folgenden Legierungen finden:

Nr.	Werkstoff	C _{ges}	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	P
1	Hypocrode . .	max 3,1	1,3—2,0	0,75—1,25	4,5—5,5	12,5—14,5	4,0—6,0	max 0,3
2	Nicrositol . .	1,6—2,2	5,0—6,0	0,5—0,8	1,8—3,0	16,0—20,0	—	max 0,3
3	—	2,5—2,75	0,75—2,0	3,75	—	6,5	—	max 0,1
4	Niresist . . .	2,0—2,5	—	—	1,5	12,5	5,0	—

Diese Buchsen weisen im Gußzustand eine Härte von etwa 280—300 Brinell auf; ihre Bearbeitung ist, der Gefügeausbildung entsprechend, ziemlich schwierig. Durch Anlaßhärtung kann die Härte der Buchsen noch weiter gesteigert werden, so z. B. bei der unter 3 angeführten Legierung durch Warmbehandlung bei 500° auf etwa 400 Brinell.

Im Betrieb haben sich diese Buchsen, die auch gegen jeden Korrosionsangriff von der Kühlwasserseite her durchaus geschützt sind, recht gut bewährt; auf ihre Laufeigenschaften nimmt die Graphitbildung bedeutenden Einfluß; ihr Verschleiß ist jedoch unter normalen Betriebsbedingungen gegenüber guten perlitischen Graugußbuchsen

keineswegs so bedeutend herabgesetzt, daß die erheblichen Mehrkosten, welche diese Buchsen verursachen und der erhebliche Aufwand an Legierungsmetallen gerechtfertigt erscheint.

Der als Niresist bezeichnete Werkstoff zeichnet sich durch seinen hohen Wärmeausdehnungskoeffizienten aus; trockene Buchsen aus diesem Werkstoff eignen sich deshalb zum Einbau in Leichtmetallblöcken, da die Ausdehnungskoeffizienten z. B. von Silumin und Niresist fast die gleichen sind. Auch diese Buchsen finden jedoch keine allgemeine Verwendung, denn durch geeignete bauliche und gestaltende Maßnahmen lassen sich auch Grauguß- oder Stahlbuchsen trotz ihrer weiter abweichenden Wärmedehnwerte anstandslos verwenden.

Wie das Gefügebild eines austenitischen Gußeisens (Abb. 111 u. 112) erkennen läßt, ist der Werkstoff, dem niedrigen Kohlenstoffgehalt entsprechend, verhältnismäßig graphitarm; im Grundgefüge finden sich viel freie Karbide, die, im zähen Austenit der Grundmasse eingebettet, die Träger der Verschleißfestigkeit dieser Zylinderwerkstoffe sind.

Weitere Verschleißverminderungen können auch durch Erhöhen der Härte der Laufflächen allein über die dem Gußzustand entsprechende Härte hinaus erzielt werden; hier stehen folgende Verfahren in Verwendung:

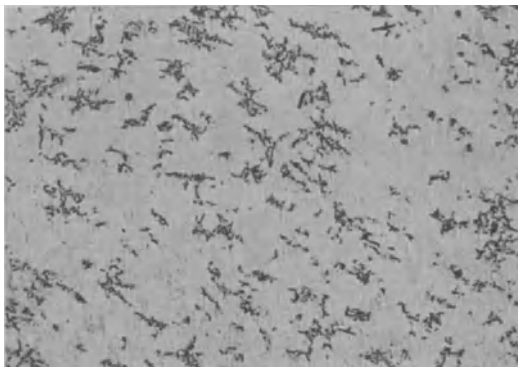


Abb. 111. ungeätzt 100 ×

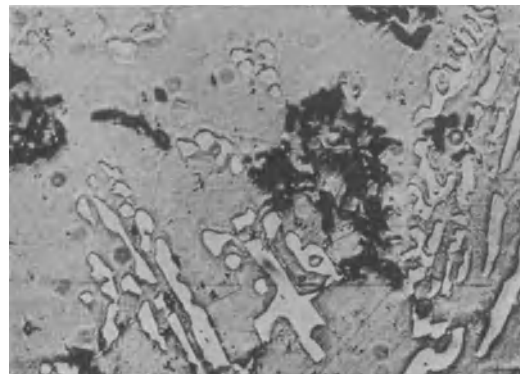


Abb. 112. geätzt 2% alkohol HNO₃ 500 ×.

Gefügebild in einer austenitischen Graugußbuchse.

1. das Oberflächenhärten der Lauffläche
2. das Nitrieren
3. das Hartverchromen.

Durch **Oberflächenhärten** läßt sich an der Lauffläche, u. zw. durch Erzeugen eines martensitischen Härtegefüges, eine Härte von etwa 500 Brinell erzielen; die Härtung erfaßt eine etwa 0,5—1,0 mm starke Oberflächenschicht. Über das Laufverhalten derart gehärteter Buchsen, wofür verschiedene Härtungsverfahren zur Verfügung stehen (autogene Oberflächenhärtung, Härtung nach dem Peddinghausverfahren) liegen noch keine Erfahrungen vor. Sie dürften aber unvergüteten guten perlitischen Buchsen kaum überlegen sein.

Das **Nitrieren** setzt die Verwendung bestimmter, nitrierfähiger Gußsorten voraus. Die Nitrierschicht hat eine Stärke von 0,35—0,55 mm und weist eine Härte von etwa 800 Brinell auf.

Die bisher vorliegenden Erfahrungen mit nitrierten Buchsen widersprechen einander, sind aber zum Großteil günstig. Auch beim Verschleiß nitrierter Zylinder dürfte die Graphitverteilung eine Rolle spielen. Die Verschleißbeständigkeit gegenüber einem Angriff durch Abrieb ist sicherlich wesentlich höher als bei vergüteten Buchsen. Nitrierte Zylinder haben im Fahrzeugmotorenbau bereits ein weites Anwendungsgebiet gefunden.

Die **Hartchromschicht hartverchromter Zylinder** mit einer Härte von etwa 900—1000 Brinell weist hohen Verschleißwiderstand gegen Abrieb und hohe, fast vollkommene Korrosionsbeständigkeit auf. Für das Hartverchromen eignen sich sowohl Grau-

guß- als auch Stahlzylinder; auch hartverchromte Leichtmetallzylinder brachten günstige Ergebnisse. Voraussetzung für ihre Bewährung ist:

absolut festes Haften der Chromschicht am Grundmaterial;
richtige Bemessung des Kolbenspiels,
richtige Schmierung der Zylinder und Verwendung geeigneter Ölsorten, eventuell mit Zusätzen von Kolloidalgraphit, um die mangelnde Ölhafffähigkeit der Chromschicht auszugleichen.

Dem letzteren Mangel der Hartchromschicht trachtet man auch durch Herstellung einer porösen „Matt“-Chromschicht zu begegnen, die in ihren Vertiefungen und Poren das Öl besser halten soll. Dasselbe erreicht man durch mechanisches Aufrauen des Hartchromspiegels (z. B. durch Behandeln im Stahlfunker), um die Ölhaffigkeit zu verbessern und das Einlaufen des Kolbenringes zu beschleunigen. Auch wird manchmal nur das obere, dem Verschleiß am meisten ausgesetzte Drittel des Zylinders hartverchromt, wodurch — insbesondere bei raschlaufenden Dieselmotoren — eine genügende Ölversorgung auch der oberen Zylinderbereiche gewährleistet sein soll. Diese Maßnahmen lassen sich aber in ihren Ergebnissen noch nicht überblicken; das Verchromen der Zylinder nur auf einen Teil ihrer Länge führt überdies zu beträchtlichen Herstellungsschwierigkeiten.

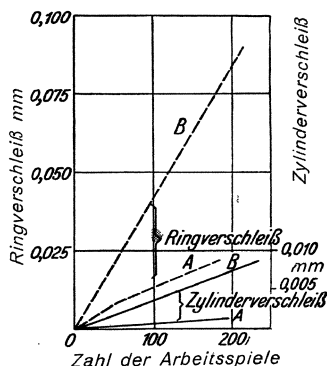


Abb. 113. Kolbenring- und Zylinderverschleiß eines hartverchromten Graugußzylinders im Vergleich mit einem normalen Graugußzylinder.

A hartverchromter Zylinder.

B Graugußzylinder (C_{ges} 3,53,

C_{geb} 0,83 Mn 0,90 Si 1,70 P 0,53). Die Laufzeit wurde wie folgt in regelmäßigem Wechsel in „Arbeitsspiele“ unterteilt; 1 Arbeitsspiel = 5 min Leerlauf + 10 min Vollastlauf + 15 min Abkühlung.

Abb. 113 gibt einen Vergleich zwischen dem Verschleiß in einem unlegierten Graugußzylinder und in einem hartverchromten Zylinder. Die große Überlegenheit des hartverchromten Zylinders erweist sich unter den verschiedensten Arbeitsbedingungen, sowohl bei stark wechselnder Belastung und bei häufigem Kaltstart als auch unter gleichbleibender Last.

Im Schlepperbetrieb haben sich z. T. noch wesentlich günstigere Werte für den hartverchromten Zylinder ergeben; der gemessene Verschleiß betrug $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{30}$ des Verschleißes im Graugußzylinder. Bemerkenswert ist das starke Absinken auch des Kolbenringverschleißes beim Arbeiten im hartverchromten Zylinder.

Während im Fahrzeugmotor das Hartverchromen nur zögernd Fuß faßt, hat es sich im Schiffsmotorenbau bereits ein weites Anwendungsgebiet gesichert.

Stahlzylinder können zur Erhöhung der Verschleißfestigkeit an den Laufflächen eingesetzt werden, sie können vergütet, hartverchromt oder nitriert werden. Sinngemäß ist das Verschleißverhalten ähnlich wie jenes der gleich behandelten Graugußzylinder.

Die in harten Zylindern verwendeten Kolbenringe werden zweckmäßig den hohen Härten besonders angepaßt. Es ergeben sich nämlich unter diesen Umständen besonders lange Einlaufzeiten für die Ringe, ja es ist praktisch überhaupt kein Einlaufverschleiß zu beobachten. Kunstharzüberzüge, denen auch noch Schmierstoffe wie Graphit oder Aluminiumstaub oder schmirgelnde Stoffe usw. beigemischt werden können, haben sich, als dünne Einlaufschichten auf den Laufflächen der Kolbenringe aufgetragen, gut bewährt. (Vgl. Abschn. 6, S. 66).

Um den Verschleiß in Kraftwagenmotoren, vor allem in Ottomotoren, wirksam zu bekämpfen, empfiehlt TAUB [14, 15] die folgenden Maßnahmen:

- Regelung der Kühlwassertemperatur mit Hilfe wirksamer Thermostaten; die Kühlwassertemperatur soll auf mindestens 62° C, besser aber auf 75° C gehalten werden.
- Wirksame Bekämpfung des Gasdurchtrittes an den Kolbenringen.
- Kräftige Belüftung des Kurbelraumes, um die schädlichen Folgen des Durchblasens durch die Kolbenringe zu mildern.
- Gleichmäßige und reichliche Schmierung der Zylinderlaufflächen.

e) Regelung des Ölverbrauchs der Maschine durch Kolbenringe mit entsprechender Wirksamkeit und nicht durch Drosselung der Ölmenge an jenen Stellen, von welchen aus die Förderung des Öls in die Zylinder erfolgt.

f) Betrieb der Maschine mit möglichst armem Gemisch.

g) Verwendung eines Brennstoffes mit richtigen Verdampfungseigenschaften.

h) Möglichst hohe Temperatur der Zylinderwandungen.

i) Möglichst genaue, nicht willkürlich verstellbare Einstellung der Zündung.

Das günstige Verschleißverhalten bei der angegebenen reichlichen Schmierung wird damit erklärt, daß sich bei dieser innerhalb der Kolbenringdichtung stets genügend Frischöl befindet, wodurch für eine ausreichende Schmierung der Gleitflächen von Kolbenringen und Zylindern gesorgt ist; schmiert man dagegen sparsam bei geringer Abstreifwirkung der Ringe, so tritt an den Ringen kein entsprechender Ölwechsel ein und es wird dauernd das gleiche Öl innerhalb der Ringe hin- und herbewegt.

Die kräftige Belüftung des Kurbelraumes führt zu bedeutend längerer Erhaltung der günstigen Eigenschaften des Schmieröls. Fehlt die Belüftung, so tritt unter Umständen eine sehr rasche Verschlechterung des Öles ein, zu welcher manche Ölsorten besonders neigen; die Folge ist erhöhter Verschleiß. Manche rätselhafte Verschleißerscheinung in Motorenzylindern dürfte auf diesen Umstand zurückzuführen sein.

Bei Fahrzeugmotoren aller Art, besonders aber bei Schleppermotoren, haben sich als wichtige Zusatzeinrichtungen zur Erhöhung der Betriebssicherheit wirksame Luft- und Ölfilter erwiesen. Der Verschleiß der Zylinderlaufbuchsen und auch der Lager wird vor allem bei landwirtschaftlichen Schleppern in erster Linie durch die mit der Ansaugluft in den Motor geratene Staubmenge bedingt. Die in der Luft enthaltene Staubmengen sind besonders auf trockenen Böden sehr erheblich: Werte von 160 g/m^3 in der Höhe von 1 m über dem Boden sind durchaus nicht selten. Da der Staubgehalt der Luft mit steigender Erhebung über dem Boden nach einer Hyperbel abnimmt, ist es daher immer von Vorteil, wenn bei Schleppern die Ansaugluft mittels eines nach oben gerichteten, längeren Ansaugrohres höheren und damit staubfreieren Luftschichten entnommen wird. — Auch bei Triebwagenmotoren wird aus denselben Gründen die Ansaugluftleitung zum Dach des Wagens geführt.

Vielfach zu wenig beachtet wird die Frage des Schmierölfilters. Da in der Landwirtschaft die Betriebsstoffe vielfach nicht in der gleichen Reinheit wie z. B. an Tankstellen zur Verfügung stehen, ist das Vorhandensein von wirksamen Filtern, sowohl für das Schmieröl, als auch für den Kraftstoff eine Vorbedingung für lange Lebensdauer der Maschine. Beim Zerlegen von Schleppermotoren zeigen sich in der Ölwanne stets ziemlich bedeutende Mengen von Fremdstoffen. Es ist daher auch zweckmäßig, den Kurbelgehäuseentlüfter als Luftfilter auszuführen, da sonst durch diesen erhebliche Staubmengen in den Motor gelangen können.

Neben der Filterung von Luft, Öl und Kraftstoff ist auch die Kühlwassertemperatur von größter Bedeutung: Regelung der Kühlwassertemperatur durch Thermostaten oder Kühlwasserthermometer mit Kühlerjalousien sollen daher bei keinem Schlepper fehlen.

c) Korrosion an den Außenseiten von Zylinderlaufbuchsen.

Eine Zerstörung, die u. U. sehr rasch fortschreiten und erhebliche Schäden verursachen kann, tritt an der dem Kühlwasser ausgesetzten Außenseite von Zylinderlaufbuchsen auf. Durch Korrosionsangriffe erscheinen hier tiefgreifende, rasch fortschreitende Anfressungen an kleineren oder größeren Teilen dieser Oberflächen (Abb. 114).

Derartige Korrosionserscheinungen zeigen sich vor allem an den Zylindern seewassergekühlter Maschinen; doch auch bei Verwendung von verunreinigten Flußwässern, von Brackwasser oder von manchen stark salzhaltigen Wässern treten ähnliche Erscheinungen auf. Besteht die Möglichkeit, daß sich innerhalb des Motors ein elektrischer Stromkreis ausbildet, so kann auch darin die Ursache für diese Zerstörungen gelegen sein.

Der Korrosionsangriff erfolgt stets an jenen Stellen, wo das Kühlwasser tote Winkel oder stehende Wirbel bildet und wo damit Gelegenheit zum Ansetzen von Luftblasen gegeben ist. Der Angriff ist besonders stark, wenn das Kühlwasser reichlich Luft mitführt und befällt in erster Linie die heißesten Teile der Zylinderlaufbuchse.

Eine Abwehr dieser Zerstörungen erfolgt durch kathodischen Schutz der Zylinder. Die gefährdeten Stellen werden kathodisch polarisiert, so daß hier ein Angriff nicht stattfinden kann; als Elektrolyt im Element wirkt das angreifende Kühlwasser.

Die kathodische Polarisierung kann erzielt werden:

a) Durch Anlegen eines Gleichstromes aus einer äußeren Stromquelle

b) durch Berührung mit unedleren, d. h. in der Spannungsreihe niedriger gelegenen Metallen.

Die Stromdichte muß an der zu schützenden Oberfläche ein gewisses Mindestmaß erreichen, um wirksam zu sein. Für die Sicherung von Eisen in Seewasser beträgt die erforderliche Stromdichte $105 \cdot 10^{-8} \text{ A/cm}^2$; dementsprechend ist zu wählen:

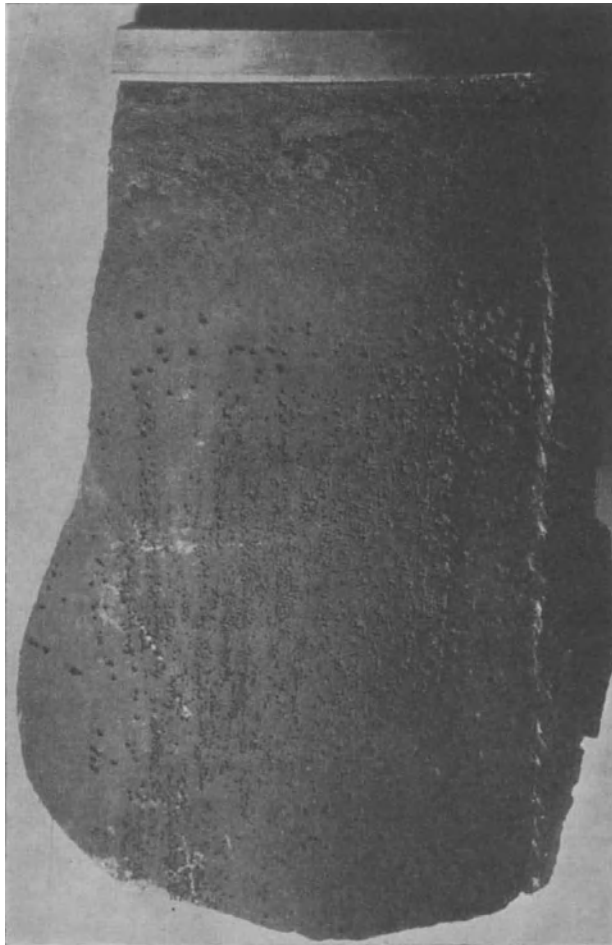
im Falle a): die Stromstärke

im Falle b): die Abmessung der Anodenfläche und ihre Entfernung von der Kathode unter Berücksichtigung des elektrischen Widerstandes des angreifenden Mittels.

Erfolgt der Schutz des Gußeisens durch Berührung mit Schutzmetallen (vor allem Zink, aber auch Kadmium oder Magnesium), so ist darauf zu achten, daß die Verbindung zwischen den Kontaktmetallen stets gut leitend sein muß und daß das Inlösengehen der Anode nicht durch Bildung von Deckschichten gestört wird. Je geringer die Leitfähigkeit des Elektrolyten, desto größer muß die Oberfläche des Protectors gewählt werden, und umso näher muß diese Anode an die gefährdete Oberfläche gesetzt werden.

Durch sorgfältige Durchbildung der Kühlwasserführung im Kühlraum kann die Neigung zu Korrosionsangriffen stark herabgesetzt werden.

Abb. 114. Zerstörungen durch Korrosion an der Außenseite einer seewassergekühlten Grauguß-Zylinderlaufbuchse.



In Fällen wo die Korrosionsangriffe an den Zylinderlaufbuchsen besonders heftig sind, hilft die Verwendung austenitischer Gußeisensorten, die praktisch vollkommen korrosionsbeständig sind.

6. Oberflächenbehandlung von Kolbenringen.

Neue Kolbenringe laufen wegen der unvollkommenen Berührung mit der Zylinderlauffläche ungünstig und dichten nur mangelhaft ab; bis zum Erreichen des vollen Einlaufzustandes ist dadurch der Ölfilm an der Zylinderwandung gefährdet und die Freßneigung der Ringe erhöht, so daß es unzulässig erscheint, die Maschine sofort voll zu belasten.

Durch Oberflächenbehandlungsverfahren verschiedener Art trachtet man daher, den Einlaufvorgang abzukürzen oder den Ring mit Oberflächenschichten zu überziehen, welche

rasch eine Hilfsauflfläche von entsprechenden Eigenschaften bilden, nach und nach abgetragen werden und allmählich den Grundwerkstoff des Ringes zum Tragen kommen lassen.

Dazu haben sich folgende Oberflächenbehandlungsverfahren herausgebildet und in der Praxis gut bewährt:

a) **Oberflächen-Verschleißschichten:** Die Ringe erhalten Überzüge, welche unter Verwendung eines festhaftenden und ölbeständigen Bindemittels Verschleißmittel, wie feinen Schmirgel oder geschlämmten Ton enthalten; die Schichten werden häufig nach dem Auftragen auch noch festgebrannt. Während des Einlaufens wirkt das Schleifmittel dieser Schichten als Verschleißstaub zwischen Kolbenring und Zylinderlaufläche und bewirkt einen raschen Verschleiß der Oberflächenschichten und damit ein beschleunigtes Einlaufen.

Auch gewisse Ausbildungsformen des durch Phosphatierungsverfahren auf den Ringauflflächen niedergeschlagenen Phosphats können in ähnlicher Weise als Verschleißmittel wirken.

In gleicher Weise wirken auch Oxydüberzüge, welche durch Warmbehandlung der Ringe an deren Oberflächen erzeugt werden können; das während des Einlaufens abgeriebene Oxyd wirkt als Verschleiß- und Poliermittel. Hierher zählt z. B. das Ferroxyd-Verfahren.

b) **Hilfstragflächen** lassen sich vor allem auf günstige Weise mittels metallischer Überzüge erzeugen; bewährt haben sich das Verzinnen, Verbleien, Verkadmieren, daneben auch Verkupfern und Verzinken; ebenso wirken in ähnlicher Weise auch Kunstharz- oder Leimüberzüge mit Zusätzen von Graphit oder Aluminiumstaub u. a. m.

c) Endlich kann das Einlaufverhalten der Ringe auch dadurch gefördert werden, daß das **Ölaufnahmevermögen** der feingedrehten Ringlaufläche verbessert wird; dazu kann die Laufläche in ihrer Struktur durch verschiedene Beiz- oder Ätzverfahren gelockert werden oder es können Niederschläge verschiedener chemischer Verbindungen auf der Laufläche erfolgen; hierher zählt das Phosphatieren, das Sulfidieren und andere Oberflächenbehandlungsverfahren. Besonders wirksam werden solche Schichten, wenn sie an sich selbstschmierende Eigenschaften mitbringen; vielfach wird ihre Wirkung noch durch zusätzliche Graphitüberzüge verbessert.

7. Instandsetzung ausgelaufener Zylinder.

Mit fortschreitendem Verschleiß im Zylinder wachsen die Gasverluste, der Kolben beginnt zu klappern, der Ölverbrauch steigt und die Leistung sinkt ab.

Ist der Verschleiß im Zylinder endlich so weit vorgeschritten, daß der ordnungsmäßige Betrieb des Motors darunter leidet oder in Frage gestellt wird, so muß der Zylinder durch Ausbohren auf ein größeres Nennmaß wieder in Stand gesetzt werden.

Bei Fahrzeugmotoren werden im allgemeinen bis zu dieser Überholung die folgenden Abnutzungsgrenzen am Zylinderdurchmesser zugelassen:

bei Fahrzeug-Ottomotoren bis zu 0,35 mm; das Ausbohren erfolgt um 0,5 mm;

bei Fahrzeug-Dieselmotoren bis zu 0,7—0,8 mm, wodurch ein Aufbohren um 1,0 mm nötig wird.

Die zur Zeit geltenden Normen für den Kraftfahrzeug-Motorenbau sehen vor:

Bei Kraftwagenmotoren ein viermaliges Nachschleifen der Zylinder um je 0,5 mm bis zu einer Gesamtdurchmesserergrößerung von 2,0 mm; bei Krafträdern und Motorfahrzeugen ein dreimaliges Nachschleifen um je 0,5 mm bis zu einer Gesamtdurchmesserergrößerung von 1,5 mm.

Dementsprechend werden auch die Kolbenringe nur in den erwähnten Übergrößen serienmäßig hergestellt.

Jeder Zylinderblock läßt mit Rücksicht auf die vorhandenen Wandstärken ein mehrmaliges Aufbohren zu.

Ist aber das höchstzulässige Maß für das Aufbohren erreicht, so kann durch das Einziehen eines Lauffutters, einer sogenannten „trockenen Buchse“, die Laufläche wieder

hergestellt und die Bohrung wieder auf das ursprüngliche Maß gebracht werden. Diese Art der Wiederinstandsetzung bringt noch den Vorteil mit sich, daß für die trockenen Büchsen hochverschleißfeste Werkstoffe verwendet werden können. Im allgemeinen haben sich für diesen Zweck legierte Graugußbüchsen, vor allem Schleudergußbüchsen, gut bewährt.

Wichtig bei der Verwendung trockener Büchsen ist ein äußerst sorgfältiger Einbau derselben; vor allem ist darauf zu achten, daß der Wärmefluß von der Lauffläche zum Kühlmittel nicht behindert wird, denn jeder Wärmestau in der trockenen Büchse hätte unbedingt erhöhten Verschleiß zur Folge. Es ist deshalb notwendig, daß sowohl die zur Aufnahme der Büchse bestimmte Bohrung im Block als auch die Büchse selbst an ihrer Außenseite möglichst genau und glatt bearbeitet werden und daß die Büchse mit genügendem Preßsitz eingezogen wird. Allerdings darf das Übermaß für die Büchse auch nicht zu groß gewählt werden, weil sonst die Lauffläche selbst unter zu hohen Spannungen steht, was wieder verschleißfördernd wirkt. Bei den üblichen Wandstärken der trockenen Büchsen, die je nach dem Büchsendurchmesser 1,6—2,5 mm beträgt, wird das Übermaß des Büchsenaußendurchmessers D gegenüber der Blockbohrung mit etwa $\frac{D}{1500}$ gewählt, wodurch sich erfahrungsgemäß günstige Verschleißverhältnisse ergeben. — Die Fertigbearbeitung der Laufflächen trockener Büchsen erfolgt nach ihrem Einpressen in den Block, um korrekte Lage der Bohrungen zu gewährleisten.

Schrifttum.

1. BECK: Zylinder- und Kolbenringverschleiß. Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 29. Berlin: VDI-Verlag.
2. v. SCHWARZ, M.: Dünnwandiger Grauguß und sein Abnutzungswiderstand, mit bes. Berücksichtigung der Kolbenringe. Gießerei 1936, S. 257.
3. KNITTEL: Untersuchungen über den Verschleiß von hochwertigem Grauguß und legiertem Grauguß unter Berücksichtigung der an Kolben und Zylinder von Verbrennungsmotoren gestellten Anforderungen, Gießerei 1933. S. 301.
4. SIPP, K.: Verschleiß von gußeisernen Kolbenringen in Rohölmotoren. St. u. E. 1937, S. 42.
5. ENGLISCH: Bemerkenswerte Verschleißvorgänge und Untersuchungen an Kolbenringen und Zylindern. Reibung und Verschleiß. Berlin: VDI-Verlag 1939.
6. SIPP, K.: Zur Frage der Verschleißfestigkeit des Gußeisens. ATZ 1935, S. 280.
7. WALLIGHS und GREGOR: Verschleißerscheinungen verschiedener Automobilzylinderugußeisen. Gießerei 1933, S. 517.
8. MOSER: Verschleiß und dessen Verminderung bei Kolben, Kolbenringen und Zylindern von Kraftfahrzeugen. Vortrag, Tagung der Arbeitsgemeinschaft deutsch. Betriebsing. Stuttgart 1939
9. GRÄFE: Petroleum 1931.
10. HANEMANN und SCHRADER. Atlas Metallographicus. Bd. II. Verlag Bornträger, Berlin 1939.
11. RICARDO: Schnellaufende Verbrennungskraftmaschinen. Springer, Berlin: 1929.
12. BERNDORFER und THOMAS: Einfaches Hilfsmittel zur Sichtbarmachung der Kühlluftströmung bei luftgekühlten Motoren. Luftwissen 1940, S. 101.
13. WILLIAMS: Cylinder Wear. The Autom. Engineer, August 1938.
14. TAUB: Motor Car Engines in England. SAE-Journal. Bd. 42, S. 229.
15. TAUB: Cylinder Bore Wear, The Autom. Engineer, 1939, S. 82.
16. POPPINGA, R.: Verschleiß und Schmierung. Berlin: VDI-Verlag 1942.
17. POPPINGA, R.: Nachweis der Schmierfilmdurchbrechung durch Messen des elektrischen Übergangswiderstandes zwischen Kolbenring und Zylinder. Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 54. Berlin: VDI-Verlag 1941.
18. BROEZE und GRAVESTYEN: Fuel and Wear in Diesel Engines. Motor Ship. London 19 (1938/39) S. 216.
19. BOERLAGE und GRAVESTYEN: Cylinder Wear in Diesel Engines. S. A. E. J. (Transact.) 38 (1936) S. 197.
20. LANE, P. S.: Some Experiences with Wear Testing. Trans. Amer. Foundrymens Ass. 8 (1937) S. 157.
21. BROEZE und HINZE: Diesel Engines and the Worlds Fuel Supply. — Vortrag vor der Diesel Engines Users Assoc. 1938.

II. Kolben.

Der Verschleiß an den Kolben von Verbrennungskraftmaschinen ist — von abnormalen und extremen Fällen abgesehen — sehr gering. Praktisch verschleifen Kolben unter normalen Verhältnissen, unter welchen vor allem eine geregelte und gute Schmie-

rung, sowie gute Filterung der Ansaugluft und des Schmieröls zu verstehen sind, so gut wie gar nicht. Die an den Kolbenauflflächen festzustellenden Maßänderungen betragen auch nach langen Laufzeiten nur wenige Hundertstel Millimeter und sind, soweit solche bei Messungen festgestellt werden, mehr ein Verzug als ein Verschleiß. — Ist z. B. beim Personenwagenmotor der Zylinder mit einem Verschleiß von 0,3—0,35 mm nach etwa 60 000 km für das Ausschleifen reif geworden, so weist der Kolben nach dieser Laufzeit in der Regel einen maximalen Verschleiß von etwa 0,03 mm auf. Der Ersatz der Kolben wird daher in der Regel nicht durch Verschleißerscheinungen an diesem, sondern wegen des Verschleißes der Zylinder und des damit notwendig werdenden Aufbohrens derselben nötig.

Als Gründe für den geringen Verschleiß dieses Bauteiles sind wohl die folgenden anzunehmen:

1. der Flächendruck an den Kolbentragflächen ist nur gering.
2. der Kolben ist stets gut geschmiert, immer wesentlich besser als z. B. die Kolbenringe.
3. auch wenn schmirgelnde Teilchen in nicht zu großer Zahl im Schmieröl vorhanden sind, so betten sich diese meist in dem wesentlich weicheren Kolben ein; sie bewirken dann hohen Verschleiß im Zylinder, während der Kolben selbst vom Verschleiß verschont bleibt.

Auf die Höhe des Kolbenverschleißes nehmen auch die Kühlungsverhältnisse Einfluß; am stärksten wirken sich diese auf den Laufflächenverschleiß, und zwar in mittelbarer Weise, durch die bei ungleichmäßiger Kühlung auftretenden Verformungen des Zylinders aus. Daher verschleifen die Kolben luftgekühlter Maschinen stets stärker als jene von Motoren mit Wasserkühlung.

Starker Verschleiß an den Kolbenauflflächen tritt jedoch dann auf, wenn das Kolbenspiel aus irgendwelchen Gründen zu knapp wird und der Kolben daher zum Fressen kommt. Die Zerstörungen am Kolben und meist auch am Zylinder sind in solchen Fällen fast immer so nachhaltig, daß der Zylinder neu ausgebohrt und der Kolben ausgewechselt werden muß.

Häufig machen sich in unangenehmer Weise Verschleißerscheinungen an den Flanken der Kolbenringnuten von Leichtmetallkolben bemerkbar. Meist sind schmirgelnde Teilchen im Schmieröl die Ursache für diesen Schaden; allerdings kann er auch die Folge von ungenauer oder zu rauher Bearbeitung der Kolbenringnuten selbst, oder der Ringflanken oder auch eines von Anfang an zu groß gewählten axialen Kolbenringspiels sein. Endlich führen auch ungeeignete Werkstoffe und zu hohe Temperaturen in der Kolbenringzone bei ungenügender Warmhärte zum Ausschlagen der Nuten.

Als Verschleißerscheinungen im weiteren Sinn können auch die insbesondere am Kolbenboden und an dessen Rändern auftretenden, durch die Einwirkungen der Kraftstoffe und deren Verbrennungsprodukte bei gleichzeitig sehr hohen Temperaturen hervorgerufenen Korrosionsangriffe angesehen werden. Auch Zerstörungen durch Stichflammen, Ausbrennungen, Ausschmelzungen und Anschmorungen, wie sie bei fehlerhafter Verbrennung vorkommen, zählen hierzu.

1. Kolbenwerkstoffe.

Kolbenwerkstoffe sollen, um den gleichzeitig auftretenden hohen thermischen und mechanischen Beanspruchungen gerecht zu werden, den folgenden Anforderungen genügen:

1. Hinreichende Festigkeit und Härte, bei allen im Betrieb vorkommenden Temperaturen;
2. Hohes Wärmeleitvermögen;
3. Geringes spezifisches Gewicht.
4. Geringe Wärmedehnung.

5. Gute Lauf- und Verschleißigenschaften beim Zusammenarbeiten mit den verschiedenen Zylinderwerkstoffen.

6. Gutes Verschleißverhalten gegenüber der Beanspruchung durch die Kolbenringe an den Flanken der Kolbenringnuten.

7. Wichtig ist überdies die Fähigkeit der Kolbenwerkstoffe, auch noch in Grenzfällen den auftretenden Verschleißbeanspruchungen standzubalten. Sie müssen „Notlaufeigenschaften“ haben, um auch bei trockener Reibung, wenn Schmierung oder Kühlung versagen oder wenn starkes Durchblasen durch die Kolbenringe infolge eines Versagens der letzteren eintritt, weitgehend widerstandsfähig zu bleiben.

Als Kolbenwerkstoffe kommen in Betracht:

Grauguß, Sonderstahlguß und Leichtmetalllegierungen. Vorweg kann aber gesagt werden, daß es heute noch keinen Werkstoff gibt, der alle oben als notwendig oder zweckmäßig erwähnten Eigenschaften gleichzeitig in erwünschtem Maß vereinigen würde.

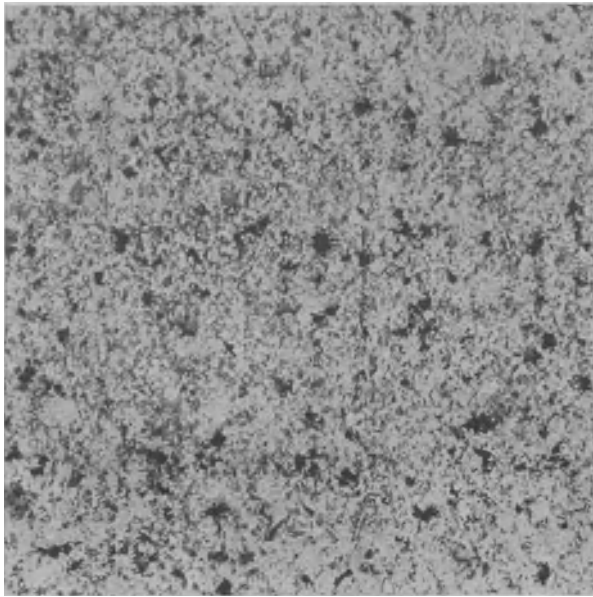


Abb. 115. Geätzt 2% Alkohol HNO₃. — 150 ×. — Stahl-Temperguß (Ford-Stahlguß) vergütet. Temperkohle in sorbitischer Grundmasse

HB . . .	= 212		
C _{ges} . . .	1,61	P . . .	0,09
Si	0,94	S . . .	0,09
Mn	0,99	Cu . . .	1,44

Hochwertiger Kolbengrauguß soll feinkörnig und dicht, das Gefüge soll feinperlisch bis sorbitisch sein. Der hervorragende Verschleißwiderstand dieses Gefüges, verbunden mit dessen ausgezeichneten Laufeigenschaften, sichert dem Graugußkolben lange Lebensdauer, zumal er auch gegen das Ausschlagen der Ringnuten sehr widerstandsfähig ist.

Die Brinellhärte des Graugußkolbens, soll je nach der Wandstärke des Kolbens und der verwendeten Legierung, zwischen 170 und 220 kg/mm² liegen.

Kommt es bei Graugußkolben zum Fressen, so zeigen sich meist sehr scharfe, ziemlich tiefe, wenn auch zumeist örtlich beschränkte Riefenbildungen, welche die Zylinderlauffläche zerstören. Graugußkolben für Fahrzeugmotoren, soweit solche überhaupt noch verwendet werden, werden meist verzinkt, obwohl die schon an sich sehr günstigen Laufeigenschaften des Werkstoffes keine zusätzliche Oberflächenbehandlung erfordern würden; es sollen vielmehr die Gleitflächen für Überlastungsfälle unempfindlicher gemacht werden.

b) Sonderstahlguß.

Bei hoher Festigkeit und sehr günstiger Warmfestigkeit hat dieser Werkstoff auch brauchbare Laufeigenschaften, die durch eine ihm eigentümliche Gefügeausbildung, und zwar Temperkohle in einem sorbitischen Vergütungsgefüge, erzielt werden (Abb. 115).

Eine kritische Betrachtung der Kolbenwerkstoffe in Hinblick auf ihre thermischen und festigkeitsmäßigen Aufgaben ist in Heft 10 gebracht. An dieser Stelle sollen im allgemeinen nur die Lauf- und Verschleißigenschaften eingehender dargelegt werden.

Vergleichende Beobachtungen haben gezeigt, daß unter normalen Bedingungen der Kolbenverschleiß an den Laufflächen vom verwendeten Werkstoff praktisch unabhängig ist — vorausgesetzt natürlich, daß der Kolben werkstoffgerecht richtig ausgeführt ist. Erst bei mangelnder Schmierung treten die Lauf- und Verschleißigenschaften des Kolbenwerkstoffes, bzw. der Werkstoffpaarung Kolben-Zylinder, stärker in den Vordergrund.

a) Grauguß.

Von allen Kolbenwerkstoffen zeigt der Grauguß das günstigste Lauf- und Verschleißverhalten, ferner günstigste Warmhärte und die höchste Warmfestigkeit.

c) Leichtmetalllegierungen.

Zur Herstellung von Leichtmetallkolben finden hauptsächlich Legierungen des Aluminiums, daneben vorläufig in beschränktem Umfang auch jene des Magnesiums Verwendung.

Reinaluminium ist wegen seiner geringen Verschleißfestigkeit für die Kolbenherstellung ungeeignet. Die für die Verwendung als Kolbenwerkstoff notwendige Verschleißfestigkeit gewinnt es aber durch Zulegieren von Kupfer oder von Silizium in höheren Anteilen, daneben durch Hinzufügen kleinerer Mengen von weiteren veredelnden Legierungsmetallen.

Gegenwärtig finden die folgenden Gruppen von Aluminiumlegierungen für Leichtmetallkolben Verwendung:

1. Aluminium-Kupferlegierungen
2. Aluminium-Siliziumlegierungen; unter diesen wieder:
 - a) eutektische
 - b) übereutektische.

Die Übersicht Tafel I gibt eine Zusammenstellung der im Inland verbreiteten Kolbenlegierungen, die sich mit den im Ausland verwendeten praktisch vollkommen decken; auch die für die Beurteilung der einzelnen Werkstoffe wichtigen Kennwerte sind in dieser Übersicht enthalten. In den Abb. 116—123 sind die Gefügebilder einiger kennzeichnender Vertreter der oben angeführten Werkstoffgruppen wiedergegeben.

Das Verschleißverhalten der erwähnten Legierungsgruppen ist recht unterschiedlich. Zwar erweisen sie sich bei niedriger Belastung und einwandfreier Schmierung als ziemlich gleichwertig, doch kann schon der Einfluß verschiedener Schmiermittel sich deutlich bemerkbar machen. Bei zunehmender Gefährdung des Ölfilms, sei es durch steigende Belastung und Erwärmung der Kolben und dadurch verringertes Kolbenspiel oder durch Absinken der Ölviskosität, werden die Unterschiede jedoch beträchtlich und es schneiden dann Legierungen mit einem hohem Anteil verschleißfester Gefügeeinlagerungen ebenso wie jene, bei denen ein kräftiges Tragkristallnetz vorhanden ist, günstig ab.

Neben der Legierung nimmt auch das Herstellungsverfahren auf die Bewährung der Kolben im Betrieb Einfluß.

Leichtmetallkolben werden entweder gegossen oder gepreßt. Das Gießen erfolgt fast ausschließlich in der Kokille. Der Großteil aller heute verwendeten Leichtmetallkolben für Personenwagenmotoren oder für sonstige normale Beanspruchungen ist nach diesem Verfahren hergestellt; Kokillenguß ergibt sehr feines Korn und, bei richtig abgestimmter Kokillwandstärke, auch durchaus dichte Gußstücke.

Das Pressen der Kolben ergibt als Hauptvorteil höhere Festigkeitswerte, größere Zähigkeit und verbesserte Lebensdauer der Kolben; die Verbesserung dieser Eigenschaften wird durch das beim Schmiedevorgang bewirkte Durchkneten des Werkstoffes erzielt und ist daher vom Verschmiedungsgrad abhängig. Die in der Grundmasse eingebetteten Schwermetall- und Siliziumkristalle werden durch das Schmieden zerkleinert und gerundet (Abb. 117, 120); damit steigt auch die Wärmeleitfähigkeit der Werkstoffe. Auf die Verschleißigenschaften scheint das Schmieden ohne größeren Einfluß zu bleiben.

Niedriger Reibungswiderstand und gute Laufeigenschaften werden im allgemeinen mit Leichtmetall-Kolbenwerkstoffen dann erreicht, wenn im Gefüge in einer weicheren, zäheren Grundmasse eine genügende Menge härterer Kristalle fein verteilt eingebettet ist.

1. Bei den Kupfer-Aluminium-Legierungen wird dieses Tragwerk durch die netzartig eingelagerten Kristalle von Kupferaluminid in einer Aluminiumgrundmasse gebildet (Abb. 116—118). Je nach der Höhe des Kupferzusatzes ist die Stärke und Dichte dieses Netzes verschieden. Jene Werkstoffe dieser Gruppe, bei denen die Tragkristalle im Gefüge nur in verhältnismäßig geringer Menge vorhanden sind, neigen zum Schmieren; sie sind daher bei gleitender Reibungsbeanspruchung nur für geringere Belastungen geeignet.

Kolben.

So ist die Y-Legierung gegen Überlastungen wegen ihres Gefügebauaufbaues besonders empfindlich, denn hier ist das aus den Kupferaluminid-Kristallen gebildete Tragnetz nur verhältnismäßig locker. Bei Kolben aus diesen Werkstoffen müssen daher Überlastungen der Gleitflächen besonders sorgfältig verhindert werden.

Aus der Y-Legierung (gegossen) (Abb. 116) lassen sich nur schwer serienmäßig einwandfreie, gleichmäßige Gußteile herstellen. — Durch Vergüten derselben tritt Versprödung und Anrißgefahr ein. Bei im Betrieb auftretenden Störungen wird der Y-Gußkolben in zahlreiche Scherben zertrümmert. Das ist ein schwerer Nachteil dieses Werkstoffes.

Bei der Legierung Y gepreßt (Abb. 117) besteht diese Bruchgefahr nicht; der Hang zum Schmieren wird aber eher noch größer, als bei der gegossenen Y-Legierung.

Die Legierungen RR 53 gegossen und RR 59 gepreßt verhalten sich praktisch gleich wie die entsprechenden Y-Legierungen.

Die Legierung Bohnalite bzw. EC 101, Abb. 118 hat dank ihrem hohen Kupfergehalt ein wesentlich stärkeres Tragkristallnetz als die vorher erwähnten. Diese Legierung ist heute — wenigstens im Ausland — wegen ihrer guten Lauf- und Verschleiß-eigenschaften, bei zugleich guten Festigkeitseigenschaften, am weitesten verbreitet. — Im Inland verbietet ihre Verwendung zur Zeit der hohe Gehalt an Kupfer.

2a) Eutektische Aluminium-Silizium-Legierungen enthalten als Tragnetz feinverteiltes, eutektisch ausgeschiedenes Silizium und daneben je nach der Legierung auch noch einige Schwermetall-Aluminid-Kristalle eingebettet in der Aluminium-Grundmasse (Abb. 119, 120).

Die Legierungen EC 124 und gleichwertige, wie KS 1275 und Nüral 132c, zeigen bereits in gegossenem Zustand gute Festigkeitswerte. Durch das Pressen werden dieselben noch ganz bedeutend gesteigert. Sie haben sich daher auch für größere, verwickeltere und höher beanspruchte Kolben durchgesetzt.

Die eutektischen Si-Kristalle sollen zur Erzielung günstigen Verschleißverhaltens als größere unregelmäßig geformte Kristallite oder Nadeln ausgebildet sein; allzu feine gleichmäßige Verteilung ist weniger günstig.

2b) Noch stärker ist das tragende Kristallnetz in den übereutektischen Aluminium-Silizium-Legierungen ausgebildet; hier finden sich neben dem feinen Eutektikum von

Gefügebilder von Leichtmetall-Kolbenlegierungen.

(Sämtliche geätzt KOH — 150 ×.)

a) Kupfer-Aluminiumlegierungen.

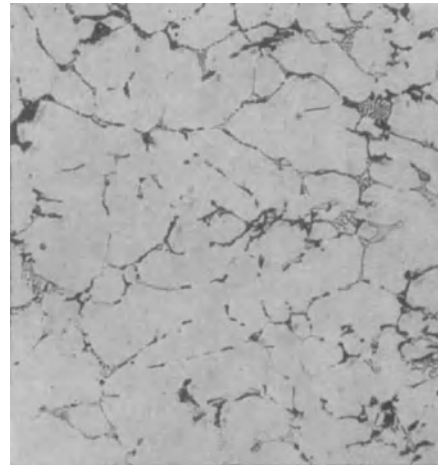


Abb. 116. Legierung EC—Y, gegossen. Etwa 4% Cu, 2% Ni. Weitmaschiges eutektisches Netzwerk (bestehend aus NiCu₂Al-Kristallen, CuAl₂- und NiAl₃-Kristallen in einer Grundmasse aus Al-Mischkristallen.

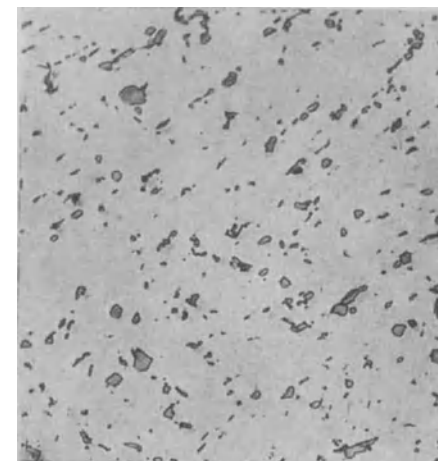


Abb. 117. Legierung EC—Y, gepreßt. — Etwa 4% Cu, 2% Ni.. Gefügebau wie in Abb. 116. Vergleiche den Unterschied in der Größe der Kristalle.

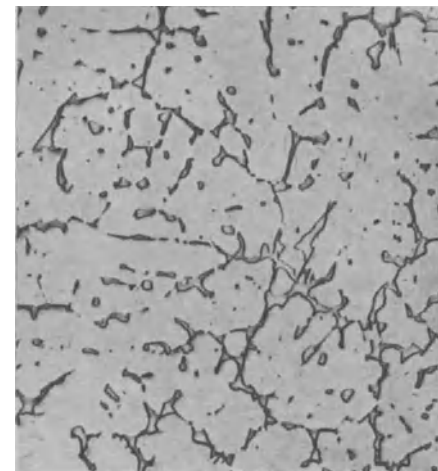


Abb. 118. Legierung EC 101, gegossen. Etwa 10% Cu. Eutektisches Netzwerk von CuAl₂ in einer Grundmasse aus Al-Mischkristallen; stellenweise im Netzwerk Kristallnadeln einer Fe-Cu-Al-Verbindung.

Aluminium und Silizium auch noch zahlreiche gröbere, voreutektisch ausgeschiedene Siliziumkristalle (Abb. 121—123). Vermehrt werden kann die Zahl der harten Tragkristalle auch noch durch Zulegieren von Schwermetallen, die sich in der Form von Aluminiden einlagern. — Es ist aber wichtig, daß die eingelagerten übereutektischen Kristalle nicht zu groß oder in Form von rosettenähnlichen Gebilden angeordnet sind; denn einmal haften sie um so fester in der Grundmasse, je kleiner und gleichmäßiger verteilt sie sind, zum anderen wird durch grobe Kristalle der Wärmefluß durch den Werkstoff behindert.

Gefügebilder von Leichtmetall-Kolbenlegierungen.

(Sämtliche geätzt KHO. — 150 ×.)

b) Eutektische Aluminium-Siliziumlegierungen.

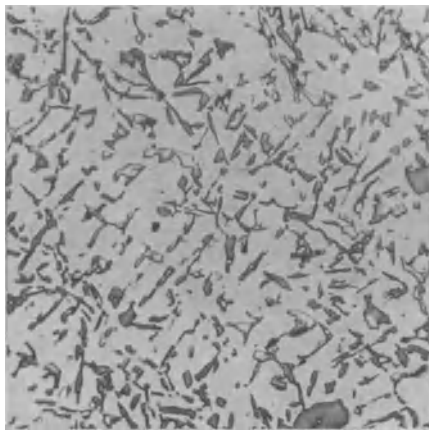


Abb. 119. Legierung EC 124 gegossen. Etwa 12% Si, 1% Cu. Vereinzelte primär ausgeschiedene übereutektische Siliziumkristalle und nadelartige eutektische Siliziumkristalle.

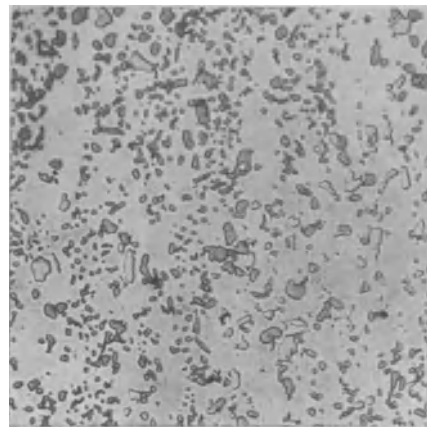


Abb. 120. Legierung EC 124, gepreßt. — Etwa 12% Si —, 1% Cu. — Gefügeaufbau wie in Abb. 119. Vergleiche den Unterschied in der Größe der Kristalle.

Die Legierung KS 280 (gegossen) weist neben den erwähnten günstigen Eigenschaften nur verhältnismäßig niedrige Festigkeitswerte auf, auch ist sie verhältnismäßig spröde und nicht schmiebar.

Die Legierung EC 138 vermeidet diesen Nachteil; sie ist gießbar und preßbar und liegt in bezug auf Wärmeleitfähigkeit wie EC 124, in bezug auf Wärmedehnung ebenso günstig wie KS 280. Durch das Verschmieden werden die eingelagerten gröberen, voreutektischen Siliziumkristalle zerkleinert und gleichmäßiger verteilt, wodurch die physikalischen Eigenschaften und das Verschleißverhalten wesentlich gebessert werden.

Im allgemeinen gilt also folgendes:

Besten Verschleißwiderstand bei geringster Neigung zum Schmieren und geringster Freßneigung geben übereutektische Aluminium-Silizium-Legierungen. Sie haben daneben den großen Vorteil geringerer Wärmedehnungen, dafür aber den Nachteil schlechterer Wärmeleitfähigkeit. Ihre Festigkeitswerte reichen hin.

Eutektische Silizium-Aluminium-Legierungen haben etwas geringere Verschleißfestigkeit als die vorgenannten, ihr Ausdehnungskoeffizient ist ungünstiger. Die Festigkeitswerte liegen etwas höher. Die Neigung zum Schmieren ist gering.

Kupfer-Aluminium-Legierungen haben den Vorteil hoher Wärmeleitfähigkeit und günstiger Festigkeitswerte bei allerdings größerer Wärmedehnung; ihr Verschleißverhalten ist etwas ungünstiger, ihre Neigung zum Schmieren ist groß.

Unter normalen Bedingungen reicht die Verschleißfestigkeit der Aluminium-Kupfer-

Legierungen hin. — Liegen gesteigerte Verschleißbeanspruchungen vor, so wird man Aluminium-Silizium-Legierungen verwenden müssen.

Bei besonders hohen Belastungen, wie z. B. in Flugmotoren, wird man wegen der gesteigerten mechanischen Beanspruchungen geschmiedete Kolben vorziehen und dazu im allgemeinen über-eutektische Aluminium-Silizium-Legierungen wählen. Aber auch für sehr leichte Kolben in Maschinen von höchsten Drehzahlen, wie in Rennwagen- und Sportmotoren, sowie auch in schnelllaufenden Personenwagenmotoren werden sie in steigendem Maß verwendet.

2. Laufeigenschaften von Kolbenlegierungen.

In gleicher Weise, wie dies mit Kolbenringwerkstoffen geschah (vgl. Seite 48), wurden von MOSER [1] auch Kolbenwerkstoffe hinsichtlich ihres Laufverhaltens geprüft.

Die Abb. 124 und 125 zeigen beispielsweise das Reibungsverhalten einer Aluminium-Silizium-Kolbenlegierung auf Zylinderguß bzw. auf Zylinder-Chromstahl, u. zw. einmal im gegossenen und einmal im gepreßten Zustand. — Danach gibt der gepreßte Werkstoff unter den hohen beim Versuch gewählten Anpreßdrücken im Graugußzylinder größere Reibwerte, als der gegossene; im Stahlzylinder liegen die Verhältnisse umgekehrt. Diese Unterschiede verschwinden allerdings fast vollständig, wenn die Anpreßdrücke dem wirklichen Motorbetrieb entsprechend niedriger liegen, etwa zwischen 0 und 30 kg/cm². Dies gilt für den ganzen untersuchten Temperaturbereich von etwa 50 bis 200° C.

Ähnliche Schaubilder ergeben sich für alle anderen Leichtmetall-Kolbenwerkstoffe; die Unterschiede zwischen den einzelnen Legierungen sind nur gering.

Abb. 126 gibt das reine Verschleißverhalten von Kolbenwerkstoffen bei Verschleißversuchen wieder, wie sie von KOCH [2] bei trockener Reibung ausgeführt wurden; als Gegenwerkstoff wurde hierbei normaler Zylindergrauguß verwendet.

ZIMMER [3] gelangte zu etwas abweichenden Ergebnissen — vgl. Abb. 127 — was wohl auf die geänderten Bedingungen in der Verschleißmaschine zurückzuführen ist. Bei der Beurteilung der Ergebnisse ist zu berücksichtigen, daß in Abb. 127 nur die Anflächungsdurchmesser von kugelig begrenzten Probeteilen aufgetragen erscheinen; bei Umrechnung auf verschleißte Volumina unterscheiden sich die Werkstoffe stärker voneinander.

Gefügebilder von Leichtmetall-Kolbenlegierungen

(Sämtliche geätzt KHO. — 150 ×.)

c) Übereutektische Aluminium-Siliziumlegierungen.

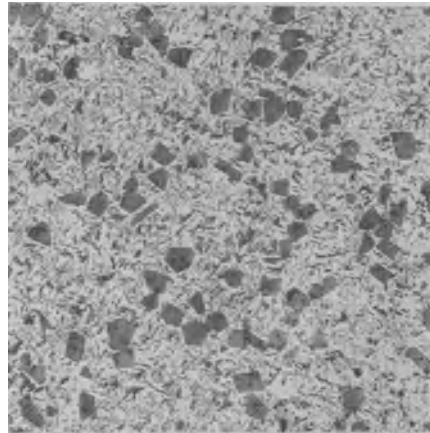


Abb. 121. Legierung KS 280, gegossen. Etwa 20% Si. Primär abgeschiedene Silizium-Kristalle in einem Eutektikum aus Silizium-Schwermetallaluminiden und Aluminiummischkristalle.

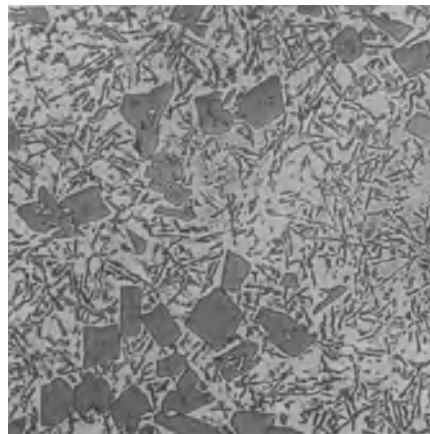


Abb. 122. Legierung „Alusil“. Gegossen. Etwa 20% Si. Gefügeausbildung wie bei Abb. 119.

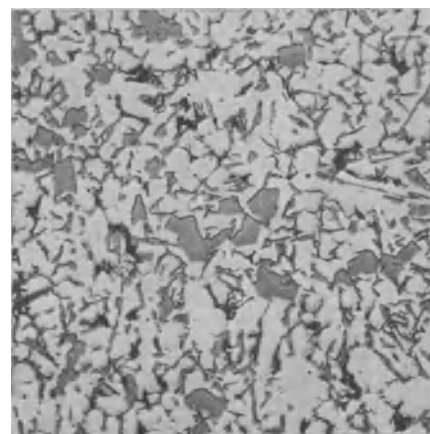


Abb. 123. Legierung EC 138, gegossen. — Etwa 20% Si. Gefügeausbildung wie bei Abb. 121. — Entsprechend dem höheren Gehalt an Mg finden sich zahlreichere feindendritische Kristalle der Zusammensetzung Mg₂Si.

3. Gestaltung, Bearbeitung und Verschleiß.

a) Kolbenringnuten.

Der Verschleiß in den Kolbenringnuten kann, besonders bei Leichtmetallkolben, durch raue Bearbeitung der Ringflanken ganz bedeutend gesteigert werden. Voraussetzung für eine lange Lebensdauer der Nutenflanken ist daher ein sehr sorgfältiges Bearbeiten der Ringflanken, die zumindest geschliffen sein sollen, bei hohen Drehzahlen und hohen Gasdrücken im Zylinder aber geläpft werden müssen.

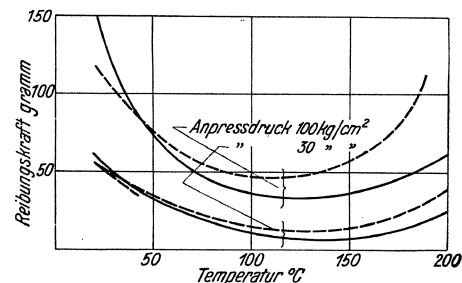
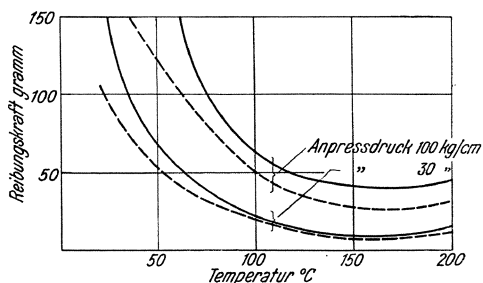
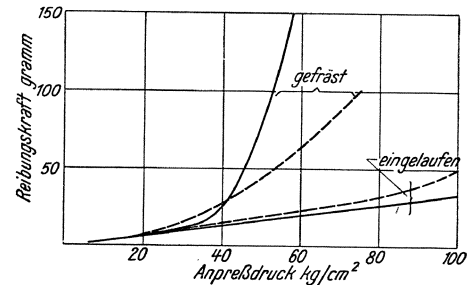
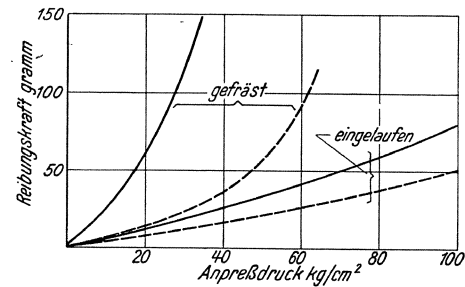


Abb. 124. Gleitverhalten einer eutektischen Al-Si-Legierung auf Grauguß-Zylinderwerkstoff ($H_B = 205$) (nach MOSER).

Oben: Reibungskraft in Abhängigkeit vom Anpreßdruck zu Beginn und Ende des Einlaufens.

Unten: Reibungskraft in Abhängigkeit von der Temperatur bei einem Anpreßdruck von 100 bzw. 30 kg/cm² im eingelaufenen Zustand.

Beide geschmiert; Gleitgeschwindigkeit $v = 6,67$ m/sek.

— gepreßt
- - - - gegossen

Abb. 125. Gleitverhalten einer eutektischen Al-Si-Legierung auf Chromstahl-Zylinderwerkstoff ($H_B = 255$) (nach MOSER).

Oben: Reibungskraft in Abhängigkeit vom Anpreßdruck zu Beginn und Ende des Einlaufens.

Unten: Reibungskraft in Abhängigkeit von der Temperatur bei einem Anpreßdruck von 100 bzw. 30 kg/cm² im eingelaufenen Zustand.

Beide geschmiert; Gleitgeschwindigkeit $v = 6,67$ m/sek.

— gepreßt
- - - - gegossen

Im Kolben müssen überdies die Nuten genau winkelrecht zur Kolbenachse liegen, die Nutenflanken müssen, die Verwendung normaler Ringe vorausgesetzt, genau planparallel und möglichst glatt bearbeitet sein. Das vorgeschriebene axiale Kolbenringspiel in den Nuten muß genau eingehalten werden. Alle diese Punkte sind umso wichtiger, je geringer die Verschleißfestigkeit des Kolbenwerkstoffes ist.

Ein nicht allzu häufiger Schaden, der vornehmlich bei kurzen, gedrängt gebauten Kolbenbauarten auftritt und auf zu schwach bemessene Kolbenringstege zurückzuführen ist, ist das Brechen der Stege. Hier zeigt auch der geschmiedete Kolben keine Überlegenheit gegenüber dem gegossenen, weil die Ringnuten senkrecht zum Faserverlauf eingestochen werden müssen. Richtige konstruktive und werkstatmäßige Ausführung des Nutengrundes unter Vermeidung scharfer Kanten durch gutes Ausrunden hebt die Festigkeit der Ringstege gegenüber Wechselbeanspruchungen ganz bedeutend.

Steife Kolbenbolzen und kleine Augenabstände geben steife Kolben und verringern daher den Verschleiß.

Das Ein- oder Durchbrennen von Kolbenringstegen tritt als Folge gebrochener oder festgebrannter Kolbenringe auf, wenn dieser Mangel während längerer Zeit bestehen bleibt.

Dem größten Verschleiß ist die oberste Kolbenringnut ausgesetzt: hier liegt die Temperatur am höchsten, wodurch die Warmhärte des Leichtmetalls sehr stark abfällt und die Neigung zu Verformungen und der Verschleiß erhöht wird. Hat aber der Ring einmal vermehrtes Spiel, so wird er nicht mehr richtig geführt; als Folge davon steigt der Zylinderverschleiß, der Schmieröl- und der Kraftstoffverbrauch.

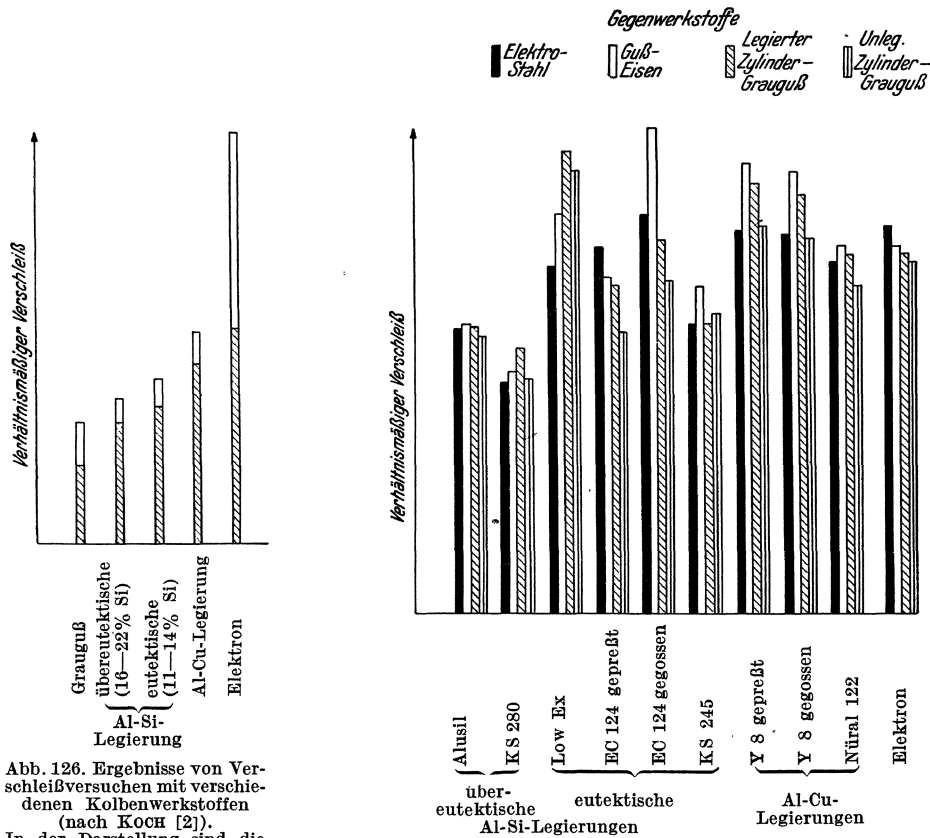


Abb. 126. Ergebnisse von Verschleißversuchen mit verschiedenen Kolbenwerkstoffen (nach KOCH [2]). In der Darstellung sind die Streubereiche bei den Versuchen angedeutet. Gegenwerkstoff: Unlegierter Grauguß.

Abb. 127. Ergebnisse von Verschleißversuchen mit Leichtmetallkolbenlegierungen auf verschiedenen Gegenwerkstoffen an der Niederding-Verschleißmaschine (nach ZIMMER [3]).

Um ein übermäßiges Ausschlagen der Kolbenringnuten von Leichtmetallkolben zu verhindern, werden manchmal eingegossene Ringträger aus Schwermetallen verwendet. Sie sind dort am Platz, wo auf höchste Wirtschaftlichkeit Bedacht genommen werden muß, wie z. B. in Omnibus-, in Ferntransport- und Autobusbetrieben, und in gleicher Weise dort, wo erhöhte Verschleißbeanspruchungen auftreten, wie in Schleppern im Straßenbetrieb oder in der Landwirtschaft, ebenso wie bei Geländefahrzeugen aller Art.

Damit sich die eingegossenen Ringträger nicht lockern, müssen sie ungefähr die gleiche Wärmedehnung besitzen, wie das Leichtmetall; die Zahl der brauchbaren Werkstoffe ist daher beschränkt; es stehen heute für diesen Zweck zur Verfügung:

Bronzen, und zwar Aluminium- und Berylliumbronze; letztere zeigt allerdings kein ganz befriedigendes Verschleißverhalten;

Austenitisches Gußeisen „Niresist“, verwendbar für Kolben aus eutektischen und übereutektischen Aluminium- und Siliziumlegierungen.

Die Oberkante des Ringträgers wird vielfach bis zur Kolbenoberkante heraufgezogen, um den starken Angriff durch die Ölkohle, die sich in den erweichten Kolbenoberteil hineinfrißt, zu unterbinden.

Bei geschmiedeten Kolben werden die Ringträger meist aufgeschrumpft, in neuester Zeit wohl auch mit Erfolg eingepreßt.

b) Kolbenboden.

Der Kolbenboden ist keiner Verschleißbeanspruchung durch Abrieb unterworfen. Doch werden an den Kolbenböden Zerstörungen folgender Art beobachtet:

Durchbrennungen durch den Kolbenboden in Form ausgebrannter Löcher: Durch unrichtigen Verbrennungsablauf entstehen, fallweise in Verbindung mit stärkeren Gasströmungen, Ausschmelzungen im Kolbenboden.

Risse im Kolbenboden: Bei unrichtiger Länge des Brennstrahles in Dieselmotoren werden, vor allem in Vorkammerdieselmotoren, eng begrenzte Zonen des Kolbenbodens sehr stark überhitzt, die nach dem Erkalten leicht einreißen.

Anschmorungen am Kolbenrand: Neigt der Brennstoff zum Klopfen, so ergeben sich infolge des hohen Wärmeüberganges Anbrennungen an den Kolbenbodenrändern. Auch als Folge schlecht arbeitender Zündkerzen, die zum Auftreten von Glühzündungen Anlaß geben, können Anschmorungen am Boden oder Kolbenrand auftreten.

Um Angriffe dieser Art, sowie Korrosionsangriffe u. ä., einzuschränken, muß getrachtet werden, die Temperatur im Kolbenboden möglichst zu senken. Deshalb werden die Kolbenböden mit Vorteil poliert. Dadurch wird auch das Ansetzen von Ölkrusten erschwert, die ihrerseits beim Abbröckeln wieder Anlaß zu erhöhtem Verschleiß an Kolbenringen und Zylindern, in den Kolbenringnuten und schließlich auch am Kolben selbst geben.

Auch ist es günstig, die Kolbenböden zu vernickeln oder zu verchromen; das Aufbringen haltbarer Nickel- oder Chromüberzüge ist auch bei Leichtmetallkolben möglich. Bei den letzteren hat sich auch ein Überzug aus Aluminiumoxyd, das „Eloxieren“ der Böden, bzw. der heißesten Zonen der Kolben bewährt; es wird damit deren Widerstandsfähigkeit in jenen Fällen gehoben, in denen die Betriebstemperatur in diesen Kolbenteilen bis nahe an den unteren Schmelzpunkt der Kolbenlegierung steigt. Die hohe Schmelztemperatur des beim Eloxiervorgang gebildeten Aluminiumoxyds verzögert dann die Bildung von Anschmorstellen. Die Eloxalschutzschicht läßt sich aber nur ganz dünn ausführen und kann in ungünstigen Fällen vom Kraftstoffstrahl durchschlagen werden.

In einzelnen Fällen braucht der Boden von Leichtmetallkolben noch einen besonderen, stärkeren Schutz. Als solcher können sich entweder Schwermetallplatten als Brennplatten als nötig erweisen, die ihrerseits eingegossen oder eingeschraubt werden; oder es kann mit einem Kolben von guten Lauf- und Verschleißigenschaften, z. B. einem Kolben aus einer eutektischen Al-Si-Legierung, eine Bodenplatte von besonderer Wärmebeständigkeit — etwa aus Reinaluminium oder aus Legierung Y nach dem Verbundgußverfahren zusammengegossen werden (sog. Verbundgußkolben). — Auch die Ausführung verbundgepreßter Leichtmetallkolbenböden befindet sich in Entwicklung.

4. Oberflächenbehandlung der Kolben [6. 7].

Die Endbearbeitung neuzeitlicher Kolben erfolgt nach mehreren Vordrehstufen mit zunehmendem Feinheitsgrad der Zerspanung und einem Zwischenglühen zur Beseitigung der Eigenspannungen entweder durch Naßschliff mit feinkörnigen Schleifscheiben oder durch Feinstdrehen mit Diamant oder Hartmetall. Durch den hohen Bearbeitungsgrad ist

der Anfangsverschleiß während der Einlaufperiode nur sehr gering und es tritt dabei keine störende Vergrößerung des sehr eng bemessenen Einbauspieles auf. Dennoch kann es aber während des Einlaufens zu Zerstörungen der Laufflächen in Form örtlicher oder ausgedehnterer Werkstoffüberschiebungen kommen, also zum Drücken oder Fressen der Kolben, wenn die Betriebsbedingungen des Motors nicht vorsichtig gewählt werden (Abb. 128, 129). Während der Einlaufzeit muß die Motorleistung bei nicht zu niedriger Drehzahl, begrenzt bleiben; Öl- und Kühlwassertemperatur müssen auf einer bestimmten Höhe gehalten werden.

Um diese Einschränkungen zu umgehen oder ihre Zeit möglichst abzukürzen, wird das Laufverhalten der Kolben durch Oberflächenbehandlungsverfahren verbessert.

Von einem wirksamen Laufflächenschutz ist folgendes zu verlangen:

- a) hohe Haftfestigkeit durch gute Verankerung im Grundwerkstoff der Kolbenlauffläche.;
- b) günstige Gleiteigenschaften und selbstschmierende Eigenschaften;
- c) möglichst plastische Verformbarkeit ohne Verlust des inneren Zusammenhanges;
- d) Widerstandsfähigkeit gegen Abrieb;
- e) hohes Ölhaltevermögen;
- f) Unlöslichkeit in Schmieröl und flüssigen Kraftstoffen.

a) Eloxieren der Leichtmetallkolben.

Das Eloxieren verwandelt die oberste Schicht des Aluminium-Kolbens in Aluminiumoxyd bzw. Zwischenstufen von Oxyd und Hydroxyd. Der Kolbenwerkstoff verliert damit an der Oberfläche fast vollkommen seinen metallischen Charakter. Die Oberfläche gewinnt durch das Eloxieren ein mineralisch-graues Aussehen, durch das darauffolgende Tränken mit Öl, das eine Voraussetzung für die angestrebte günstige Wirkung dieser Behandlungsart bildet, wird die Oberfläche grünlich, grau bis bräunlich gefärbt.

Die Kolben werden entweder zur Gänze eloxiert, oder die Behandlung erstreckt sich nur auf die besonders heißen Zonen des Kolbens. Die Dicke der gebildeten Eloxalschicht beträgt 0,007—0,012 mm.

Vollständiges Eloxieren mit nachfolgendem Tränken mit Öl bietet dem Leichtmetallkolben Schutz bei ungünstigen Kaltstart- und Schnellstartbedingungen, vor allem bei Motoren, die dabei leicht unter Kraftstoffüberfluß leiden. Diese Eigenschaft ist dem Umstand zuzuschreiben, daß die — entsprechend ausgebildete — Oxydschicht ölaufsaugfähig ist. Diese Ölaufnahmefähigkeit ist offenbar nicht auf eine Porosität der Schicht zurückzuführen, denn Poren sind mikroskopisch nicht nachweisbar; es scheint vielmehr die Aufnahmefähigkeit eine Eigenschaft der gebildeten Oxydkristalle selbst zu sein. Das in der Schicht gespeicherte Öl bietet, solange diese nicht abgelaufen ist, einen gewissen Schutz gegen kurzzeitige Überlastungen.

Wo aber die Eloxalschicht bei zu geringem Spiel des Kolbens unter hohen Drücken auf der Zylinderwandung arbeitet, tritt scharfes Fressen auf, der Laufspiegel des Zylinders wird durch tiefe Riefen aufgerissen. — Der Einlaufvorgang wird durch das Eloxieren nicht beschleunigt.

Nicht verwendbar ist das Eloxieren bei Kolben der Aluminium-Kupfer-Gruppe, sowie bei geschmiedeten Kolben, da bei diesen die Laufeigenschaften durch das Eloxieren be-

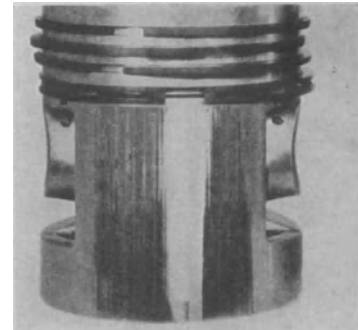


Abb. 128. Freßzerstörungen der Kolbengleitfläche bei Einlauf und Überlastung (streifenartiges Fressen).



Abb. 129. Freßzerstörungen der Kolbengleitfläche bei Kraftstoffüberschwemmung und Kaltstart (pockenartige Freßstellen)

einträchtigt werden. Ebenso ist das Verfahren für Magnesiumkolben nicht anwendbar, da dessen Oxyd keinen haftenden Überzug bildet.

b) Metallische Schutzschichten auf Kolben.

Sogenannte „Notlaufeigenschaften“ können dem Kolben auch durch ein Überziehen der Laufflächen mit gewissen Metallen verliehen werden. Hierzu sind weiche Metalle von niedrigem Schmelzpunkt geeignet. Dieser Überzug kann an örtlichen Druckstellen durch plastisches Verformen ausweichen, bis der Überzug endlich schmilzt, wenn völliges Trockenlaufen schließlich zum Fressen führen will; bei örtlichem Schmelzbeginn kann die Überzugsschicht auch selbst noch schmierend wirken.

α) Verzinnen.

Das Verzinnen, ein äußerst wirksames Mittel zur Verbesserung der Notlaufeigenschaften, erfolgt bei Graugußkolben auf galvanischem Weg, bei Leichtmetallkolben entweder auch auf elektrolytischem Weg oder in haltbarer Weise durch ein Ansiedeverfahren auf chemischem Weg. Dabei wird eine dünne Zinnschicht von etwa 0,01 mm Stärke

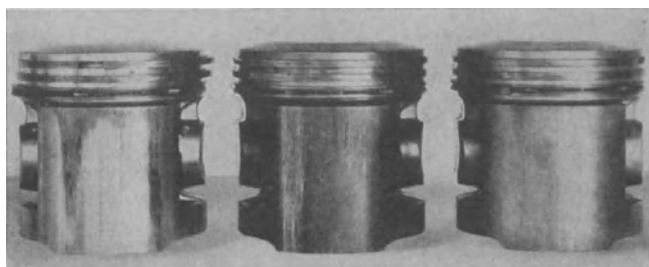


Abb. 130. Schaftflächen verschieden oberflächenbehandelter Kolben aus Al-Si-Legierung nach 20 Kaltstarten bei einer Kühlmitteltemperatur von -10° bis -15°

- a) unbehandelt; gefressen, Pockenbildung,
- b) eloxiert; gefressen, örtlicher Angriff,
- c) verzinkt; leichte Druckstelle links oben.

entweder unmittelbar auf den Kolbenwerkstoff oder auf eine vorher auf der Kolbenoberfläche aufgetragene metallische Zwischenschicht aufgebracht.

Beim Einlaufen lassen diese Zinnschichten schnell ein sattes Anschmiegen erreichen, auch an Stellen, die zu örtlichem Schmierneigen. Die Einlaufzeit neuer Kolben wird damit auf weniger als 1 Stunde herabgedrückt.

Unter Dauerhöchstlast wird die Freßneigung sehr weitgehend vermindert; ebenso zeigt die Verzinnungsschicht beim Kaltstart große Widerstandsfähigkeit (Abb. 130).

Weiter hat die Zinnschicht den Vorteil, daß sich kleine Fremdkörperchen in ihr einbetten und damit unschädlich werden.

β) Kadmium als Laufflächenschutz.

Eine durch galvanischen Niederschlag auf die Gleitflächen von Grauguß- oder Leichtmetallkolben niedergeschlagene Kadmiumschicht zeigt etwa gleiche Notlaufeigenschaften wie eine Zinnschicht.

γ) Verbleien.

Durch chemische Umsetzungsverfahren werden auf der Lauffläche von Leichtmetallkolben Bleischichten von geringer Stärke niedergeschlagen.

Verbleite Kolben zeigen ein ähnlich günstiges Verhalten wie verzinnete Kolben; ja in manchen Fällen zeigen sie sich den letzteren sogar überlegen.

c) Nichtmetallische Schutzschichten.

Graphitierte Kolben.

Obwohl die zur Erzeugung von Schutzschichten auf den Kolben niedergeschlagenen Metallmengen gering sind — etwa 1 g für einen Kolben mittleren Durchmessers bei Fahrzeugmotorkolben — gebietet die zur Zeit gegebene Versorgungslage mit Sparmetallen, in erster

Linie nichtmetallische Schutzschichten zu verwenden umsomehr als diese sich den vorerwähnten als gleichwertig erwiesen haben.

Zum Graphitieren wird nach einem Auflockern durch Beizen der von der Bearbeitung her genügend rauhen Kolbenoberfläche ein Gemenge von kolloidalem Graphit in einer Kunstharzlösung oder einem ähnlichen Bindemittel auf die Kolbenoberfläche aufgespritzt und dann eingebrannt. — Das Verfahren eignet sich für alle Leichtmetalllegierungen und findet, da es sich ausgezeichnet bewährt hat, stets zunehmende Anwendung auch bei der Herstellung größerer Kolben.

Schrifttum.

1. MOSER: Verschleiß und dessen Vermeidung bei Kolben, Kolbenringen und Zylindern von Kraftfahrzeugen. Vortrag Tagung der Arbeitsgemeinschaft. Dtsch. Betriebs-Ing. Stuttgart 1939.
2. KOCH, E.: Verschleißverhalten von Kolbenwerkstoffen. Dissertation. Aachen 1929/31.
3. ZIMMER, R.: Abnutzungsversuche an Hartmetallen, Gußeisen und Leichtmetallen auf der Abnutzungsprüfmaschine von O. Nieberding. Forschungsarbeiten über Metallkunde und Röntgenmetallographie, Folge 18. München 1935, Verlag Hansen.
4. NÜRAL: Technisches Handbuch. Aluminiumwerke Nürnberg G. m. b. H.
5. KOCH, E.: Technisches über EC-Kolben. Mahle-Komm.-Ges. Bad Canstatt.
6. SCHWARZ, H.: Laufflächenschutz bei Leichtmetallkolben als Mittel gegen Drücken und Fressen. MTZ 1941, Heft 12, S. 409.
7. SOMMER, P.: Gleitflächen und Bodenschutzfragen bei Kolben. Jahrb. dtsh. Luftforschung 1939.

III. Luftfilter.

Die Höhe des Staubgehaltes in der Ansaugluft kann die verschiedensten Werte annehmen: Bodengattung, Wind- und Witterungsverhältnisse und endlich bei Fahrzeugmotoren auch die Verwendungsweise des Fahrzeuges nehmen hierauf größten Einfluß. Auf Grund von Erfahrungswerten kann etwa der folgende mittlere Staubgehalt angenommen werden:

Autobahn	0,1 mg/m ³
Landstraße (geteert, asphaltiert)	0,3 „
staubige Nebenstraßen, beim Fahren in	
Kolonne	100 „
Schlepperbetrieb auf trockenem Acker . . .	250 „ und mehr.

Für die Beurteilung des Wertes eines Filters ist neben der Wirksamkeit hinsichtlich der Staubabscheidung auch noch die Höhe des Filterwiderstandes wichtig, da durch diese der Füllungsgrad des Zylinders stark verringert werden kann. Von den heutigen Filterbauarten können Labyrinthfilter und Ringgutfilter unter normalen Verhältnissen, letztere bis zu einem Staubgehalt von 20 mg/m³, verwendet werden. Bei höheren Staubgehalten können nur Naßluftfilter und Ölbadfilter Anspruch auf gute Staubabscheidung und wirksame Reinigung der Ansaugluft erheben.

Naßluftfilter nach Abb. 131 verwenden als Filtermittel mit einem Ölfilm benetzte Labyrinthbleche oder Drahtgeflechte mit Stahlgewebefüllung. Die durch den Filter eingesaugte Luft wird hierbei im Filtermittel vielfach ab- und umgelenkt, wodurch der Staubgehalt der Luft auf dem Ölfilm niedergeschlagen wird. Die Verwendungsdauer solcher Filter ist begrenzt, da das Filtermittel sich infolge des dauernden Staubanfalles zusetzt, der Filterwiderstand sich erhöht und damit die Maschinenleistung abfällt. Durch Auswaschen in Benzin oder anderen fettlösenden Mitteln kann der Filter gereinigt werden; nach neuerlichem Benetzen der Filterflächen mit geeignetem Öl ist der Filter wieder voll verwendungsfähig. — Naßluftfilter finden auch bei sehr hohen Staubgehalten, bis zu 350 mg/m³, vorteilhafte Anwendung.

Ebenso kommen Wirbelöl-Luftfilter dort zur Verwendung, wo der Staubanfall besonders groß ist, wie z. B. beim Geländefahren von Fahrzeugen, beim Fahren in Kolonne, in landwirtschaftlichen Schleppern, in besonders staubigen Gegenden, in Steppen und Wüsten. — Bei dieser Filterbauart wird der Staubgehalt der zu reinigenden Luft nicht

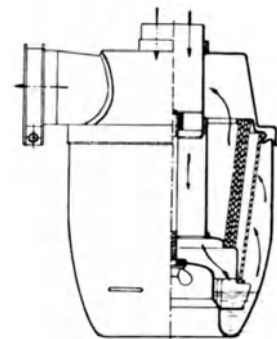


Abb. 131. Schema des Aufbaues und des Strömungsverlaufes in einem Naßluftfilter (Bauart Delhag VB).

durch Labyrinthwirkung ausgeschieden, sondern durch direktes Auswaschen des Staubes aus der Luft in einer besonderen Ölvorlage. Nach Abb. 132 tritt die angesaugte Luft tangential in das Filtergehäuse ein und erteilt der in diesem befindlichen Ölvorlage eine rotierende Bewegung. Diese kreisende Ölschicht muß durch die angesaugte Luft an deren Eintrittsstelle durchbrochen werden, so daß hier ein Vorwaschen der Luft erfolgt. Die anschließende starke Wirbelung ergibt eine weitere innige Berührung zwischen Öl und Luft, wobei der in der letzteren noch enthaltene Staub infolge der Drehbewegung in die Ölschicht geschleudert und dort gebunden wird. Die noch mit Öl beladene Luft wird durch den im Inneren des Filters befindlichen Öfang-einsatz geführt, der so gestaltet ist, daß

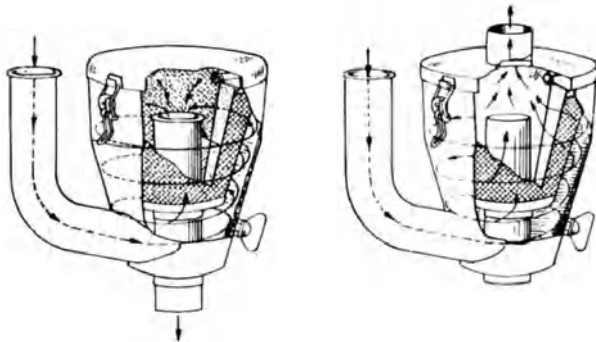


Abb. 132. Schema des Aufbaues und des Strömungsverlaufes in Wirbelölfilters (Bauart Mahle).

die Luft nach dem Durchtritt von allem mitgerissenen Öl befreit ist; der Ölvorrat im Filter wird daher nicht verringert. Die vom Wirbelölfilter aufzunehmende Staubmenge beträgt etwa das 1,5fache Gewicht der Ölvorlage, ehe der Filterwirkungsgrad abzusinken beginnt. Durch Erneuern der Ölvorlage wird der Filter wieder voll wirksam. Als Entstaubungsgrad oder Wirkungsgrad des Filters bezeichnet man das Verhältnis

die Luft nach dem Durchtritt von allem mitgerissenen Öl befreit ist; der Ölvorrat im Filter wird daher nicht verringert. Die vom Wirbelölfilter aufzunehmende Staubmenge

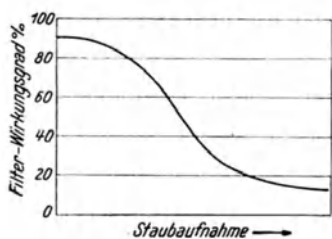


Abb. 133. Kennlinie eines Naßluftfilters.

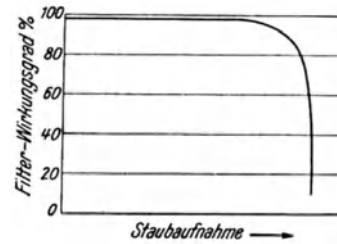


Abb. 134. Kennlinie eines Wirbelölfilters.

beträgt etwa das 1,5fache Gewicht der Ölvorlage, ehe der Filterwirkungsgrad abzusinken beginnt. Durch Erneuern der Ölvorlage wird der Filter wieder voll wirksam.

Als Entstaubungsgrad oder Wirkungsgrad des Filters bezeichnet man das Verhältnis

$$\eta = \frac{\text{Rohstaubmenge} - \text{Reststaubmenge}}{\text{Rohstaubmenge}} \cdot 100\%$$

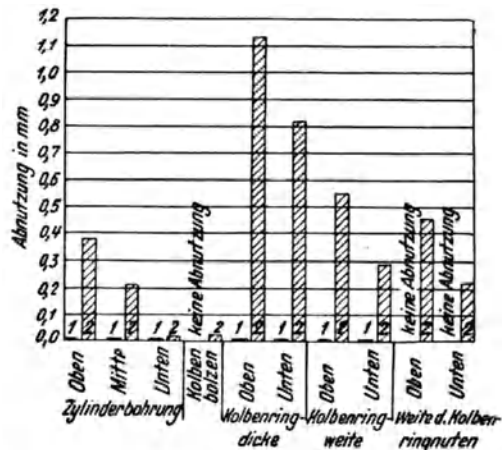
Neben diesem, die Filtergüte kennzeichnenden, Wert spielt auch noch die Staubspeicherfähigkeit des Filters eine Rolle, d. h. sein Vermögen, mehr oder weniger große Mengen des anfallenden Staubes in der Filterschicht zu speichern, ohne daß der Luftdurchgang zu stark gedrosselt wird oder die Filterleistung nachläßt.

Von der Staubspeicherfähigkeit hängt die Aufrechterhaltung der Entstaubungswirkung über eine längere Betriebszeit, die Gleichmäßigkeit des Betriebswiderstandes sowie die Häufigkeit der notwendigen Filterreinigung ab.

Abb. 133 zeigt die Kennlinie eines Naßluftfilters, Abb. 134 jene eines Wirbelölfilters. Während sich bei der ersteren bei andauernder Staubaufnahme eine stete Verschlechterung der Staubabscheidung und ein Absinken des Wirkungsgrades zeigt, bleibt beim Wirbelölfilter der Wirkungsgrad durch längere Zeit gleich, fällt dann allerdings nach Sättigung des Filteröls mit Staub sehr rasch ab.

Voraussetzung für die richtige Wirksamkeit des

Abb. 135. Verschleiß an verschiedenen Motorbauteilen unter gleichen Betriebsverhältnissen. 1 Motor mit Luftfilter, 2 Motor ohne Luftfilter.



Filters bleiben daher in jedem Fall aufmerksame Wartung und Pflege dieses Hilfsbauteiles.

Die Wirkung der Luftfilterung auf den Verschleiß verschiedener Motorbauteile zeigt Abb. 135. (Vgl. auch Abb. 98.)

IV. Ventile, Ventilsitze und Ventilfehrungen.

1. Ventile.

Im Betrieb werden die Ventile einer schlagartig wirkenden Dauerbeanspruchung unterworfen, die im Schaft Zug- und Druckspannungen mit zusatzlichen Biegebeanspruchungen, im Teller Biegebeanspruchungen, im Sitz und am oberen Schaftende Druckbeanspruchungen hervorruft. Die H6he der Beanspruchungen ist von der Formgebung und vom Gewicht des Ventils, ferner von den Beschleunigungsverh'altnissen der Ventilmovement abh'angig. Der Ventilsitz, der Schaft in seiner F'ahrung und das obere Schaftende werden u'berdies auf Verschleil3 beansprucht.

Zu diesen mechanischen Beanspruchungen treten, vor allem beim AuslaBventil, thermische Belastungen von betrachtlicher H6he. Durch die hohen Betriebstemperaturen insbesondere am Ventilsitz bzw. im Ventilteller werden die Werkstoffeigenschaften wesentlich beeinflul3t.

An Teilen des Ventiles, die den Verbrennungsgasen ausgesetzt sind, treten unter Umst'anden auch heftige Korrosionsangriffe auf, die ihrerseits den Verschleil3 am Sitz stark vermehren und weitgehende Zerst6rungen am Teller zur Folge haben k6nnen.

Mehr als bei jedem anderen Motorenbauteil wirkt sich am Ventil jeder Verschleil3 in gesteigerter Beanspruchung und in verschlechterten Arbeitsbedingungen aus, wodurch der weitere Verschleil3 in zunehmendem MaB gesteigert wird und sehr rasch zur vollst'andigen Zerst6rung f'uhren kann.

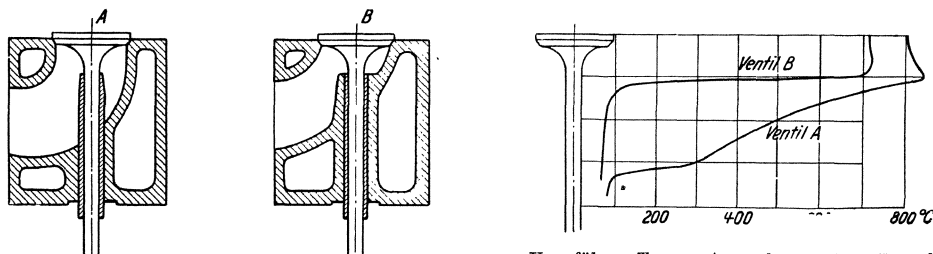


Abb. 136. EinfluB der Gestaltung von Ventilfehrung und Gaskan'alen auf die Temperatur des AuslaBventiles. A ungunstig, B gunstig (nach BANKS).

Kurz zusammengefaBt sind an Ventile, vornehmlich an AuslaBventile, mit R'ucksicht auf ihre Wirkungsweise und Gestaltung die folgenden Anforderungen zu stellen:

1. Die Abdichtung des Zylinderraumes gegenuber dem AuslaB- bzw. EinlaBsystem soll m6glichst vollkommen sein; der gasdichte AbschluB muB auch unter den schwierigsten Arbeitsbedingungen erhalten bleiben.

2. Die Ventilkegel, die Sitze und die benachbarten Gaskan'ale einschlieBlich der Ventilfehrung sind so zu gestalten, daB der GasdurchfluB mit m6glichst geringem Widerstand erfolgen, ferner so, daB die aufgenommene W'arme m6glichst rasch fortgeleitet und abgef'uhrt werden kann (Abb. 136). HeiBe Ventile (etwa mit H6chsttemperaturen im Teller von 800° C) werden immer kurze Lebensdauer aufweisen. Bei Ottomotoren begrenzen sie auch die Maschinenleistung, da sie AnlaB zu Selbstz'undungen und zum Klopfen geben.

3. Das Ventil und sein Antrieb sollen so gestaltet sein, daB nur geringe oder u'berhaupt keine Wartung erforderlich ist, bevor der Zylinderkopf zur Entfernung der angesetzten Kohler'uckst'ande abgenommen werden muB. Dies soll z. B. bei Fahrzeugmotoren im normalen Betrieb erst nach etwa 50 000 km erforderlich werden. Bei Flugzeugmotoren sollen die Ventile zwischen den normalen U'berholungen, also bei hochbeanspruchten Maschinen w'ahrend 350—500 Betriebsstunden keinerlei Wartung erfordern.

Wenn die Ventile im Betrieb nicht zum richtigen Aufsitzen kommen, so wird der W'armeabfluB unterbunden, die Ventile „verbrennen“; dennoch bleibt es u'berraschend, wie lange vielfach die Ventile auch unter solchen erschwerenden Bedingungen noch halbwegs zufriedenstellend weiterarbeiten, bis sie schlieBlich unbrauchbar werden.

Schäden an den Ventilen können durch ungeeignete Werkstoffe, durch Mängel der verwendeten Werkstoffe, durch falsche Verarbeitung derselben oder auch durch fehlerhafte Gestaltung des Ventiles oder dessen Antriebs hervorgerufen werden.

Am häufigsten zeigen sich an Ventilen Störungen durch ungenaues Aufsetzen auf den Sitz unter den im Betrieb herrschenden Bedingungen. Dies kann auf eine ganze Anzahl von Ursachen zurückzuführen sein, am häufigsten wohl auf Verformungen des Sitzes im Block oder im Kopf und auf Abweichungen der Achsenlage zwischen Sitz und Führung, daneben auch auf nicht im Winkel stehende Schaftenden oder nicht rechtwinklig zur Federachse liegende Enden der Ventildedern. — Verformungen des Sitzes können bewirkt werden durch Eigenspannungen in den entsprechenden Gußstücken, die nicht vor der Fertigbearbeitung entfernt wurden, oder auch durch mangelhafte Kühlung insbesondere in der Gegend des Ventilsitzes oder der Gaskanäle.

Aber auch der Ventilkegel selbst kann unter dem Einfluß der Betriebskräfte und -temperaturen Verformungen erleiden. Es ist daher notwendig, den Teller durch seine Formgebung möglichst steif zu machen; Bohrungen oder Schlitze auf der Tellerunterseite, wie sie für das Einschleifen der Ventile häufig vorgesehen werden, sind bei höher beanspruchten Ventilen aus diesem Grund zu vermeiden.

a) Ventilkegelwerkstoffe.

An Ventilwerkstoffe sind (nach Aitchinson [7] u. a.) die folgenden Anforderungen zu stellen:

1. Beste technologische Eigenschaften bis zur höchsten vorkommenden Betriebstemperatur. Hohe Warmfestigkeit und Kerbzähigkeit sind ebenso wichtig, wie hohe Widerstandsfähigkeit gegen Dauerbeanspruchungen.
2. Hoher Widerstand gegen Verzundern und Korrosion, letztere sowohl bei niedrigen Temperaturen als auch gegenüber dem Angriff heißer Verbrennungsgase bis zu Temperaturen von etwa 870° C; gegebenenfalls auch gegenüber jenen von Kraftstoffen mit Antiklopfmittelzusätzen.
3. Die kritische Temperatur härtbarer Stähle soll oberhalb der höchsten Betriebstemperatur liegen, um das Gefüge stabil zu halten und um das Lufthärten mit seinen schädlichen Folgen zu vermeiden.
4. Leichte Schmiedbarkeit und leichte Bearbeitbarkeit.
5. Der Schaft muß genügende Härte besitzen, um in der Ventilfehrung einen genügenden Verschleißwiderstand aufzuweisen.
6. Die technologischen Eigenschaften sollen sich auch durch wiederholte und langzeitige Einwirkungen der höchsten Betriebstemperatur nicht ändern.
7. Die Wärmeleitfähigkeit soll hoch liegen, um — bei günstiger Formgebung — Wärmestau und Überhitzungen zu verhindern.
8. Nach dem Schmieden soll die zur Entfernung der inneren Spannungen notwendig werdende Wärmebehandlung leicht und ohne Gefahr für das Schmiedestück durchführbar sein.

Sofern vorkommende Schäden auf der Verwendung ungeeigneter Werkstoffe beruhen, kann das Versagen in der Mehrzahl der Fälle entweder auf ungenügenden Festigkeitseigenschaften bei Betriebstemperatur oder auf zu geringen Korrosions- und Verzunderungswiderstand zurückgeführt werden.

Als Ventilbaustoffe stehen heute in Verwendung: [1, 2, 4, 5, 6, 8, 9].

1. U n l e g i e r t e K o h l e n s t o f f s t ä h l e. Meist werden die Normstähle St C 3561 und St C 4561 verwendet. Diese Stähle besitzen nur verhältnismäßig geringe Warmfestigkeit und geringe Zunderbeständigkeit; sie sind daher nur für sehr niedrig beanspruchte Ventilkegel geeignet. Ihr Verschleißwiderstand ist den gegebenen Beanspruchungen gegenüber hinreichend.

2. C h r o m n i c k e l s t ä h l e. Der Normstahl VCN 35, daneben bei höheren Beanspruchungen auch der Stahl VCN 45 wurde bis in letzte Zeit in einzelnen Fällen ver-

wendet. Diese Stähle werden zur Herstellung von Ventilen auf etwa 90 kg Festigkeit vergütet. Sie sind den unlegierten Stählen etwas überlegen, doch eignen auch sie sich nur zur Herstellung von thermisch niedrig belasteten Ventilen.

3. Sparstoffarme und sparstofffreie Stähle. Ähnlich wie die vorgenannten können auch die Normstähle VC 135, VMS 135, VMC 140 sowie der Stahl VS 175 verwendet werden.

4. Nickelstähle. Während früher ein 5%iger Nickelstahl für weniger hoch belastete Ventile viel verwendet wurde, wird der Stahl wegen seines hohen Nickelgehaltes heute kaum noch verwendet, da andere, bessere und überdies wirtschaftlichere Stähle zur Verfügung stehen.

5. Grauguß wird für die Auslaß-Ventilteller großer, langsamlaufender Maschinen vielfach verwendet. Vorteilhaft wird er zur Erhöhung der Gefügebeständigkeit mit Chrom und Molybdän legiert. Die Verbindung mit dem Schaft des Ventiles erfolgt durch Aufschrauben und Aufschumpfen, vielfach auch noch durch Vernieten des Schaftes. Auch wird der Schaft unmittelbar in den Teller eingegossen.

Grauguß ist bis zu Temperaturen von etwa 500° zunderbeständig; seine Warmfestigkeit liegt bis zu dieser Beanspruchung ebenso wie sein Verschleißverhalten günstig. — Im Hinblick auf die Gefügebeständigkeit darf aber die Betriebstemperatur im Graugußventilteller dauernd etwa 400° C nicht überschreiten.

6. Chromstähle, etwa von der Zusammensetzung

	C	0,5—0,6
	Mn	0,3
	Si	0,4
	Cr	13,0—16,0
hierzu noch gegebenenfalls	Mo	1,0
und	Co	1,0

zeichnen sich durch gute Warmfestigkeit und gute Zähigkeit aus; Chrom als Träger der Zunderbeständigkeit macht sie bei höheren Gehalten auch für die Verwendung bis zu Temperaturen von etwa 650°, bei gleichzeitiger Legierung mit Molybdän auch bis zu Temperaturen von 750° geeignet, so daß diese Stähle sich auch für die Auslaßventile von Fahrzeugmotoren aller Art, u. zw. für Otto- und Dieselmotoren brauchbar erwiesen. Auch sie wurden aber durch die vorteilhafteren Stähle der folgenden Gruppe in den Hintergrund gedrängt.

7. Chrom-Silizium-Stähle in mehreren Abarten:

	a) — (Silicro 2)	b) Flieg 1545 (SAE Silcrome 1) ¹	c) — (Simo)
C	0,40—0,50	0,40— 0,60	0,40— 0,60
Si	3,50—4,50	2,00— 4,00	2,00— 4,00
Mn	0,30—0,40	0,30— 0,50	0,40— 0,60
Cr	2,00—2,50	8,00—12,00	8,00—11,00
Mo	—	—	1,00— 1,20

a) Der niedrig legierte Stahl Silicro 2 wird auf etwa 85—100 kg/mm² vergütet, was einer Anlaßtemperatur von etwa 750° C entspricht. Er eignet sich für höher belastete Einlaßventile und für niedrig belastete Anlaßventile.

b) Höheren Beanspruchungen wird der weit verbreitete Stahl Flieg 1545 (Silcrome 1) gerecht.

Die Vergütung erfolgt bei diesem Stahl ebenfalls auf 85—100 kg/mm² Festigkeit (255—285 Brinell), bei einer Anlaßtemperatur von 800° C. Angewendet wird er vor allem für die Auslaßventile, öfters auch für die Einlaßventile höher belasteter Motoren.

¹ Da im Inland außer für Fliegwerkstoffe keine Normung der Ventilkegelstähle besteht, wurden hier auch die amerikanischen SAE-Normbezeichnungen angeführt.

Der Stahl bewährt sich sehr gut, doch erfordert er aufmerksame Verarbeitung und gewissenhafte Kontrolle der fertigen Teile, um Fehler, die insbesondere beim elektrischen Stauchverfahren auftreten können, auszuschließen.

c) Der Stahl Simo unterscheidet sich von Flieg 1445 durch den höheren Mangengehalt und die Zulegierung von Molybdän.

Diesen Chrom-Silizium-Stählen ist folgendes gemeinsam:

Hohe, durch Vergüten der Stähle erzielte Härte; gute Widerstandsfähigkeit gegenüber Schlag-Dauerbeanspruchung im Sitz.

Gutes Verschleißverhalten in der Schafftführung; die Schaftenden können durch örtliches Härten verschleißfest gemacht werden.

Guter Widerstand gegen Verzunderung, und zwar ist dieser um so günstiger, je höher der Chromgehalt liegt.

Die Kerbzähigkeit dieser Stähle liegt bei Raumtemperatur niedrig. Von 700° C aufwärts fällt ihre Warmfestigkeit rasch ab, so daß sie oberhalb dieser Temperatur nicht mehr verwendbar sind (vgl. Abb. 152).

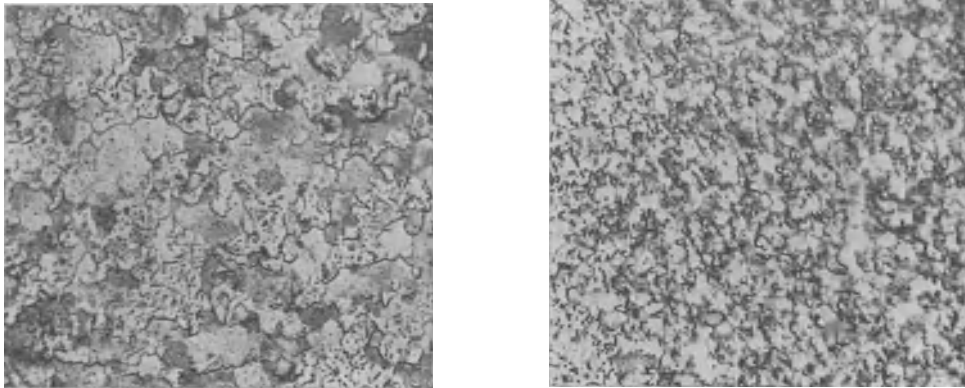


Abb. 137. Gefügebilder von Chrom-Silizium-Ventilkegelstählen vergütet auf 90—100 kg/cm².
Geätzt 2% Alkohol HNO₃ 500 ×

a) Silicro 2 Anlaßorbit mit eingelagerten Sonderkarbiden.

b) Silicrome 1 Anlaßorbit mit reichlich eingelagerten Sonderkarbiden. Sehr feines Korn.

Das Gefüge dieser Stähle ist im Vergütungszustand fein martensitisch-sorbitisch (Abb. 137); überschreitet die Betriebstemperatur im Ventilkegel den Umwandlungspunkt, der allerdings durch den hohen Si-Gehalt stark in die Höhe gerückt ist, so tritt Selbsthärtung ein. Die sehr gute Zunderbeständigkeit dieser Werkstoffe bis über 800° kann jedoch wegen ihrer geringen Festigkeit bei dieser Temperatur nicht ausgenutzt werden.

Weitere Stähle, die zu dieser Gruppe gehören und die dem höheren Legierungsgehalt entsprechend gesteigerte Eigenschaften aufweisen, sind die folgenden, im Inland selten verwendeten, in den SAE-Normen aufscheinenden Sorten:

	d) SAE Silcrom XB	e) SAE Silcrom XCR
C	0,60— 0,85	0,40— 0,50
Si	1,25— 2,75	max 1,00
Mn.	0,20— 0,60	„ 1,00
Cr	19,00— 23,00	23,25— 24,25
Ni	1,00— 2,00	4,50— 5,00
Mo.	—	2,50— 5,00

d) Silcrom XB ist ein ferritischer Stahl; er kann auf 44—46 RB gehärtet werden, doch härtet er nicht so gut, wie der Stahl Silcrom 1. — Ventile aus Silcrom XB werden daher meist im normalisierten Zustand verwendet, nur das obere Schaftende wird gehärtet.

e) Der Stahl Silcrom XCR erfährt im allgemeinen nur eine Wärmebehandlung, die in einem 14 stündigen Glühen bei 760° C besteht; damit wird eine Härte von 42—44 RC am ganzen Kegel erreicht. — Das Schmieden dieses Werkstoffes ist infolge der sehr engen einzuhaltenen Schmiedetemperaturen schwierig. Bei richtiger Behandlung ergibt dieser Stahl aber ein hervorragendes Material für Auslaßventile, der allen anderen —

ausgenommen den stellitegepanzerten — in seiner Verschleißfestigkeit überlegen ist. Ausgezeichnet sind auch seine Korrosions- und Zunderbeständigkeit.

Der Ausdehnungskoeffizient dieses Stahles liegt zwischen jenem von ferritischen und den weiter unten erwähnten austenitischen Stählen. Die Kerbzähigkeit liegt niedrig, doch wird in Amerika in letzter Zeit auf diese Eigenschaft weniger Wert gelegt. — Bemerkenswert hoch liegt seine Warmhärte.

8. Chrom-Wolfram-Stähle: Eine Gruppe von Stählen mit günstigen Eigenschaften, insbesondere von hoher Warmfestigkeit und sehr hoher Verschleißfestigkeit, sind hoch mit Chrom- und Wolfram legierte Stähle. Sie kommen aber zur Zeit schon wegen des Wolframgehaltes nicht mehr in Frage; auch sind sie als martensitische Stähle Selbsthärter; überdies verschlechtert Wolfram, in höheren Mengen zulegiert, den Verzunderungswiderstand.

9. Austenitische Chrom-Nickel-Stähle. Für höchste Betriebstemperaturen eignen sich die bisher aufgezählten Stahlsorten wegen der Gefahr der Gefügeumwandlung und der Selbsthärtung nicht mehr. Für solche Fälle kommen heute ausschließlich austenitische Stähle zur Verwendung.

f) Der am weitesten verbreitete Vertreter dieser Gruppe von Ventilstählen ist der Stahl Flieg 1440. Seine Zusammensetzung ist in nebenstehender Tabelle gegeben:

	f) Flieg 1440 (WF 100)	g) Flieg 1441 SAE Silchrome X 10	h)
C	0,4 — 0,55	0,4 — 0,5	0,4 — 0,5
Si	1,2 — 2,5	2,2 — 3,0	1,5
Mn	0,6 — 1,0	0,8 — 1,5	13,0
Cr	14,0 — 17,0	18,0 — 20,0	18,0
Ni	12,0 — 15,0	8,0 — 10,0	—
W	2,0 — 3,0	0,8 — 1,5	—
N ₂	—	—	0,25

Bei dauernder Einwirkung von Temperaturen oberhalb 800° C beginnt der Stahl stärker zu verzundern.

g) Daneben findet noch als weiterer Vertreter dieser Gruppe der Stahl Flieg 1441

dank seines niedrigeren Nickelgehaltes auch im Inland steigende Verwendung; er entspricht etwa dem SAE-Stahl X 10.

h) Zur Einsparung von Nickel wird dieses Metall in Ventilkegeln auch durch Mangan ersetzt; die Stabilisierung des Austenits wird auch durch Zulegieren von Stickstoff verbessert. Bemerkenswert ist die hohe Warmfestigkeit dieses austenitischen Stahles.

Ventilkegel aus den Stählen f und g werden, um Spannungsfreiheit und richtige Karbidverteilung zu erzielen, nach dem Schmieden der folgenden Wärmebehandlung unterzogen: Abschrecken von 1000—1050° C in Wasser, hierauf Anlassen bei etwa 750° C.

Austenitische Stähle besitzen keinen Umwandlungspunkt; ihr Gefüge bleibt daher bei allen Temperaturen, die praktisch auftreten können, unverändert. Im Austenit der erwähnten Stähle finden sich entsprechend ihrem höheren Kohlenstoffgehalt auch noch freie Karbide (Abb. 138, 139). Das Gefüge dieser Stähle ist jedoch nicht vollkommen stabil, denn die erwähnten Karbide erfahren bei öfterer Erwärmung umso stärkere Umlagerungen und Änderungen der Ausscheidungsformen, je höher die erreichten Temperaturen sind. Gleichzeitig wächst das Korn und die Karbide wandern an die Korngrenzen, wodurch der Stahl versprödet wird. (Abb. 140, 141).

Austenitstähle sind stark kaltverformbar; diesem Umstand sowie den reichlich vorhandenen, feineingelagerten Karbiden verdanken sie, einen richtig gewählten Gegenwerkstoff für den Sitz vorausgesetzt, ihr gutes Verschleißverhalten gegenüber Schlagbeanspruchung. — Der hohe Chromgehalt der Stähle bewirkt hohe Zunderbeständigkeit, so daß Korrosionsangriffe bei Betriebstemperaturen unter 800° nur sehr langsam fortschreiten.

Die Korngröße wächst mit häufiger Erwärmung der Teile auf hohe Temperatur. Durch die Kornvergrößerung, die sehr bedeutend werden kann (vgl. Abb. 141), sinken allmählich die Festigkeitswerte und das Verschleißverhalten verschlechtert sich. Grobes Korn kann auch die Folge unrichtiger Schmiedetemperatur sein, so daß auch aus diesem Grunde Ventilkegel rasch zerstört werden können.

Der Austenit, durch die gemeinsame Wirkung von Nickel und Chrom stabilisiert, ist Träger der hohen Warmfestigkeit dieser Stähle. Aber auch die Karbide, die diese Stähle

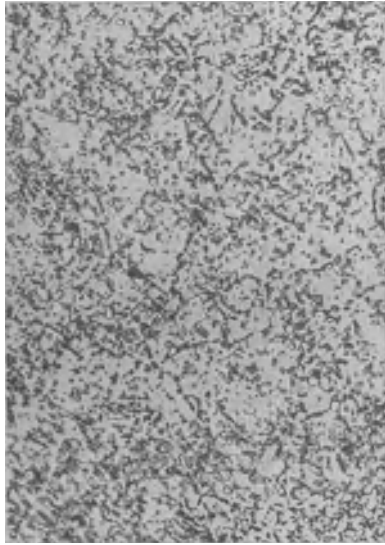
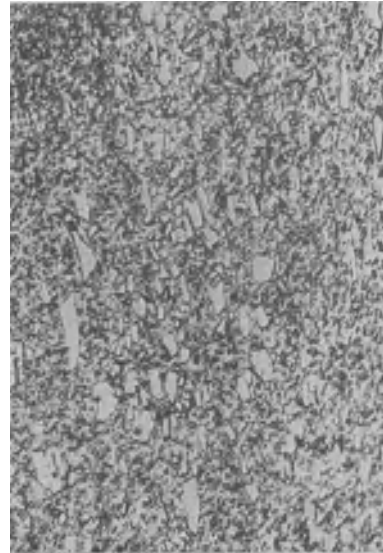


Abb. 138.
Austenitischer Chrom-Nickel-Ventilkegelstahl f.
Feines, gleichmäßiges Korn, günstig.



Geätzt 500×
Abb. 139.
Feines Korn mit starken Karbidzeilen;
ungünstig.

enthalten, dürften, durch Erschwerung des inneren Gleitens und der Kornverschiebung, die Warmfestigkeit steigern. — Gegenüber der Beanspruchung durch gleitende Reibung wird der Verschleißwiderstand durch die eingelagerten Karbide verbessert, wenn auch

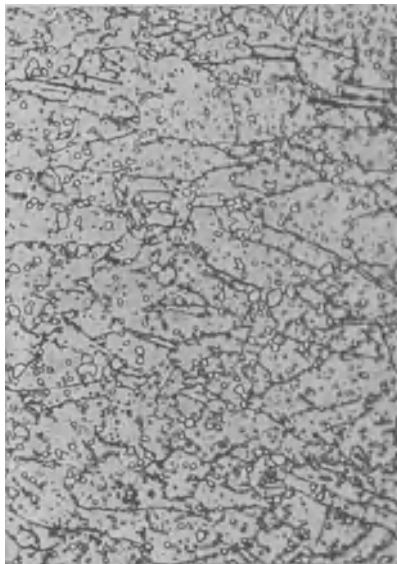


Abb. 140.
Austenitischer Chrom-Nickel-Ventilkegelstahl aus einem längere Zeit in Betrieb gestandenen Ventil.
Gefüge im Schaft: mäßige Kornvergrößerung und teilweise Karbidausscheidung an den Korngrenzen.

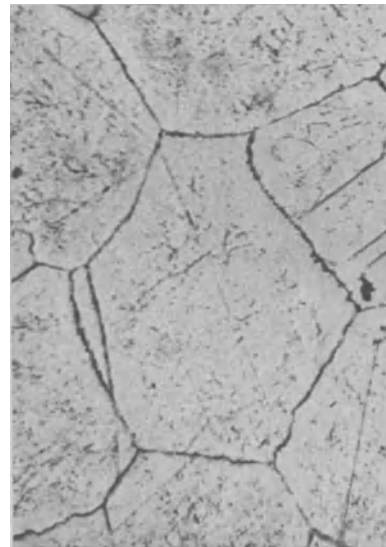


Abb. 141.
Starke Kornvergrößerung, das gesamte Karbid ist an die Korngrenzen gewandert.

das Verschleißverhalten der Austenitstähle weniger günstig ist, als jenes der Gruppe der Chromsiliziumstähle. Die Härte der Austenitstähle ist verhältnismäßig niedrig, insbesondere am oberen Schaftende ist sie häufig unzureichend.

10. Neben den aus gewalztem Stahl geschmiedeten Ventilkegeln kommen für Fahrzeugmotoren in zunehmendem Maß für kleinere Ventildurchmesser auch gegossene Ventile zur Anwendung. Ihre Zusammensetzung wird wie folgt gewählt:

C	1,0
Si	3,0
Mn	0,25
Ni	14,0
Cr	15,0

Nach einer Glühung bei 800° erkalten die Kegel an Luft und sollen dann eine Härte von 24—30 RC aufweisen. — Ihr Verschleiß- und Korrosionsverhalten ist günstig und genügt auch für hochbelastete Fahrzeug-Ottomotoren.

b) Verschleißerscheinungen am Ventil.

Zur Herstellung von Ventilkegeln sollen nur ausgesuchte, fehlerfreie Stangen verwendet werden. Einschlüsse, Seigerungen, Lunkenreste und andere derartige Fehlstellen dürfen nicht vorhanden sein, da sie im Betrieb die Ursache zu Dauerbrüchen, erhöhten Korrosionsangriffen und stärkerem Verschleiß am Sitz abgeben können; ebenso sollen die Stähle keine grobdendritische Struktur aufweisen, da diese durch die weitere Verarbeitung nicht zum Verschwinden gebracht werden kann.

Die Wahl unter den verschiedenen Ventilkegelwerkstoffen ist in erster Linie nach den zu erwartenden Temperaturbeanspruchungen zu treffen. Neben dem Verzugwiderstand ist vor allem die Warmfestigkeit (vgl. Abb. 152), die Lage der Warmstreckgrenze und der Warmkerbschlagzähigkeit von Bedeutung, während die Dauerstandfestigkeit nicht unmittelbar ins Gewicht fällt.

Die an den Ventilen zu beobachtenden Verschleißerscheinungen betreffen [1, 5, 10]:

1. den Ventilsitz
2. den Ventilschaft in seiner Führung
3. das obere Schaftende.

1. **Verschleiß am Ventilsitz** hat bei stärkerem Fortschritt unrichtiges Arbeiten des Ventiles zur Folge. Das Ventil wird undicht, was zu Verlusten an wirksamer Gasladung führt; dadurch kommt es zu Leistungsverlusten, zu Störungen im Verbrennungsablauf, zum Rußen des Auspuffes und zu höheren Auspufftemperaturen.

Verschleißerscheinungen und Zerstörungen am Ventilsitz können in folgenden Formen auftreten:

a) **Einschlagen des Sitzes** (Abb. 142). Durch unzureichende Warmfestigkeit des Ventilkegels kommt es zu Verformungen, wobei der kältere und härter bleibende Ventilsitz den weicheren Werkstoff des Ventiles verdrängt. Es kommt dadurch zu ungünstigeren Strömungsverhältnissen am Sitz.

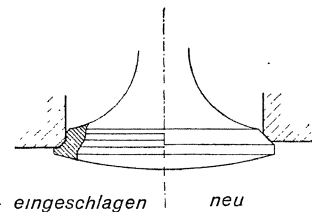


Abb. 142. Eingeschlagener Ventilsitz.

b) **Verziehen des Ventiltellers**. Dadurch wird die Biegebeanspruchung in demselben erhöht und der Verschleiß am Sitz vermehrt. — Verformungen oder Verziehen des Zylinderblockes bzw. des Zylinderkopfes können zu ähnlichen Schäden am Ventil führen.

Zum Verziehen des Ventiltellers können Anlaß geben:

Auslösung von Spannungen im Ventil;

Gefügeänderungen im Werkstoff, die hervorgerufen werden können:

durch Anlaßwirkungen, durch Selbsthärtung, durch Umlagerung einzelner Gefügebestandteile, oder durch Kornwachstum unter der Einwirkung der Betriebstemperatur.

Ungenaueres Zentrieren von Ventilführung und Ventilsitz; fallen deren Achsen nicht genau zentrisch zusammen, so klemmt das Ventil und kann nicht rundum am Sitz abdichten.

Ungleiche Sitzbreite (Abb. 143) führt ebenfalls zu undichtem Sitz und zum Verziehen von Kegel und Schaft.

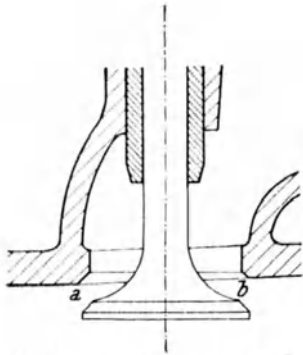


Abb. 143. Schief angedrehter Ventil-sitz. Ungleiche Sitzbreite bei a u. b.

c) Durchziehen des Ventiles durch den Sitz tritt als Folge zu geringer Warmfestigkeit des verwendeten Werkstoffes auf; es kann auch durch Überhitzung des Ventils infolge schadhafte gewordenen Ventilsitzes oder durch gestörten Verbrennungsablauf zustande kommen (vgl. f).

d) Grübchenbildungen am Sitz, nach Abb. 144, sind die Folge von Korrosionsangriffen, meist eingeleitet durch die Wirkung des Kraftstoffes oder des Schmieröles; das Auftreten der Grübchenbildungen wird aber stark begünstigt durch ungeeignete Werkstoffpaarungen von Ventil und Gegensitz.

e) Ausbrennungen am Ventilsitz (Abb. 145) treten auf, wenn örtliche Undichtheiten am Sitz bei geschlossenem Ventil den Durchtritt von Gasen gestatten; durch die Einwirkung der Stichflamme kommt es an diesen Stellen zum Fortschmelzen des Werkstoffes.



Abb. 144a.
Grübchenbildung am Ventilsitz und in der Hohlkehle.



Abb. 144b.

Zu solchen Erscheinungen können führen:

Verzogene Ventilteller oder verzogene Ventilsitze im Zylinderblock oder Kopf; (vgl. b;) verunreinigte Ventilsitze, Ablagerungen von Verbrennungsprodukten, Ölrückstände; zu geringes Ventilspiel am oberen Schaftende, wodurch das Ventil nicht zum vollständigen Schließen kommen kann.

f) Überhitzungen und weitgehende Verzunderungen und Verbrennungen der Ventile können auch durch unrichtigen Ablauf der Verbrennung verursacht werden.

Bei Ottomotoren kann zu mageres Gemisch, ferner zu späte Einstellung des Zündzeitpunktes, die z. B. auch durch ein Hängenbleiben der automatischen Zündpunktverstellung verursacht sein kann, ein starkes Nachbrennen im Auspuffhub bewirken. Aber auch

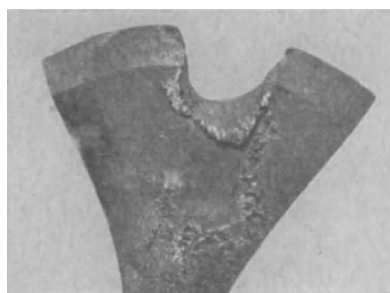


Abb. 145. Ausbrennungen am Ventilsitz.

zu frühe Einstellung der Zündung kann, ebenso wie der Betrieb mit klopfendem Motor oder bei Selbstzündungen des Gemisches an Glühstellen, zu Überhitzungen und Zerstörungen an den Ventilen führen.

Bei Einspritzmotoren und Dieselmotoren

haben falsche Einstellung des Einspritzpunktes, falscher Einspritzdruck, verkockte oder verlegte Düsen ähnlichen Schäden an den Ventilen zur Folge.

Ebenso können aber auch verlegte Auspuffleitungen und Schalldämpfer schädliche, auf die Ventile rückwirkende Temperatursteigerungen im Motor zur Folge haben; endlich können durch lahme Ventildedern die Ventilbewegungen so gestört werden, daß die Ventile

überhaupt nicht exakt schließen oder zum Flattern oder Schwirren kommen, wodurch ebenfalls Überhitzungen und Zerstörungen der Ventilsitze eingeleitet werden können.

g) Risse am Tellerrand (Abb. 146) können als Folge von fehlerhaftem, rissigem Ausgangsmaterial für die Ventilkegelherstellung, von unrichtigem Schmieden, wie z. B. Anwendung eines zu hohen Verschmiedungsgrades, Schmieden bei unrichtiger Temperatur usw. auftreten. Sie können ferner zustande kommen: Als Härterisse bei jenen Stählen, die Umwandlungspunkte innerhalb der Betriebstemperatur haben, als Schleifrisse,

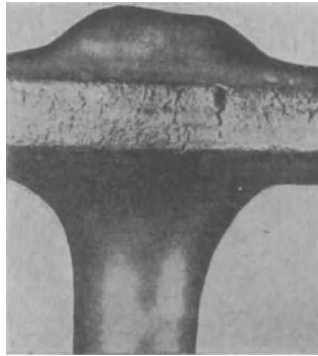


Abb. 146a.

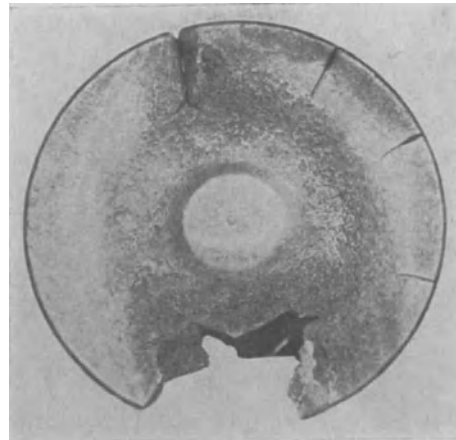


Abb. 146b.

Risse am Rohling infolge unrichtigen Ausschmiedens.

Abb. 146. Risse am Tellerrand.

Im Betrieb erweiterte Risse in geseigertem Werkstoff.

als Spannungs-Korrosionsrisse oder auch als Korrosions-Ermüdungsrisse.

h) Risse im Teller treten auf: als Folge unrichtiger Herstellungsweise oder auch unrichtiger Konstruktion. Abb. 147 zeigt z. B. ein gerissenes Tulpenventil, bei dem es infolge von Materialanhäufungen zum Wärmestau im Teller kam.

2. Durch Verschleiß am Ventilschaft vergrößert sich das Spiel in der Führung, wodurch das Ventil zum unrichtigen Aufsitzen auf seinen Sitz kommt. Zur möglichsten Herabminderung des Verschleißes wird der Ventilschaft feinstgeschliffen oder besser nach dem Superfinishverfahren fertig bearbeitet.

Der Verschleiß in der Führung wird gefördert:

- durch unrichtige Werkstoffpaarung von Ventilkegel und Ventilschaft,
- durch unrichtige Wahl des Spieles in der Führung,
- durch ungenügende Kühlung in der Führung,
- durch ungleichmäßige Massenverteilung am Ventilkegel, wie z. B. bei Einlaßventilen mit Schirm,
- durch ungünstig gewählte Ausbildung des Ventilantriebes.

Die beiden letzteren Fehler führen zu einseitigem Verschleiß des Schaftes (Abb. 148).

3. Verschleiß am oberen Schaftende kommt vor allem bei zu geringer Härte desselben zu störender Auswirkung; es kann dann zum Aufstauchen des Ventilschaftes oder auch zum Fressen an der Druckfläche kommen.

e) Formgebung und Verschleiß.

Verschleiß und Lebensdauer des Ventils hängen in sehr hohem Maß von seiner Formbeständigkeit bei Betriebstemperatur ab. Für diese ist ebenso wie für die Gestaltfestigkeit des Tellers und dessen Korrosionsverhalten, der Faserverlauf im Ventilkegel bestimmend. Der Herstellungsgang des Ventilkegels muß vollkommene Symmetrie des Faserverlaufes zur Ventilachse nach allen Richtungen gewährleisten. Nach jedem der in der neuzeitlichen Ventilkegelerzeugung gebräuchlichen Ver-



Abb. 147. Riß in der Hohlkehle eines Tulpenventiles infolge Wärmestaus.

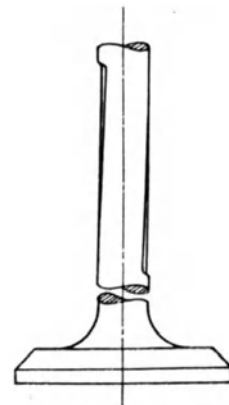


Abb. 148. Einseitiger Verschleiß am Ventilschaft.

fahren — als welche zu nennen wären: das Schmiedestauchverfahren, das elektrische Stauchverfahren und das Preßstauchverfahren (Extrusion) — können gute Kegel mit richtigem Faserverlauf hergestellt werden, wenn auch nicht alle Stähle sich für jedes der erwähnten Verfahren in gleich guter Weise eignen. Wichtig ist es, daß der im Schmiedevorgang erzeugte Faserverlauf sich der Fertigform des Ventilkegels möglichst genau anpaßt; durch die Fertigbearbeitung sollen die Fasern möglichst wenig durchschnitten werden. Die Abb. 149 und 150 geben Beispiele für richtigen und falschen Faserverlauf in Ventilen.

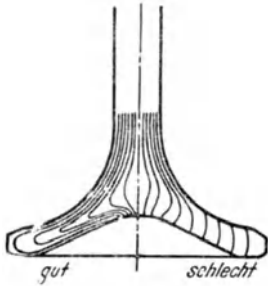


Abb. 149. Faserverlauf in Ventilkegeln.

Daneben spielt auch die Oberflächenbearbeitung eine große Rolle. Korrosionsangriffe können umso schwerer einsetzen, je glatter die Oberflächen sind; zur Herabsetzung von Verschleißerscheinungen aller Art werden daher die Ventile möglichst hochglanzpoliert.

d) Korrosionsangriffe am Ventil.

Die Beständigkeit der Ventilwerkstoffe gegen Korrosionsangriffe bei hohen Temperaturen wird durch ihre Fähigkeit bestimmt, eine festhaftende dichte Oxydhaut zu bilden, die den darunter liegenden Werkstoff vor weiteren Angriffen schützt. Für die

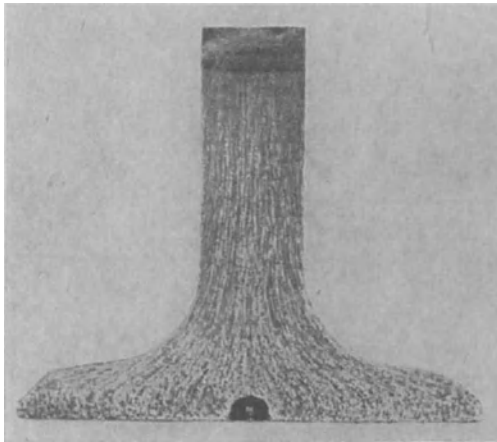


Abb. 150. Unrichtiger Faserverlauf; die Bearbeitungszugabe am Rohling war zu groß, besonders auf der Unterseite und am äußeren Tellerrand.

Bildung solcher Schutzschichten kommt hauptsächlich das Legieren mit Silizium und Chrom in Frage; die größte Wirksamkeit fällt dem Chrom zu, das überdies die Warmfestigkeit etwas steigert, während Silizium dieselbe herabsetzt. — Nickel hat keinen Einfluß auf die Korrosionsbeständigkeit, während der Kohlenstoff besonders durch die Bildung von Korngrenzenzementit die Korrosionsbeständigkeit verschlechtern kann.

Ventilkegelwerkstoffe, die sich für höhere Beanspruchungen eignen sollen, streben daher sämtlich in ihrer Zusammensetzung eine erhöhte Zunderbeständigkeit an.

Bleihaltige, dem Brennstoff zugesetzte Antiklopfmittel, wie z. B. Bleitetraäthyl, wirken bei Temperaturen oberhalb von etwa 750°C sehr stark korrosionsfördernd, was zu starken Angriffen an den Auslaßventilen führt. Der Vorgang bei diesem Angriff dürfte nach BANKS [4] derart erfolgen, daß sich bleihaltige Verbrennungsprodukte an den Ventilen ansetzen; unterhalb 700—750°C sind diese Produkte leicht zerreibbar, so daß sie keinen schädigenden Einfluß haben. Oberhalb von etwa 750—800° schmelzen aber diese Verbindungen und brennen an den Ventilkegeloberflächen fest. Durch katalytische Wirkung führen sie zu beschleunigtem Korrosionsverschleiß. — Gegenüber diesen Angriffen verhalten sich die austenitischen Chrom-Nickelstähle günstiger, als die Chromsiliziumstähle.



Abb. 151. Korrosionserscheinungen an der Tellerunterseite infolge unrichtigen Faserverlaufs im Teller.

Wo am Ventilkegel besonders hohe Korrosionsangriffe zu erwarten sind, wie dies z. B. an den Auslaßventilen von Holzgasmotoren oder bei Wasserstoffmotoren der Fall ist, hat sich auch das Hartverchromen des Ventilkegels, soweit er den korrodierenden Angriffen ausgesetzt ist, bewährt. — Auch werden Ventilsitze und zuweilen auch die Tellerunterseiten besonders gegen die Angriffe durch gebleite Benzine mit korrosionsfesten Panzerungen oder Überzügen geschützt (vgl. Abb. 153, 154) [10].

e) Künstliche Kühlung von Ventilen.

Wie bei allen anderen, fällt auch bei austenitischen Stählen die Festigkeit bei höheren Temperaturen sehr stark ab (vgl. Abb. 152), so daß auch bei diesen durch den erwähnten Umstand eine Grenze für die zulässige Höhe der Betriebstemperatur gesetzt ist. Wo sehr ungünstige Betriebsverhältnisse vorliegen, reichen daher auch die austenitischen Stähle heute nicht mehr aus. In diesem Fall wird die Wärmeabfuhr aus dem heißesten Teil des Ventiles, dem Teller, zu dem immer wesentlich kälteren Schaft und weiter zu der stets gut zu kühlenden Schaftführung durch Einfüllen eines Kühlmittels in das hohl hergestellte Ventil auf außerordentlich wirksame Weise verbessert [4]. Die Ventile werden hierbei entweder als Hohl-schaftventile (Abb. 153, 154a) oder, bei noch höherer Beanspruchung als Hohltellerventile (Abb. 154 b) ausgeführt. Als Kühlmittel wird heute fast nur metallisches Natrium benutzt, welches den Hohlraum im Ventilkegel zu $\frac{3}{5}$ ausfüllt. Dem bei etwa 97°C schmelzenden Natrium bleibt damit die freie Beweglichkeit im Hohlraum gesichert; durch die Ventilbewegung wird das Natrium heftig hin- und hergeschleudert, nimmt große Wärmemengen aus dem heißen Ventilteller auf und gibt sie am kühleren Schaft wieder ab. Der Siedepunkt des Natriums liegt — bei Atmosphärendruck — erst bei 882,9° C, welche Temperatur im Ventilkegel aber schon aus Gründen der Werkstofffestigkeit nicht erreicht werden darf. Höhere Dampfdrücke im Innern der Hohlventile können daher nicht eintreten.

In neuester Zeit hat sich zur Füllung von Hohlventilen auch eine spezifisch sehr leichte, auch bei Raumtemperatur flüssige Natrium-Quecksilberlegierung bewährt.

f) Erhöhen des Widerstandes an den verschleißbeanspruchten Stellen des Ventils.

Bei besonders hoher Beanspruchung müssen die auf Verschleiß beanspruchten Teile des Ventilkegels künstlich geschützt werden. Dies ist vor allem bei Kegeln aus austenitischem Stahl wichtig, der an sich ein ungünstigeres Verschleißverhalten zeigt.

1. Für die Ventilsitze verwendet man hierzu Panzerungen mit Hartmetallen [10]. Für diesen Zweck eignen sich Stellite, das sind fast eisenfreie Co—Cr—W-Legierungen mit etwa 65% Co, 25% Cr, 3,5% W und 1,3% C.

Daneben werden auch, mit Rücksicht auf die schwierige Beschaffung von Kobalt, Legierungen verwendet, bei denen ein Teil des Kobaltgehaltes durch Eisen ersetzt ist, so daß ersterer auf etwa 35% herabgedrückt wird.

Diese Hartmetalle werden durch autogenes Schweißen aufgetragen, wobei sie sehr gute Bindungen mit dem Grundmaterial eingehen. Die Ausführung derartiger Panzerungen erfordert allerdings große Erfahrung und ausgezeichnete Werkmannsarbeit, sollen Mißerfolge durch Abspringen oder Rissigwerden der Panzerungen vermieden werden.

Die Hartmetallpanzerungen am Ventilsitz sollen Härten von etwa 45 RC aufweisen.

2. Die S c h ä f t e austenitischer Ventile werden zur Ver-

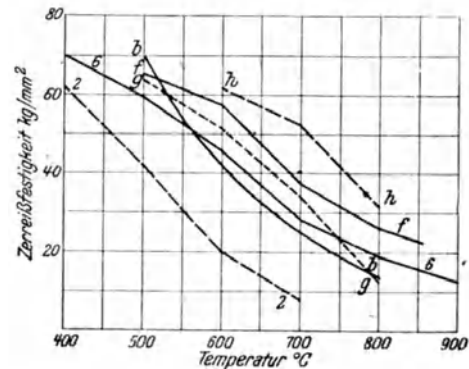


Abb. 152. Wärmefestigkeit verschiedener Ventilkegelstähle bei 20 min Zerreißeigenschaft.

Nr.	Stahl	C	Si	Mn	Cr	Ni	W	N ₂
2	VCN 45 .	0,45	—	—	1,0	4,50	—	—
6	„ . . .	0,60	—	—	16,0	—	—	—
b	Flieg 1545	0,52	3,86	0,33	11,5	—	—	—
f	Flieg 1440	0,56	1,68	0,52	15,5	13,3	2,02	—
g	Flieg 1441	0,52	2,51	1,15	18,7	9,4	1,19	—
h	— . . .	0,46	1,50	13,0	17,7	—	—	0,25

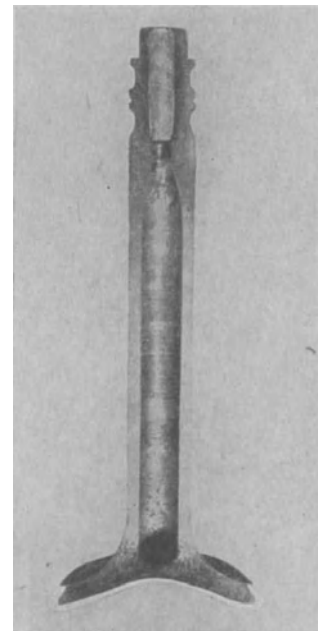


Abb. 153. Hohl-schaftventil. — Sitz und Tellerunterseite gepanzert.

minderung des Verschleißes nitriert, wozu sich diese Stähle sehr gut eignen. Die Stärke der Nitrierschicht wird zu 0,05—0,08 mm gewählt.

3. Die oberen Schaftenden werden entweder ebenfalls mit Hartmetall von höherem C-Gehalt und einer Härte von etwa 56 RC gepanzert (vgl. Abb. 154b), oder es werden hier Schnellstahlenden angeschweißt und dann auf 63—65 RC gehärtet; oder endlich werden in die entsprechend ausgebildeten Schaftenden eigene Druckstücke eingepreßt.

Für die Herstellung von Druckstücken stehen härtbare (meist unlegierte oder hochchromlegierte Werkzeugstähle) oder auch Einsatzstähle in Verwendung. Die aus härtbaren Stählen hergestellten Druckstücke wurden früher vielfach als Ganzes durchgehärtet. Solche Druckstücke neigen aber auch nach sehr sorgfältigem Entspannen zum Abspringen längs der Hohlkehle unterhalb des Drucktellers; daher zieht man lediglich ein Härten der Druckflächen nach einem Oberflächenhärtverfahren vor. Der übrige Teil der Druckstücke bleibt dann zäh, aber von höherer Festigkeit, als bei den auch in einzelnen Fällen zur Verwendung kommenden Einsatzstählen.

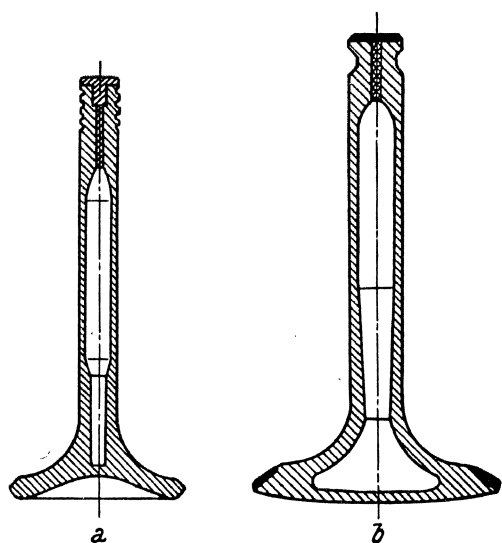


Abb. 154. a) Hohl Schaftventil. — b) Hohl tellerventil mit gepanzerten Sitzen.

Schrifttum

1. SCHMIDT, E. und H. MANN: Werkstoffe für Auslaßventile von Flugmotoren. Luftfahrtforschung Bd. 13 (1936), S. 71.
2. MUSATTI, J. und A. REGGIORI: Untersuchungen an Stählen für Explosionsmotoren und ihre kennzeichnenden Eigenschaften bei hohen Temperaturen. Metallurgia Italiana Bd. 26 (1934), Nr. 7—10.
3. ROTHMANN: Die Ventilsteuerung von Fahrzeugmotoren. ATZ. 1939, S. 457.
4. BANKS, FR. R.: Valve and Valve seat Technique for Automobile and Aero Engiens. I. A. E.-Journal 1938 Dezember, S. 32.
5. COLWELL, A. T.: The Trend in Poppet Valves. S. A. E.-Journal 1939, Bd. 45, Nr. 1.
6. WOOD, E.: Tellerventile. Aircraft Engineering, September 1938.
7. AITCHINSON, L.: Valve Steels for Internal Combustion Engines. Engineer Bd. 129 (1919), S. 641.
8. RAPATZ: Die Edelstähle. Berlin: Springer 1934. HOUDREMONT: Sonderstahlkunde. Berlin: Springer 1935.
9. Werkstoffhandbuch Stahl und Eisen. Abschnitt Q 1: Ventilkegelstähle. Düsseldorf: Verlag Stahleisen 1937.
10. SAGE, S. A. J.: The Stelling of Exhaust Valves and Valve Seats. Metallurgia 1939, S. 211.
11. FLÜCHT-LUTZ: Ventile im Motorenbau. Berlin: Verlag H. Flücht 1941.

2. Ventilsitze.

Eine Stelle mit unter Umständen sehr bedeutendem Verschleiß ist der Gegensatz des Ventiles; ist dieser, wie es bei Motoren kleinerer Abmessungen fast durchwegs der Fall ist, unmittelbar im Zylinderblock oder im Zylinderkopf gelegen, so kann ein wertvolles Gußstück lediglich durch den Verschleiß an dieser Stelle vorzeitig unbrauchbar werden.

Auf den Verschleiß am Ventilsitz nehmen Einfluß:

1. Die Höhe der Schlagbeanspruchung.
2. Die Temperaturen des Sitzes am Ventil einerseits, des Gegensitzes selbst andererseits.
3. Die Größe des Ventilspieles und die Aufsetzgeschwindigkeit des Ventiles beim Schließen.
4. Die Ventildfederkraft.
5. Der Charakter des Kraftstoffes, bei Ottomotoren der Zustand des Gemisches.
6. Die Werkstoffpaarung Ventilkegel-Gegensitz.

Ist der Gegensatz für das Ventil im Block oder Zylinderkopf so weit ausgeschlagen, ausgebrannt oder so tief nachgefräst, das ein weiteres Nacharbeiten nicht mehr möglich ist, so kann durch das Einsetzen eines Ventilsitzringes die volle Verwendungsfähigkeit des Teiles wieder erreicht werden.

Nicht verwendbar sind aber Ventilsitzringe dann, wenn die Ventilsitze gerissen sind, wie dies häufig in den schmalen Stegen zwischen Einlaß- und Auslaßventil vorkommt. In gerissenen Sitzen werden sich eingepreßte Sitzringe stets lockern. — Aus Raumgründen können Ventilsitzringe bei Motoren kleinster Abmessungen kaum verwendet werden.

Ventilsitze sehr hoch belasteter Maschinen werden vielfach von vornherein mit besonders eingesetzten Sitzringen ausgerüstet; bei niedriger belasteten Motoren sollte die Möglichkeit des Einsetzens solcher Ringe bereits in der Gestaltung wenigstens für das Auslaßventil vorgesehen werden. Bei Leichtmetallköpfen oder -blöcken ist die Anwendung von Sitzringen selbstverständlich.

Bei Verwendung von Sitzringen ist bei der Gestaltung Folgendes zu berücksichtigen:

Genügende Wandstärken in der Nähe des Ventilsitzes; gute, rundum gleichmäßige Kühlung der an den Ventilsitz angrenzenden Teile des Blockes, bzw. des Zylinderkopfes.

Die letztere Forderung ist unter allen Umständen für längere Lebensdauer von Ventil und Gegensatz wichtig; sie gewinnt aber besonders an Bedeutung, wenn es sich um einen eingesetzten Sitzring handelt, da dieser nur unter der genannten Voraussetzung dauernd festsitzen und ohne Verformung bleiben wird.

Wichtig ist ferner eine möglichst vollkommene Bearbeitung sowohl der Mantel- als auch der Stirnfläche des Sitzringes, wie auch der zur Aufnahme des Sitzringes bestimmten Bohrung, denn nur dann erfolgt ein unbehinderter Abfluß der aufgenommenen Wärme zum Kühlmittel.

Es ist weiter sorgfältig darauf zu achten, daß Sitzring und Ventilverführung genau gleichachsig liegen, sollen diese Teile und auch das Ventil selbst entsprechende Lebensdauer erreichen.

Nach dem Einsetzen der Ventilsitzringe wird die Zylinderkopfunterseite bzw. die Blockoberseite manchmal planüberschliffen. Dies ist jedoch nicht unbedingt nötig; vielfach wird gerade bei sehr hoch beanspruchten Maschinen, wie z. B. bei Flugmotoren die Stirnseite des Sitzringes etwas zurückgesetzt, um den Sitzring besser zu schützen. (Vgl. Abb. 159f u. h.) Keinesfalls darf aber der Sitzring über die Fläche des Kopfes bzw. des Blocks vorstehen.

Über den Einfluß der Werkstoffpaarung Ventil-Gegensitz auf den zu erwartenden Verschleiß von Ventil- und Sitz hat WILLIAMS [1] ausführliche Versuchsergebnisse veröffentlicht.

Aus diesen geht hervor, daß beim Zusammenarbeiten mit austenitischem Ventilkegelstahl sich legierter oder vergüteter Grauguß von höherer Härte, bei höheren Temperaturen vergüteter Schneldrehstahlgut bewähren; von den Nichteisenlegierungen zeigen geschmiedete Aluminiumbronze, Berylliumbronze und Monelmetall sich als sehr verschleißfest.

Abb. 155 zeigt auszugsweise das Ergebnis dieser Verschleißbeobachtungen an verschiedenen Ventilsitzringwerkstoffen bei Zusammenarbeit mit austenitischem Ventilstahl; Abb. 156 zeigt das Verhalten eines Graugußsitzringes bei der Beanspruchung durch verschiedene Ventilkegelstähle unter sonst gleichen Verhältnissen.

Der am Sitz auftretende Verschleiß hängt naturgemäß ausschlaggebend von den Temperaturverhältnissen ab; die verschiedenartigen Einflüsse überlagern sich hier so,

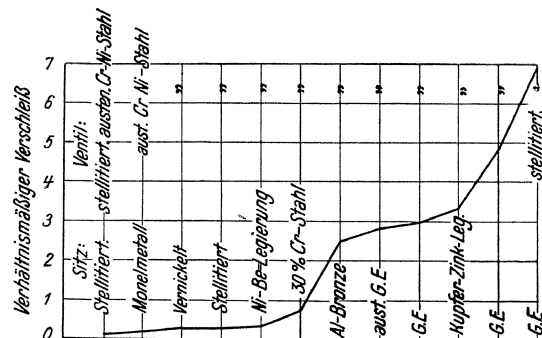


Abb. 155. Verschleiß verschiedener Ventilsitzringwerkstoffe unter gleichen Betriebsbedingungen beim Zusammenarbeiten mit einem Ventilkegel aus austenitischem Chromnickelstahl, zum Teil mit stelliteem Sitz (nach WILLIAMS).

daß bei hohen Temperaturen infolge des Abfalles der Ventil-Werkstofffestigkeit ein Absinken des Verschleißes am Sitzring beobachtet werden kann (Abb. 157).

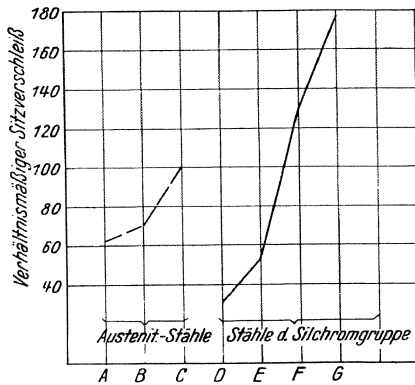


Abb. 156. Verschleiß eines Graugußventilsitzringes bei Zusammenarbeit mit verschiedenen Ventilkegelwerkstoffen.

Analyse	Sitzring	Ventilkegel						
		A	B	C	D	E	F	G
Cges	3,33	0,11	0,36	0,41	0,45	0,43	0,46	0,60
Cgeb	0,60	—	—	—	—	—	—	—
Si	2,00	1,75	1,00	0,92	2,55	3,65	2,64	1,50
Mn	0,60	—	—	0,79	—	—	—	0,30
P	0,45	—	—	—	—	—	—	—
Cr	0,30	21,5	21,7	14,0	9,4	2,72	7,20	6,00
Ni	—	9,00	6,6	14,7	0,50	0,10	0,29	—
Mo	—	—	—	—	—	—	—	—
W	—	—	3,0	2,07	—	—	—	—
Härte HB	232	221	308	245	283	341	320	339

(nach WILLIAMS).

Daneben wirkt sich auf den Verschleiß auch die Qualität des verwendeten Kraftstoffes, die Art des Gemisches und schließlich auch die Höhe der Ventildfederkraft aus.

Sehr stark beeinflusst wird der Verschleiß am Ventilsitzring überdies durch das eingestellte Ventilspiel und die Nockenform, da von diesen Umständen die Höhe der Schlagbeanspruchung abhängt. Abb. 158 gibt ein Beispiel hierfür.

Je nach dem Werkstoff von Sitzring und Zylinderkopf bzw. -block und der Höhe der im Sitzring zu erwartenden Beanspruchung wird die Art der Befestigung der Sitzringe verschieden ausgeführt (Abb. 159a—h).

Wichtig ist es vor allem, daß der Wärmeabfluß aus dem Sitzring unter keinen Umständen behindert wird. Wo es sich um die Wiederinstandsetzung von stark ausgeschlagenen Sitzen in Grauguß handelt, werden meist wieder Graugußringe eingesetzt. Man wählt hierzu einen etwas höher legierten, feinkörnigen dichten Grauguß, vor allem auch Schleuderguß. Vielfach werden diese Ringe auch auf höhere Härte, etwa auf 34—36 RC vergütet. Solche Sitzringe werden mit 1% Cr und 1% Mo, in manchen Fällen auch höher mit 3% Cr und 5% Mo legiert; auch Ringe mit etwa 0,6% Va haben sich gut bewährt. Der P-Gehalt beträgt in allen Fällen 0,5—0,7%.

Graugußringe werden bei Fahrzeugmotoren häufig nur eingepreßt oder nach Tiefkühlung der Ringe wohl auch in die entsprechend angewärmten Köpfe eingeschrumpft. (Abb. 159a u. b). Bei sorgfältiger Ausführung entsprechen solche Ringe unter allen Umständen und sind stets vorzuziehen, da sie den besten Wärmeübergang gewährleisten. Die achsiale Höhe der Ringe ist nicht

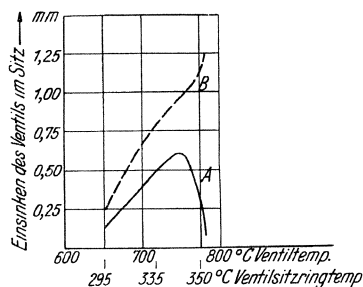


Abb. 157. Verschleiß am Ventilsitzring, abhängig von Ventil- und Sitztemperatur.

Werkstoffe:
 Sitzring legierter Grauguß
 Ventilkegel A: austenitischer Chromnickelstahl,
 Ventilkegel B: austenitischer Chromnickelstahl, Sitzstellitert.

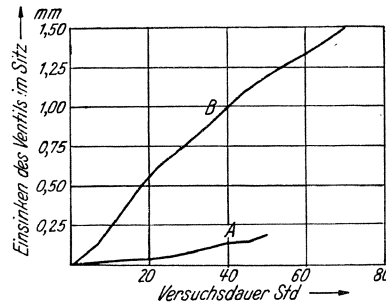


Abb. 158. Verschleiß am Ventilsitzring, abhängig vom Ventilspiel.

Werkstoffe:
 Ventilkegel austenitischer Chromnickelstahl,
 Sitzring legierter Grauguß.
 Ventilspiel
 A . . . 0,15 m/sek
 B . . . 0,50 m/sek

zu gering zu wählen, um ein Welligwerden des Ringes und damit erhöhten Verschleiß der Ventilsitze zu verhindern. Die Einhaltung eines Übermaßes von etwa 0,4% des Ringaußendurchmessers ist wichtig. Es sei darauf hingewiesen, daß unlegierte oder niedrig legierte Grauguß-Ventilsitzringe nur bis zu Temperaturen von etwa 350°C im Ring entsprechen können; steigt die Temperatur höher an, so ist das Gefüge nicht genügend beständig; der Ring wird allmählich ferritisch und wird dann stark verschleiben.

Bei höher beanspruchten Fahrzeug-Dieselmotoren werden daher auch hochlegierte

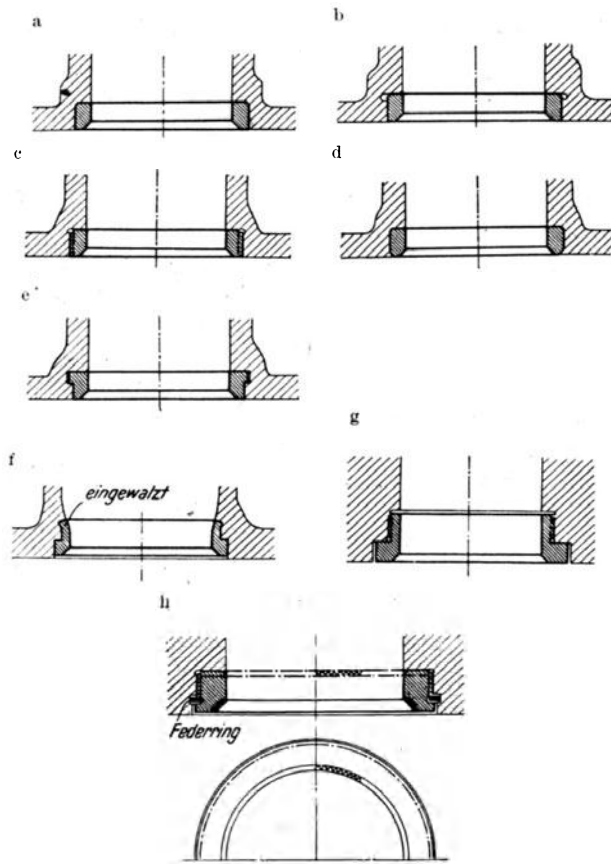
Stahlgußringe von hoher Gefügebeständigkeit verwendet; so hat sich z. B. ein Stahlguß mit 2% C, 0,4% Si und 30% Cr gut bewährt.

Die Ringe werden auf eine Härte von 320—340 Brinell vergütet. Die Gefügeausbildung (Abb. 160) (feinster Martensit mit viel eingelagerten Karbiden) macht den Ring

bei entsprechender Zähigkeit auch widerstandsfähig gegen Schlagbeanspruchung bei höheren Temperaturen.

Höher beanspruchte Ringe größeren Durchmessers, endlich auch in Leichtmetall eingesetzte Ringe werden durch ihre besondere Gestaltung gegen Herausfallen gesichert. Die Abb. 159 a—h geben verschiedene abweichende Befestigungsarten von Ventilsitzringen wieder.

In Leichtmetallköpfen kommen entsprechend dem größeren Ausdehnungs-



- Abb. 159. Verschiedene Ausführungsformen von Ventilsitzringen.
- Zylindrischer Sitzring, eingepreßt oder eingeschrumpft (für Grauguß- oder wassergekühlte Leichtmetallblöcke). Der Ausrundungsradius im Bohrungsgrund muß kleiner sein als der Abrundungsradius am Ring.
 - Eingepreßter oder eingeschrumpfter Sitzring wie a. — Die Hinterdrehung im Bohrungsgrund verhindert Aufsitzen des Ringes an der Kante.
 - Sitzring eingeschraubt oder eingeschraubt und eingeschrumpft. — Wärmeübergang ungünstiger als beim glatten eingeschrumpften Ring.
 - Wie a; gegen Lockern gesichert durch Vernieten der Ränder des Gußstückes an der Unterseite.
 - Abgesetzter Ring; beim Einpressen federt die Verstärkung des Ringes in die im Grund entsprechend erweiterte Bohrung. Wärmeübergang verschlechtert.
 - Eingepreßter und dann eingewalzter Stahlring. — Zylinderkopfmaterial steht zum Schutz des Sitzringes vor.
 - Eingeschraubter und eingeschrumpfter Sitzring in Leichtmetall.
 - Eingeschraubter Ring mit sägeförmiger Verzahnung zur Sicherung gegen Lösen. — Stahlring in Leichtmetallkopf.

diesem Grund ein Lockerwerden zu befürchten ist. Bewährt haben sich hier die verschiedenen Werkstoffe nach Tafel I.

Die Sitzringe werden hier meist eingeschraubt und eingeschrumpft, u. U. durch eingelegte Federringe oder durch Verzahnungen am Umfang gegen Lockern gesichert (Abb. 159 g und h). Sehr bewährt haben sich eingewalzte Sitzringe nach Abb. 159 f.

Bei sehr gut gekühlten Leichtmetallköpfen können auch eingeschrumpfte Graugußringe trotz ihres geringen Wärmedehnungsbeiwertes ($11-12 \cdot 10^{-6}$ gegenüber $18-22 \cdot 10^{-6}$ bei Leichtmetall-Legierungen) mit Vorteil Verwendung finden; das Schrumpfmaß für die Ringe ist jedoch in diesem Fall gegenüber den in Graugußköpfen eingebauten zu verdoppeln.

In Leichtmetallköpfen von Flugmotoren finden die genormten Stähle Flieg 1445 und

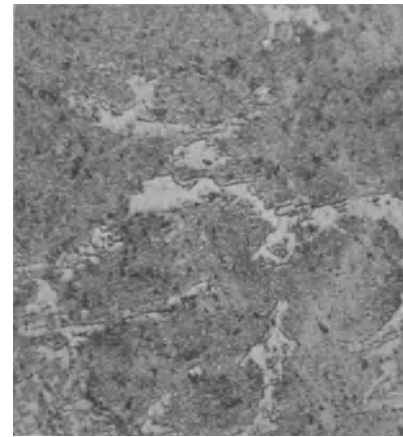


Abb. 160. Geätzt 2% alkohol. HNO₃-500 × Gefüge eines hochchromlegierten Stahlgußventilsitzringes.

C	1,98	P	0,04
Si	0,38	S	0,028
Mn	0,30	Cr	28,0

koeffizienten Sitzringwerkstoffe höherer Wärmedehnung zur Verwendung, um ein Lockerwerden bei steigender Temperatur zu verhindern. Da die Temperatur des Sitzringes stets höher liegt, als jene des Zylinderkopfes, kann der Ausdehnungskoeffizient des ersteren stets etwas niedriger sein, ohne daß aus

1446, ferner auch austenitische Chrom-Nickel-Stähle und der Chrom-Nickel-Mangan-Stahl NMC nach Tafel I Verwendung.

Tafel I. Ventilsitzringwerkstoffe für Leichtmetallköpfe.

Werkstoff	Zusammensetzung etwa %							Ausdehnungskoeffizient $\times 10^{-6}$	Härte H_B
	C	Ni	Cr	Cu	Al	Be	Fe		
Aluminiumbronze geschmiedet	—	—	—	90	10	—	—	16—19	230
Berylliumbronze	—	—	—	97,5	—	2,5	—	18,7	330
Monelmetall	0,2	68	—	28	—	—	2,5	14	150
Niresist-Gußeisen	3	14	4	5	—	—	Rest	18,4	—
	C	Ni	Cr	Mn	Si	W			
Flieg 1445 (für Einlaßventile) . .	0,25 0,40	—	1,0 2,0	17 19	0,5	—		>186
Flieg 1446 (für Auslaßventile) .	1,8 2,2	—	11 13	0,5	0,35	—		< 277
Aust. CrNi-Stahl	0,40 0,55	4	12	4,5	—	—		19,0	225
Aust. CrNi-Stahl Flieg 1440 . .	0,40 0,55	12 15	14 17	0,6 1,0	1,2 2,5	2,0 3,0		19,2	225
Cr-Ni-Mn-Stahl NMC	0,6	12	3,5	5,0	—	—		22,3	195

Sofern Ventile mit stellitierten Sitzen vorgesehen werden, kommen auch vielfach mit Hartmetall gepanzerte Sitzringe zum Einbau (Abb. 159h), als Grundwerkstoff werden hierbei meist austenitische Chromnickelstähle, seltener der Stahl NMC gewählt; doch haben sich in solchen Fällen auch ungepanzerte Sitzringe aus den gleichen Stählen bewährt.

Schrifttum:

1. WILLIAMS: Investigation of the Factors Influencing Wear of Valve Seats in Internal Combustion Engines. Inst. of. Aut. Engineers, April Journal 1937 Nr. 7, Vol V.
2. WILLIAMS: Valve Seat Wear. The Autom. Engineer 1934, S. 219.
3. SCHMIDT-MANN: Werkstoffe für Auslaßventile von Flugmotoren. Luftfahrtforschung 1936, S. 71.
4. BANKS: Valve and Valve Seat Technique for Automobile and Aero Engines. IAE Journal, Dezember 1938.

3. Ventilführungen.

In den Bohrungen der Ventilverführungen handelt es sich um praktisch trockene, gleitende Reibung zwischen Ventilschaft und Buchse unter erhöhten, manchmal nicht unerheblichen, ungleichmäßigen Temperaturen. Die auf die Führungsfläche wirkenden Kräfte treten zum Teil auch schlagartig auf.

Der Ventilschaft verschleißt in der Führung, in welcher meist nur sehr unvollkommene oder auch gar keine Schmierung erfolgt. Der Verschleiß beider Teile und die Aufteilung des Verschleißes auf den Schaft einerseits, auf die Führung andererseits wird durch die hier gewählte Werkstoffpaarung stark beeinflusst.

Häufig erfolgt die Abnutzung der Ventilverführung mehr oder weniger einseitig (Vgl. Abb. 148).

Das infolge des Verschleißes in der Führung nur mehr ungenügend geführte Ventil kommt zu unrichtigem Aufsetzen auf seinen Sitz, der dadurch seinerseits ebenfalls erhöht verschleißt und die Abdichtung des Ventils verschlechtert. Die Wärmeabfuhr aus dem Ventilkegel, die zum größten Teil den Weg über den Schaft zur Ventilverführung und von dort zum Kühlmittel nehmen muß, wird infolge des vergrößerten Spiels verschlechtert und seine Temperatur steigt, sehr zum Nachteil für die Lebensdauer des Ventils, immer höher an.

Wichtig für die Verminderung des Ventildführungs- bzw. des Ventilschaftsverschleißes ist folgendes:

a) Die Innenbohrung der Führung sowie die Lauffläche des Ventilschaftes müssen möglichst glatt und sauber bearbeitet sein, um hier den Einlaufverschleiß möglichst gering zu halten. Die Bohrung in der Führung wird häufig geräumt. Es scheint dies aber durchaus nicht die günstigste Bearbeitungsart zu sein; insbesondere in Amerika wird Honen oder Schleifen der Bohrung vorgezogen.

b) Wichtig ist vollkommene Gleichachsigkeit von Führungsbohrung und Ventilsitz; jede Nacharbeit am Ventilsitz muß so ausgeführt werden, daß Gewähr für die Erfüllung dieser Forderungen gegeben ist.

c) Das Spiel des Ventils in der Führung soll vom Anfang an möglichst gering gehalten werden; es soll bei Einlaßventilen 0,2—0,8% bei Auslaßventilen 0,7—1,4% des Schaftdurchmessers betragen. Geringes Spiel fördert die Wärmeabfuhr aus dem Ventil und setzt den Verschleiß in der Führung bedeutend herab.

d) die Ventildführung soll so lang als möglich gehalten werden; die Kühlung der Führung soll gleichmäßig von allen Seiten und so ausgiebig als möglich erfolgen.

Mit den üblichen Ventilstählen arbeiten die in der folgenden Übersicht Tafel II gegebenen Werkstoffe für die Führungen günstig zusammen:

Tafel II.

Nr.	Führungs-Werkstoff	Ventilwerkstoff						
		Unleg. Kohlenstoffstahl	CrNi Stahl VCN 45	Ni-Stahl	Cr-Stahl	Cr-Si Stahl	Austen. Cr-Ni-Stahl verg.	nitriert
1	Grauguß unlegiert	GL*	GL*	GL*	GL*	GL*		
2	Grauguß legiert	unverg.	GL*	GL*	GL*	GL*		
		vergütet			GL*	GL*		GL*
3	Rotguß GBz 14	GL	GL	GL	GL	GL		
4	Al-Bronze				GL	GL	GL	
5	Be-Bronze							L
6	Al-Ni-Bronze					G	G	
7	Kuprodur				GL	GL	GL	
8	Monel-Metall						GL	GL
9	Aust. Gußeisen Niresist				L	L		L

G in Graugußzylinderköpfen oder -blöcken zu verwenden.

L in Leichtmetallzylinderköpfen oder -blöcken zu verwenden.

Die leeren Felder entsprechen nicht gebräuchlichen Werkstoffpaarungen.

* Bei wassergekühlten Maschinen.

Die einzelnen in der Übersicht Tafel II angeführten Führungswerkstoffe haben die folgenden in der Tafel III verzeichneten Zusammensetzungen und Eigenschaften:

Tafel III.

Nr.	Führungswerkstoff	C _{ges}	C _{geb}	Si	Mn	P	Cr	Ni	Mo	Al	Be	Cu	Sn	Brinell-Härte H _B	Wärmeausdehnung × 10 ⁻⁶
1	Grauguß unlegiert . .	3,30	0,50	—	0,50	0,15	<0,20	—	—	—	—	—	—	220—260	11
		3,40	0,70	—	0,70	0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2	Grauguß legiert	3,20	0,60	—	0,50	1,90	0,40	—	0,60	—	—	—	—	230—260	11
		3,40	0,80	—	0,75	0,30	0,50	—	0,80	—	—	—	—	bis 400*	—
3	Rotguß GBz 14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	86	14	90	17,6—19,1
4	Al-Bronze	—	—	—	—	—	—	—	—	10	—	90	—	170	16—19
5	Be-Bronze	—	—	—	—	—	—	—	—	—	2,5	97,5	—	500	18
6	Al-Ni-Bronze	—	—	—	—	—	—	6	—	11	—	77	Fe	220	16
7	Kuprodur	—	—	0,7	—	—	—	2	—	—	—	97	0,3	180	16—17
8	Monel-Metall	0,2	—	—	—	—	—	68	—	—	—	28	—	125	14
9	Aust. Gußeisen Niresist	3	—	1,2	0,8	—	4	14	—	—	—	5	—	—	18,4

* Vergütet.

Erfahrungsgemäß arbeiten harte Ventilschäfte und harte Ventildführungen am günstigsten zusammen; doch ist die Härte allein für den Verschleiß nicht maßgebend, sondern Gefügeausbildung und Korrosionswiderstand des Werkstoffes sind ebenso bedeutsam.

In Fahrzeugmotoren finden wohl meist Graugußführungen Verwendung. Bewährt haben sich vor allem im Einzelgußverfahren hergestellte Teile von hoher Dichte und feinem Korn. Bei Graugußventildführungen hat sich das Phosphatieren der Bohrung zur Verschleißminderung als vorteilhaft erwiesen.

Wo größere Neigung zum Verreiben in der Ventildführung besteht, dort bewähren sich auch vergütete Graugußführungen höherer Härte (bis zu 400 Brinell). Chrom-Molybdänlegierte Gußeisensorten haben sich gegenüber den unlegierten überlegen gezeigt.

Auch nitrierte Gußeisenführungen haben Vorteile gebracht; zu ihrer Herstellung wird ein mit Chrom- und Aluminium legierter Guß verwendet. Die Härte der etwa 0,2—0,25 mm starken Nitrierschicht erreicht 700—900 Brinell. Die Lebensdauer solcher Führungen soll etwa 6—10 mal so groß sein wie jene normaler Graugußführungen. Wegen der höheren Kosten wird sich aber die Anwendung nitrierter Führungen auf Sonderfälle beschränken müssen.

Gute Erfolge sind auch mit Ventildführungen aus Sintermetallen zu verzeichnen; diese ergeben infolge ihrer hohen Ölaufnahmefähigkeit gute selbstschmierende Eigenschaften und verschleifen bei richtiger Wahl der Zusammensetzung nur sehr wenig. Sie haben den Vorteil, daß sich ihre günstigen Eigenschaften ohne jede Verwendung von Sparmetallen erzielen lassen.

V. Gleitlager.

Der Verschleiß und die Betriebssicherheit von Lagern aller Art wird durch eine Summe von Einflüssen des Werkstoffes, der Gestaltung und der Schmierung bestimmt.

Überragend wichtig ist vor allem die Schmierung. Für einen störungsfreien, verschleißlosen Betrieb des Lagers ist das Zustandekommen reiner Flüssigkeitsreibung durch richtigen Zwangumlauf des Schmieröls im Lager unter den jeweils herrschenden Betriebsbedingungen Voraussetzung. Sobald der flüssige Schmierfilm nicht mehr ausschließlich die Bewegungsvorgänge im Lager statisch und dynamisch beherrscht, gewinnen überdies die an Lager- und Wellenauflfläche durch Adhäsion haftenden Schmierölschichten entsprechenden Einfluß auf den weiteren Lauf des Lagers. Diesen Schichten kommt offenbar eine ausgesprochene Schutzwirkung zu; die Größe dieser Schutzwirkung ist hierbei streng werkstoffgebunden und wird durch das „Ölhafvermögen“ des Werkstoffes gekennzeichnet.

Jede Kraftübertragung zwischen gleitenden Flächen ist mit einem Energieaufwand verbunden, sie ist rein kinematisch niemals denkbar. Dieser Energieaufwand darf bei Lagern nicht im Werkstoff selbst, sondern muß vielmehr in dem zwischen die gleitenden Teile geschalteten Tragstoff, der als Reibungsträger fungiert, aufgenommen werden. Die Eigenschaften des Schmiermittels spielen demnach hier eine ausschlaggebende Rolle. Von großer Bedeutung ist offenbar auch die Eigentümlichkeit mancher Schmiermittel, bei hohem Druck ihre Zähigkeit zu erhöhen.

Solange im Gleitlager reine Flüssigkeitsreibung herrscht, tritt praktisch überhaupt kein Verschleiß auf. Voraussetzung dafür ist eine bestimmte Größe des bei der Verlagerung des Zapfens sich einstellenden engsten Spaltes zwischen Lager und Welle in Abhängigkeit von den Lagerabmessungen, der Zapfengeschwindigkeit und der Zähigkeit des verwendeten Öls.

Die Größe dieses Spaltes läßt sich nach HEIDEBROEK [8] für das übliche zylindrische halbumschlossene Lager aus

$$f(\alpha_0) = \alpha_0^3 \cdot \cos \alpha_0 = K \frac{\eta \cdot u \cdot r_i^2}{c^2 \cdot P/b} \quad (1)$$

errechnen. Darin bedeuten (Abb. 161):

- K einen für das Lager konstanten Beiwert
- η , die Zähigkeit des Öls
- r_1 den Zapfenhalbmesser
- r_2 den Schalenhalbmesser
- u die Zapfenumfangsgeschwindigkeit
- P die äußere Belastung
- b die Lagerbreite
- c die Schmiegunszahl $= \frac{1}{2} \cdot \frac{r_1 \cdot r_2 - r_1^2}{r_2}$

Die Bedeutung von α_0 ist der Abb. 161 zu entnehmen.

Für übliche Lagerspiele ist

$$c = \frac{\delta}{2} = \frac{r_2 - r_1}{2} \quad (2)$$

Ist daraus α_0 bekannt, so ergibt sich für das Maß des engsten Spaltes

$$h_0 = \delta (1 - \cos \alpha_0) \quad (3)$$

Je kleiner demnach α_0 , desto kleiner wird auch h_0 . Bei sehr vielen Lagern ist nun α_0 sehr klein, so daß $h_0 \approx 0,001$ mm wird; diese Lage des Zapfens im Lager kann durch bestimmte Wahl jeder einzelnen Größe in Gl. (1) herbeigeführt werden, so z. B.:

1. als Folge von großer Belastung P bei kleinen Werten der Geschwindigkeit u
2. von großer Geschwindigkeit u und gleichzeitig großer Schmiegunszahl c , d. h. also großem Lagerspiel,

Große Belastung P kann auch durch entsprechend klein gewählte Schmiegunszahl c ausgeglichen werden; diesen Ausweg, das Lagerspiel gering zu machen, muß man vielfach bei Lagern wählen, bei denen wegen des geringen Lagerdurchmessers trotz hoher Drehzahl noch keine genügend hohe Geschwindigkeit entsteht, um die erforderlich werdenden hohen Öldrücke von 500 at und darüber zu erzeugen.

Die Anwendung geringer Lagerspiele (etwa kleiner als 0,05 bis herab zu wenigen Tausendstel Millimetern) setzt aber für Lager und Welle höchste Güte der Oberflächenbearbeitung voraus; denn sind die Unebenheiten der Oberflächen etwa von gleicher Größenordnung wie die Weite des Lagerpaltes an der engsten Stelle h_0 , so nähern sich die Vorsprünge einander derart, daß die glatte Hauptströmung des Öls im Spalt gestört wird und sich in ungleichmäßige Einzelströmungen auflöst; d. h. es tritt **Grenzeibung** ein.

Damit ist, da bei weiterer Annäherung der vorspringenden Oberflächenteilchen sehr hohe Druckbeanspruchungen und sehr hohe Schergefälle auftreten (vgl. S. 4 u. f.), die Einleitung des Verschleißes gegeben; sowohl die Scherbeanspruchungen an den Oberflächenteilchen als auch das Überschreiten der Quetschgrenze kann dann zu Zerstörungen am Lager führen.

Durch die hydrodynamische Lagertheorie allein ist es nicht möglich, die Vorgänge im Gebiet der **Grenzeibung** zu klären. Nun arbeitet aber der Zapfen im Lager — zumindest in der Gegend des engsten Spaltes — in diesem Gebiet; denn bei hochbelasteten Lagern muß der Öldruck auf 500 kg/cm² und auch noch darüber gesteigert werden, wobei das engste Lagerspiel etwa Werte von $1 \mu = 0,001$ mm erreicht.

Es treten unter solchen Verhältnissen die physikalisch-chemischen Grunderscheinungen des Schmierungsvorganges in den Vordergrund; dieser wird nicht nur durch die hydrodynamische Drucksteigerung im Schmieröl infolge der bekannten Keilwirkung beeinflusst sondern auch durch die physikalischen Beziehungen zwischen Lagerwerkstoff und Schmierstoff einerseits, durch jene zwischen Wellenwerkstoff und Schmiermittel gleichzeitig andererseits, worauf bereits auf S. 7 u. f. hingewiesen wurde.

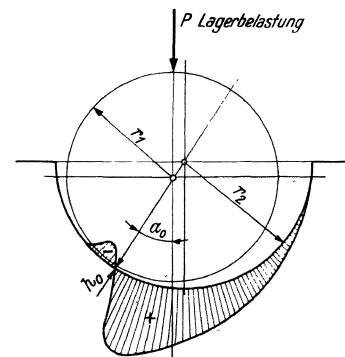


Abb. 161. Drucksteigerung in der Schmierschicht bei halbumschließendem Querlager (nach FALZ [1]).

Je weiter sich die Verhältnisse vom Gebiet reiner Flüssigkeitsreibung entfernen, — sei es durch Absinken der Umfangsgeschwindigkeit, sei es durch Abbau des tragenden Schmierfilms aus anderen Gründen, wie z. B. durch ansteigende Temperatur, die von einer bereits trocken laufenden Stelle des Lagers ausgehen oder durch Ölmangel verursacht sein kann — umso rascher steigt die Reibungsziffer bis auf jene Höhe an, die der

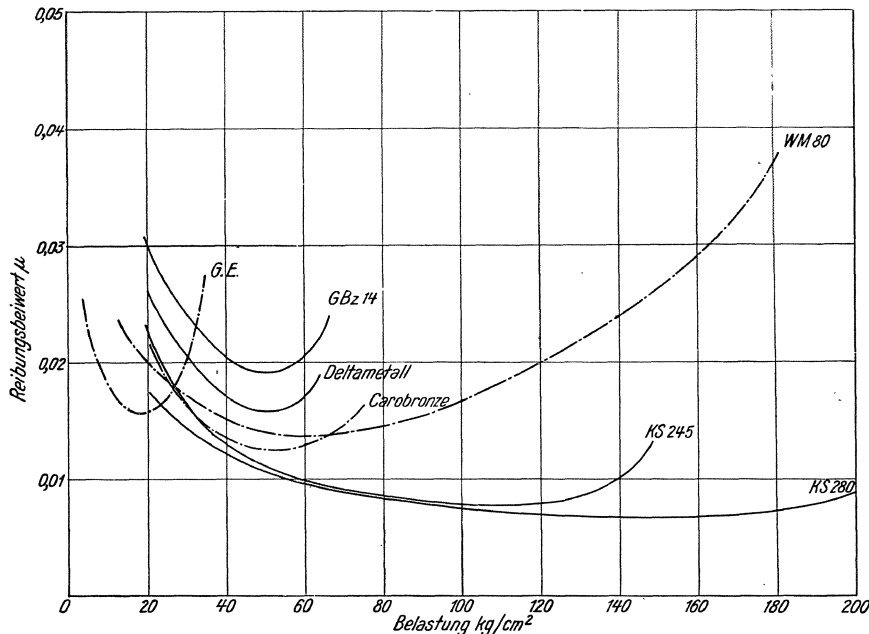


Abb. 162. Reibungsbeiwerte verschiedener Lagerwerkstoffe abhängig von der spezifischen Belastung (nach HEIDEBROEK [8]).

Gleitgeschwindigkeit = 26 m/sek, Gegenwerkstoff: Stahl geschliffen, Zustand geschmiert, Werkstoffe:

WM 80 nach DIN 1703,
KS 280 siehe Zahlentafel V,
KS 245 siehe Zahlentafel V,
G.E. Sonderguss für Lagerzwecke,

GBz 14 nach DIN 1705,
Deltametall,
Carobronze (Zahlentafel VI, Nr. 4).

trockenen Reibung entspricht. Sobald dieser Zustand ange- nähert erreicht ist, spielen die Notlauf- eigenschaften des Lagerwerkstoffes, die ihrerseits wieder von dessen Gefügebau und Struktur beein- flußt werden, eine entscheidende Rolle. Bei den Weißmetallen und anderen weichen Lagerwerkstoffen können dann die zuerst zur metallischen Berührung kommenden Stellen, die vorerst den ganzen Druck aufnehmen, unter diesem nachgeben, wodurch die tragende Fläche vergrößert und entlastet wird und sich

unter Umständen wieder ein tragender Schmierfilm ausbilden kann. — Wesentlich un- günstiger verhalten sich die harten Lagerwerkstoffe, bei denen die überlasteten Stellen durch Schubkräfte abgetragen werden müssen; die dabei entwickelte Wärme beschleunigt den Fortschritt des Zerstörungsvorganges. Liegt der Schmelzpunkt des Lagermetalles niedrig, so kann es dabei zum Auslaufen des Lagers kommen (vgl. Abb. 163).

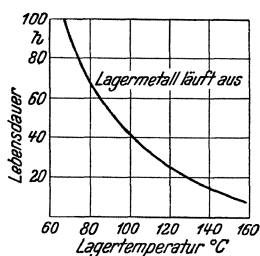


Abb. 163. Abhängigkeit der Lebensdauer von Weißmetalllagern auf Sn-Grundlage von der Lagertemperatur.

Bei großem Härteunterschied zwischen Lager und Welle wird dabei häufig nur der weichere Teil beschädigt, insbesondere wenn die Temperaturen nicht allzu hoch ansteigen. Bei bestimmten Werkstoffpaarungen besteht aber sehr große Neigung, bei trockener Reibung miteinander zu verschweißen; hierzu zählen z. B. die Paarungen Stahl — Kupfer, Stahl — Aluminium u. a. Die Lager fressen dann, wodurch es zur Zerstörung des Wellenzapfens kommt.

Die Größe der im Lager zur Vernichtung gelangenden Energiemenge sowie die Wärmeabfuhrverhältnisse bestimmen die Höhe der Lagertemperatur, die eine wesentliche Bewertungsgrundlage für das Lager darstellt und dessen Lebensdauer beeinflusst. Richtige Beherrschung der im Lager entstehenden Reibungswärme unter stark unterschiedlichen Verhaltens der verschiedenen Lagerwerkstoffe (vgl. Abb. 162) gewährleistet erst ein befriedigendes Arbeiten des Lagers. — Die richtige Beurteilung der Verhältnisse wird dann besonders wichtig, wenn in bestehenden Konstruktionen geänderte Lagerwerkstoffe zur Verwendung kommen sollen. Neben allen anderen, die Wärmeabfuhr bestimmenden Umständen ist auch das Wärmeleitvermögen

des Lagerwerkstoffes zu berücksichtigen (vgl. Abb. 164). Bis zu einem gewissen Grad kann gute Wärmeleitfähigkeit auch fehlende Notlaufeigenschaften wettmachen, was zum Beispiel für die unvollkommen geschmierten Lager von langsamlaufenden Großmaschinen zutrifft. Bei neueren Bauarten ist die Wärmeleitfähigkeit deshalb weniger interessant, da bei hochbeanspruchten Lagern fast ausschließlich Verbundgußlager mit sehr dünnen Gleitmetallschichten Verwendung finden. Wichtiger ist dort vielmehr das Wärmeleitvermögen des zur Herstellung des Stützkörpers Verwendung findenden Werkstoffes; doch spielt auch hier jeder kleine Spalt an der äußeren Auflagefläche der Stützscheibe bei der Wärmeabfuhr aus dieser eine bedeutend größere Rolle, als etwa eine etwas geringere Wärmeleitfähigkeit derselben.

Gestaltung des Lagers, Art der Schmierung, Art der Beanspruchung (ruhend oder stoßweise, Kantendruckungen) und deren Höhe, Größe der tragenden Lagerfläche und der wärmeabführenden Flächen, Beschaffenheit der Oberflächen von Lager und Welle sind die zusammenspielenden Einflüsse, die das Verhalten des Lagerwerkstoffes und die Höhe der Lagertemperatur bestimmen und damit wieder ausschlaggebend für den Lagerverschleiß und für die Wahl des Lagerwerkstoffes werden. Ebenso ist die Eintrittstemperatur des Schmieröls in das Lager von großer Bedeutung, woraus die Wichtigkeit einer zureichenden Ölkühlung hervorgeht (Abb. 165).

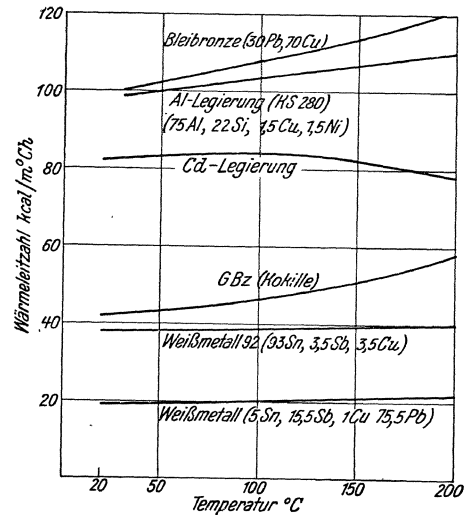


Abb. 164. Wärmeleitfähigkeit verschiedener Lagerwerkstoffe. (Vgl. [4]).

1. Verschleißursachen.

Der in den Lagern von Verbrennungskraftmaschinen auftretende Verschleiß hängt ab:

- Von der Lagerbeanspruchung,
- von der Lagergestaltung,
- von den verwendeten Werkstoffen für Lager und Welle,
- von der Schmierung.

Für geringen Verschleiß und damit für eine lange Lebensdauer sind daher die folgenden Faktoren ausschlaggebend:

- Richtige Bemessung und Gestaltung des Lagers;
- Verwendung eines geeigneten Schmiermittels und richtige Verteilung desselben im Lager;
- Günstige Wärmeabfuhr aus dem Lager und Beschränkung der Lagertemperatur;
- Fernhalten von Verunreinigungen.

In keinem Verbrennungskraftmaschinenlager sind die für ein ideales Lager allgemein gültigen Voraussetzungen vollkommen erfüllt; es sind weder die Wellen oder die Lagerbohrungen von genau mathematisch kreisrunder Zylinderform, noch stimmen die Belastungsverhältnisse mit jenen des idealen Lagers überein.

Diese Abweichungen zu kennen und zu beherrschen ist Aufgabe des Gestalters und des Werkstoffmannes, um so mögliche Annäherung an das vollkommene Lager zu erreichen; denn nur dann ist neben hoher Betriebssicherheit auch geringe Abnutzung und günstiger Wirkungsgrad zu erzielen.

Vielfach ist die Lagerbelastung auch nicht ruhend oder stetig, sondern wirkt stoßweise und erschwert dadurch die Arbeitsbedingungen für das Lager.

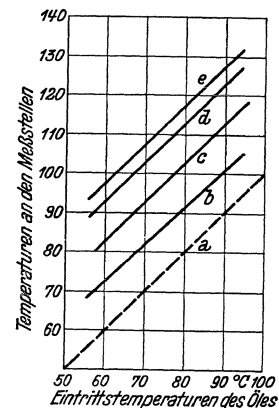


Abb. 165. Schmieröltemperaturen an verschiedenen Lagerstellen eines Fahrzeug-Dieselmotors

(6 Zylinder, Hubvolumen 21,
 $n = 3000$)

a Öleintritt in die Maschine,
b Eintritt ins 1. Hauptlager,
c 2. Hauptlager,
d Eintritt ins 1. Pleuellager,
e im Pleuellager.

Umlaufende Ölmenge 17,2 kg/min.
(nach WILLIAMS und SPIERS [10])

Richtige Bemessung des Lagers setzt voraus, daß die zulässige Lagerbelastung in keiner Weise überschritten wird; d. h., daß die zulässige Biegebeanspruchung und Verformung des Zapfens einerseits, die zulässige Druck- und Stauchfestigkeit des Lagerausgusses andererseits nicht überschritten werden darf. Ferner darf die, sich im Betrieb einstellende, Schmier-schichtdicke nicht kleiner sein, als die Summe der Unebenheiten der Oberflächen von Zapfen und Lager; sie soll aber auch nicht größer sein als $\frac{1}{4}$ des ideellen Lagerspieles $2(r_2 - r_1)$ (Abb. 161).

Die Aufnahme der auf das Lager einwirkenden Kräfte erfolgt nicht gleichmäßig über den ganzen Halbkreis der belasteten Lagerhälfte, u. zw., abgesehen von der Verlagerung des Zapfenmittels gegenüber dem Lagermittel bei der Drehung der Welle infolge des dynamischen Öldrucks, aus den folgenden Gründen:

1. das Lager selbst verformt sich unter dem Einfluß dieser Kräfte;
2. die belastete Welle biegt sich durch, so daß sich die Lagerzapfenachsen etwas schräg zu den Lagerachsen stellen.

3. dazu kommt noch, daß bei mehrfach gelagerten Wellen die Verteilung der Belastung auf die einzelnen Lager statisch unbestimmt ist, und zwar in umso höherem Maß, je stärker sich das die Lager tragende Gehäuse verformt und je ungenauer die Lagerbohrungen fluchten.

4. Außer den unmittelbar aus den Arbeitsvorgängen in der Maschine sich ergebenden Lagerkräften können auch von außen her, etwa durch Erschütterungen, Beanspruchungen in den Lagern wachgerufen werden, die Verschleiß und Zerstörungserscheinungen in diesen zur Folge haben können; dies tritt besonders bei Fahrzeugmotoren aller Art in Erscheinung.

In allen Fällen muß getrachtet werden, trotz der unvermeidbaren großen Abweichungen der Belastungsart vom theoretischen Idealfall die Reibungs- und Verschleißverhältnisse diesem doch möglichst weitgehend zu nähern.

Wie erwähnt, zeigen Lager praktisch keinen Verschleiß, solange reine Flüssigkeitsreibung herrscht (S. 7ff.). Aber abgesehen davon, daß in der Nähe des engsten Spaltes in hochbelasteten Lagern das Gebiet der Grenzreibung erreicht wird, treten in jeder Verbrennungskraftmaschine einige besondere Betriebsumstände auf, durch welche die reine Flüssigkeitsreibung in den Lagern gestört oder unterbunden wird und dadurch die Abnutzungsverhältnisse in den Lagern in hohem Maß beeinflußt werden. Dies sind:

- a) das Anfahren;
- b) voneinander unterschiedliche Beharrungszustände bei verschiedenen Betriebsverhältnissen und insbesondere die Übergänge von einem Beharrungszustand zum anderen;
- c) Unterbrechungen und Stillstände.

Außer diesen, die Lager gefährdenden und deren Verschleiß begünstigenden Betriebsverhältnissen ist es auch noch die stoßweise Beanspruchung, die die Lebensdauer bestimmter Lager bedeutend herabsetzen kann.

Die Zerstörungen in den Lagern kommen demnach in folgender Weise zustande:

1. Mechanischer Verschleiß durch das Gleiten metallischer Flächen aufeinander ohne Zwischenschaltung eines tragenden Schmierfilms.
2. Mechanischer Verschleiß durch feste Teilchen, meist Abnutzungsprodukte und Verunreinigungen, die das Schmieröl zwischen die aufeinander gleitenden Flächen schwemmt.
3. Brüchigwerden der Lagerflächen, Rissigwerden und Ausbröckeln der Ausgüsse.

Zu 1: Unzureichende Schmierung verhindert das Zustandekommen reiner Flüssigkeitsreibung im Lager. So kommt es auch unter den oben erwähnten besonderen Verhältnissen zum Verschleiß durch Abrieb ohne Dazwischenschalten eines tragenden Schmierfilms zwischen die Gleitflächen. Ursache für diesen mechanischen Verschleiß ist in erster Linie der unter den geschilderten Umständen auftretende Ölmangel im Lager; z. B. kann beim Anfahren die dort noch vorhandene geringe Ölmenge seitlich aus dem Lager herausgedrückt worden sein, ehe genügend Öl nachströmt. Das vorhandene Öl wird überhitzt und kann dann infolge seiner niederen Zähigkeit keinen Tragfilm mehr ausbilden. Der Zustand der Grenz-

reibung — worunter aber keinesfalls jener der trockenen oder halbtrockenen Reibung zu verstehen ist — erscheint damit erreicht.

Ist aber einmal ein Schmierfilm entstanden, so kann es noch immer durch Verformungen des Lagers oder des Zapfens zu metallischer Berührung an den Laufflächen kommen, ebenso dann, wenn die Achsen von Lager und Zapfen nicht parallel zueinander liegen.

Neben diesen Abnutzungen treten zuweilen auch plastische Verformungen im Lagerausguß ein. Infolge von örtlichen Schubkräften, welche die Festigkeit des Lagermetalls bei der herrschenden Betriebstemperatur übersteigen, kommt es zu Verschiebungen desselben. Dickere Ausgüsse werden hiervon im allgemeinen stärker betroffen, als schwächere. Da die Haftfähigkeit des Ausgusses an der Grundschale größer ist, als seine Schubfestigkeit, werden bei dünnen Ausgüssen die Schubkräfte näher an der Entstehungsstelle aufgenommen und die Formänderungen dadurch behindert, wodurch das vorteilhaftere Verhalten dünner Lagerausgüsse erklärt erscheint (vgl. auch S. 103).

Zu 2: Besondere Wichtigkeit kommt dem Verschleiß durch im Schmieröl mitgeführte feste Teilchen zu. Meist kommen als solche der Abrieb aus verschiedenen Verschleißstellen an bewegten Teilen des Motors, bisweilen auch von scheuernden Stellen, sowie Verunreinigungen in Betracht, die mit der Ansaugluft oder mit dem Kraftstoff in den Motor und in den Schmierölkreislauf gelangen.

Die Größe dieses Verschleißes hängt von der Reinheit des zu den Lagern gelangenden Öles und von der Stärke des Schmierölfilms im Lager ab. Auch die Eigenschaften des Lagermetalles an sich spielen hierbei eine Rolle: so haben manche Weißmetalle und ebenso auch Zinklagerlegierungen die Eigenschaft, Fremdteile in sich einzubetten und damit unschädlich zu machen.

Schutz des Lagers vor Staub und Verunreinigungen ist für den geringen Verschleiß des richtig gestalteten und bemessenen Lagers von größter Wichtigkeit. Daher ist für eine wirksame Ölfiltration zu sorgen. Diese soll stets auf der Druckseite der Schmierölpumpe erfolgen und zwar vor dem Eintritt des Öls in die erste Lagerstelle.

Nach FALZ sind Metalltuchfilter von mindestens 10 000 Maschen je cm^2 zu verwenden. Die Filter sind als umschaltbare Doppelfilter auszubilden, um während des Betriebes gereinigt werden zu können. Die Filterfläche soll zu

$$F_f \geq \frac{Q}{0,05} \text{ bis } \frac{Q}{0,1} \text{ cm}^2$$

bemessen werden, wenn Q die zu filternde Ölmenge in l/min bedeutet.

Der Behälter für das Schmieröl oder die Sammelstelle für dasselbe soll genügend groß bemessen werden, um den im Öl schwebenden Schmutzteilchen Gelegenheit zum Absetzen zu geben. Der Sauganschluß für die Ölpumpe und der Zufluß für das verschmutzte Öl sind an entgegengesetzte Enden des Behälters zu legen. Erfahrungsgemäß soll das Schmieröl bei Fahrzeugmotoren nicht mehr als 2,5 bis 3 mal je Minute, bei großen langsamlaufenden Motoren jedoch nicht mehr als 8 mal je Stunde umgewälzt werden.

Zu 3: Endlich kann auch Verschleiß durch Ermüdung der Lagerlaufflächen eintreten, die sich ihrerseits durch Rissigwerden und Ausbröckeln des Lagerausgusses äußert. Dieses Zermürben des Lagerwerkstoffes ist die Folge eines starken Wechsels der Lagerkräfte nach Größe und Richtung; es setzt dort am stärksten ein, wo hohe Lagerdrücke vorliegen und die Beanspruchung stoßweise auftritt. Die über den Schmierfilm auf das Lagermetall übertragenen Stöße erzeugen dort Wechselbeanspruchungen und damit Verformungen, die zu Dauerbrüchen führen. Es gehört zu den schwierigsten Aufgaben, vor allem im Bau raschlaufender Dieselmotoren, dieses Brüchigwerden der Lagerwerkstoffe zu vermeiden; denn sehr häufig gehen Lager, bei denen es gelungen ist, die Abnutzungserscheinungen an der Lauffläche sehr klein zu halten, nach verhältnismäßig geringer Betriebsstundenzahl durch Rissigwerden und Ausbröckeln der Ausgüsse, d. h. also durch mangelnde Widerstandsfähigkeit gegen Dauerschlagbeanspruchung zugrunde und das Lager hat damit seine Tragfähigkeit verloren. Am schnellsten erliegen dieser Zermürbung die Pleuellager von Dieselmotoren, bei denen die stoßweise Beanspruchung am stärksten ausgeprägt ist.

2. Lagerwerkstoffe.

Erfahrungsgemäß sollen in Gleitlagern stets zwei Werkstoffe von verschiedener Härte und von verschiedener Schmiegsamkeit zusammenarbeiten; physikalisch begründen läßt sich diese Tatsache heute noch nicht, doch spielen jedenfalls die folgenden Werkstoffeigenschaften hierbei eine Rolle:

Die Beschaffenheit der Oberflächenstruktur, ob kristallin oder amorph.

Die Zug- und Druck-Wechselfestigkeit der Oberfläche und der unmittelbar unter derselben gelegenen Schichten.

Die Scherfestigkeit der Oberflächenteilchen.

Die Höhe der adsorptiven Wirkung an den Oberflächen.

Die Schmiegsamkeit, d. h. eine Werkstoffeigenschaft, die zwischen Elastizität und Plastizität liegt und wie sie den bekannten hochwertigen Gleitmetallen durchwegs als kennzeichnend eigen ist.

Von Lagerwerkstoffen für den Motorenbau müssen die folgenden Eigenschaften verlangt werden:

1. Hoher Verformungswiderstand; die Quetschgrenze muß so hoch liegen, daß bei Betriebsbeanspruchung genügend Sicherheit gegen bleibende Formänderungen besteht.

2. Gute Formänderungsfähigkeit; hohe Zähigkeit und Einbettungsvermögen für Fremdteilchen.

3. Gute dynamische und statische Festigkeitseigenschaften, und zwar auch bei Betriebstemperatur; eine besondere Rolle spielt dabei auch die Härte und die Höhe der Biegechselfestigkeit.

4. Korrosionsbeständigkeit gegenüber den im Schmieröl vorkommenden Seifen und Säuren, ferner gegenüber Wasser und Kraftstoffen und deren Gemengen.

5. Gute Ölhaltfähigkeit (gute Ölbenetzbarkeit).

6. Gute Lauf- und Notlaufeigenschaften.

7. Gute Laufspiegelbildung, gutes Einlaufvermögen.

8. Gute Wärmeleitfähigkeit und nicht zu hohe Wärmedehnung.

9. Geringe Reibung.

10. Gute Gießbarkeit, bzw. Preß- und Schmiedbarkeit.

11. Gute Bearbeitbarkeit.

12. Gute Bindefähigkeit mit dem Werkstoff der Stützschaale bei Lagerausgußmetallen.

Das Einlaufvermögen eines Lagermetalles ist gekennzeichnet durch sein Verhalten während der ersten Laufzeit; ist der Temperaturanstieg bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit und Belastung allmählich und ohne Sprünge und Unstetigkeiten und verläuft die Temperaturkurve nach kurzer Zeit parallel zur Zeitachse, so kann von gutem Einlaufvermögen gesprochen werden. — Eine zutreffende Umschreibung des Begriffes „Verschleißfestigkeit“ besteht zur Zeit für Lagermetalle noch nicht, so daß Untersuchungen nach dieser Richtung nur als Vergleichsmessungen durchgeführt werden können.

Werden Lager gleicher Abmessungen und gleicher Bearbeitung unter gleichen Betriebsbedingungen d. h. mit gleicher Drehzahl, gleicher Belastung und gleicher Schmierung betrieben, so stellen sich in den Lagern Temperaturen ein, deren Höhe eindeutig von der Werkstoffpaarung, also vom Lager- und vom Wellenwerkstoff, bestimmt werden; je niedriger diese Temperatur liegt, desto geeigneter ist die Paarung und eine umso höhere Lebensdauer des Lagers ist zu erwarten.

Auch der Verschleiß im Lager und am Wellenzapfen hängt von der Paarung der Werkstoffe ab; eindeutige und vergleichbare Versuchsergebnisse liegen aber nach dieser Richtung zur Zeit nicht vor.

Es hat sich in der Praxis immer wieder erwiesen, daß im Gefüge von Lagerwerkstoffen neben härteren Gefügebestandteilen, die ausreichende mechanische Eigenschaften aufweisen, auch weichere Anteile vorhanden sein müssen, welche die Träger der Laufspiegelbildung und der Notlaufeigenschaften sind.

Dies ist besonders bei weicheren Lagerwerkstoffen der Fall, bei denen der Härtesprung zur Welle groß ist. Bei harten Lagerwerkstoffen, wo sich der Härtesprung dem Wert 1 nähert, verliert die Heterogenität der Gefügeausbildung an Bedeutung, da es hier zu eigentlichen Einlaufvorgängen nicht mehr kommt. (Siehe auch Abschnitt über Bronzelager, S. 120).

Auch die Ölhafffähigkeit ist eine Folge der Heterogenität des Lagerwerkstoffes; sie ist nicht auf einen Gefügebestandteil allein, sondern auf das Zusammenwirken aller zurückzuführen. Sie ist umso größer, je feiner das Korn und das Gefüge sind. Es spielen hier die van der WAAL'schen Kräfte eine Rolle, unter denen Anziehungspotentiale verstanden werden, die zwischen Molekülen, also zwischen valenzmäßig abgesättigten Systemen, wirksam sind. An dieser Erscheinung ist aber nicht die ganze Lageroberfläche in gleicher Weise beteiligt, vielmehr spielen hier besonders ausgezeichnete Bezirke, sogenannte aktive Zentren, eine besondere Rolle. In Erweiterung der van der WAAL'schen Theorie kommt nach SCHWAB und PIETZSCH den „aktiven Zentren“, als welche Kristallkanten, Korngrenzen und in den Kristallen vorhandene Störstellen anzusehen sind, eine erhöhte Wirksamkeit zu. Wird der Werkstoff durch Walzen oder Ziehen verformt, so daß sich ein Netz von Gleitlinien über die Kristalle ausbreitet, so haften die Ölmoleküle fester an der Oberfläche. So verhält sich z. B. hinsichtlich der Ölhafffähigkeit eine gezogene Bronze besser als eine solche, deren Gefüge durch Gleitlinien nicht gestört ist. Aus demselben Grund verhalten sich auch geschmiedete Bronzen besser als der gleiche Werkstoff im gegossenen Zustand, und im letzteren wirkt sich wieder ein etwa vorhandenes dendritisches Gefüge auf die Ölhafffähigkeit günstig aus.

Gleich wie im Lagerwerkstoff ist auch die Art der Ausbildung des Gefüges im Stahlzapfen von Wichtigkeit. Bei gehärtetem Zapfen ist z. B. das Vorhandensein eines martensitischen oder troostitischen Gefüges von wesentlicher Bedeutung; zumindest ist nicht nur die Härte allein für die erwünschten Gleiteigenschaften hinreichend. Dennoch aber ist ein größerer Härtesprung zwischen Lagermetall und Wellenwerkstoff eine notwendige Voraussetzung für ein günstig zu betreibendes Lager.

Als Basismetalle für Lagerlegierungen eignen sich vor allem Zinn, Kadmium, Blei, Kupfer, Aluminium und Zink.

Nach BOLLENRATH [4] ergibt sich unter Berücksichtigung des Verhaltens in der Wärme die folgende Gruppierung der gebräuchlichen Lagermetallegerierungen:

Lagermetall- gruppe	Härteabfall bei steigender Temperatur		Höchsthärt kg/mm ²
	rasch	langsam	
weich	Weißmetall Basis Pb Weißmetall Basis Pb-Sn Weißmetall Basis Sn	Bleibronzen weiche Al-Legierungen	unter 35
mittelhart	Cd-Legierungen	Kupfer-Blei-Bronzen Al-Legierungen	35—50
hart	Zn-Legierungen	harte Bronzen harte Al-Legierungen Grauguß	über 50

Grundsätzlich kann gesagt werden, daß die Dauerhaltbarkeit fast aller Lagerwerkstoffe mit steigender Temperatur ebenso wie ihre Härte ziemlich stark abnimmt. Dies ist bei höheren spezifischen Flächendrücken zu beachten, besonders dann, wenn diese stoßweise auftreten.

Erwünscht ist ein möglichst geringer Härteabfall des Lagerwerkstoffes bei steigender Temperatur. Die einzelnen Lagerwerkstoffe verhalten sich hier sehr unterschiedlich (Abb. 166 und 167).

Die heute gebräuchlichen Lagermetalle eignen sich auf Grund ihrer technologischen

Eigenschaften bei Raumtemperatur und unter erhöhten Temperaturen etwa für die folgenden Anwendungsgebiete:

	Lagerwerkstoff	Anwendungsgebiet	
1	Weißmetall auf Blei-Zinn-Grundlage oder Zinn-Grundlage (WM 10 — WM 70 u. WM 80)	Mittlere Beanspruchungen bei nicht zu hohen Lagertemperaturen Ungeeignet für die Lager sehr schnellaufender und hochbelasteter Verbrennungskraftmaschinen.	
2	Weißmetall auf Zinngrundlage mit 80—95 % Zinn	Für höhere Belastungen, wenn Lagertemperaturen niedrig bleiben; nicht geeignet für die Lagerung raschlaufender Dieselmotoren.	
3	Lagermetall auf Kadmium-Grundlage	Geeignet für hohe Belastungen, widerstandsfähiger als Gruppe 2, doch muß Lagertemperatur niedrig bleiben.	
4	Bleibronzen auf Grundlage Kupfer-Blei	Geeignet für höchste Beanspruchungen bei höheren Temperaturen. Empfindlich gegen Kantenpressung.	
5	Leichtmetallager auf Aluminiumgrundlage	hart	Auch bei höheren Temperaturen geeignet. Sehr empfindlich gegen Kantenpressung.
6		weich	Mittlere Beanspruchungen bei mittleren Lagertemperaturen. Unempfindlich gegen Kantenpressungen.
7	Zinklegierungen	Niedrige bis mittlere, nicht stoßweise Beanspruchungen.	
8	Grauguß	Niedrige Beanspruchungen. Empfindlich gegen Kantenpressungen.	

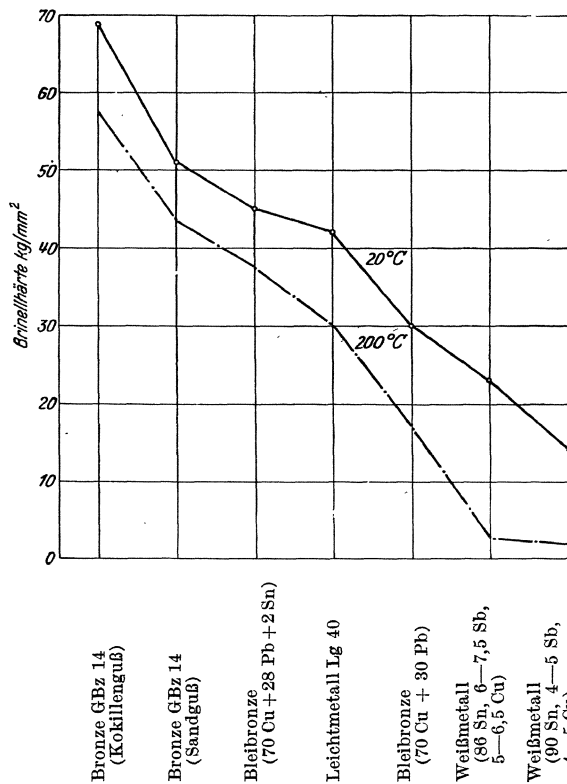


Abb. 166. Härte verschiedener Lagermetalle bei 20 und 200° C.

a) Weißmetallager.

Die große Gruppe der Weißmetalle umfaßt recht verschiedenartige Legierungen, in denen entweder Zinn oder Blei den Hauptanteil bilden. Dazwischen finden sich Übergänge mit wechselnden Zinn- und Bleigehalten (vgl. Zahlentafel I u. II).

Durch ihre innerhalb bestimmter Belastungsgrenzen hervorragenden Laufeigenschaften und wegen ihrer leichten Verarbeitbarkeit haben sie sich seit langer Zeit ein weites Anwendungsgebiet gesichert; daher zählen auch die Weißmetalle zu den am weitesten durchforschten von allen Lagermetallen. Allerdings sind die Grenzen für ihre Verwendungsfähigkeit in den Triebwerkslagern moderner Verbrennungskraftmaschinen, vor allem im Fahrzeugdiesel- und im Flugmotor, durch die stetig steigenden mechanischen und thermischen Beanspruchungen heute schon überschritten. Im Fahrzeug-Ottomotor werden sie aber noch vielfach verwendet.

Die für das Inland früher vorgeschla-

genen Normen (DIN 1703, Neuentwurf) sahen die folgenden Weißmetallegerungen für Gleitlager und Gleitflächen vor:

Zahlentafel I. Weißmetall auf Zinn- und Zinn-Blei-Basis.

Benennung	Kurzzeichen	Analyse				Verunreinigungen höchstens %
		Sn	Sb	Cu	Pb	
Weißmetall 80 F ¹	WM 80 F	80	11	9	< 0,5	Fe < 0,10 Zn < 0,05 Al < 0,05 Zus < 0,15
„ 80	WM 80	80	12	6	2	Fe < 0,10 Zn < 0,05 Al < 0,05 Zus < 0,15
„ 20	WM 20	20	14,5	1,5	64	Fe < 0,10 Zn < 0,05 Al < 0,05 Zus < 0,15
„ 10	WM 10	10	15,5	1,0	73,5	Fe < 0,10 Zn < 0,05 Al < 0,05 Zus < 0,15
„ 5	WM 5	5	15,5	1,0	78,5	As < 0,15

¹ Die Legierung 80 F soll nur dann verwendet werden, wenn Bleifreiheit unbedingt erforderlich ist.

Das Ausland verwendet darüber hinaus auch noch hochzinnhaltige bleifreie Legierungen mit Zinngehalten zwischen 80 und 93%.

Die Höhe des Zinnanteiles ist für das praktische Verhalten des Lagermetalles erfahrungsgemäß ausschlaggebend: nach unten hin ergibt sich die Grenze für denselben dadurch, daß bei höheren Antimon- und Kupfergehalten die Legierungen spröde und brüchig werden. Ein kleiner Bleigehalt ist in dieser Legierungsgruppe solange nicht schädlich, als die Lagertemperatur im Betrieb nicht über 180° ansteigt; bei höheren Temperaturen bildet sich jedoch ein ternäres Pb-Sb-Sn-Eutektikum, das zu Kristallseigerungen und damit zu rascherem Verschleiß Anlaß gibt:

Der Bleigehalt führt zu früherem Schmelzbeginn der Legierung und zur Verschlechterung der Eigenschaften in der Wärme. Bei mehr als 2% Pb-Gehalt nimmt die Neigung zu Schrupfungsrissen stark zu, wodurch besonders unter Schlagbeanspruchung rasche Zerstörung erfolgen kann.

Auch andere Beimengungen, wie Eisen, Zink, Arsen, Wismut u. a., wirken sich schon in sehr kleinen Mengen schädlich auf die Lebensdauer der Lager aus.

Da in Deutschland im Gegensatz zum Ausland nur Lagermetalle mit nicht mehr als 12% Zinngehalt verwendet werden dürfen, sind heute in erster Linie die in der folgenden Zahlentaf. II angeführten zinnarmen und zinnfreien Legierungen nach DIN 1703 U von Bedeutung:

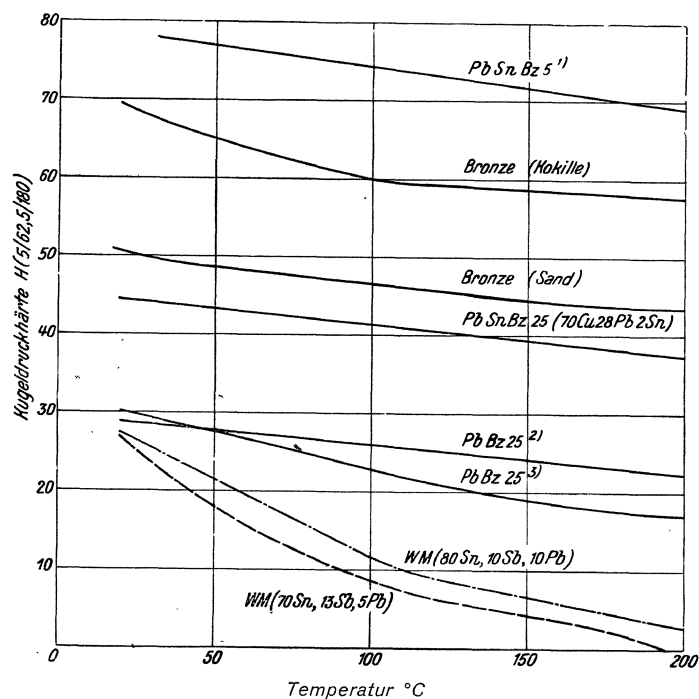


Abb. 167. Warmhärte einiger Lagermetalle.

	Pb	Sn	Cu
1.)	5	9,75	85,25
2.)	25,5	—	74,5
3.)	30	—	70

Zahlentafel II. Austauschwerkstoffe für Weißmetalle.

Benennung	Kurzzeichen nach DIN 1703 U	Austausch für	Analyse							
			Pb	Sb	Sn	Cd	Cu	Ni	Zn	Al
Zinnarme Bleilagermetalle	LgPbSn 10	WM 80	67 75	13,5 18	9,8 10	max 2	max 2,7	max 1,25	— —	— —
	LgPbSn 5	WM 80	73 80	14 17	5 8,5	max 1,5	max 1,5	max 1,0	— —	— —
	LgPbSn < 5	WM 20 (WM 42)	71,3 79,7	14 20	1,5 4,5	max 1,5	max 4,0	max 2,0	— —	— —
Zinnfreie Bleilagermetalle m. Antimonzusatz	LgPbSb	WM 20 (WM 42)	77,3 84	16 20	— —	— —	max 1,5	max 1,8	— —	— —
Zinnfreie Bleilagermetalle m. Alkalizusatz	LgPb	WM 80	98 99	Ca 0,5 Na 0,5	— —	— —	— —	— —	— —	— —
Zinnfreie Zinklagermetalle	LgZn	WM 5	—	—	—	—	2,0	—	90	2,5
			—	—	—	—	5,0	—	95	5

Zur Verbesserung des Verschleißwiderstandes sowie zur Erhöhung des Widerstandes gegen Schlagbeanspruchung wurden Weißmetalle auf Bleibasis auch mit Nickel, Kadmium und Arsen legiert. Ein Beispiel hierfür gibt das sogenannte Thermitlagermetall [5], welches

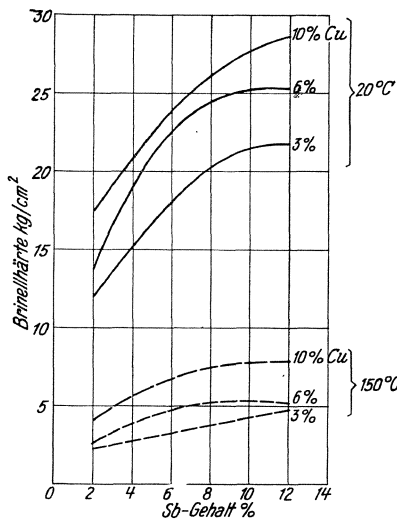


Abb. 168. Weißmetalle auf Zinnbasis. — Einfluß von Legierungsmetallen auf die Härte. Prüfung: 20° C H_B 10/250/80
150° C H_B 10/62,5/180
(nach GÖLER und PFISTER). (Vgl. [5]).

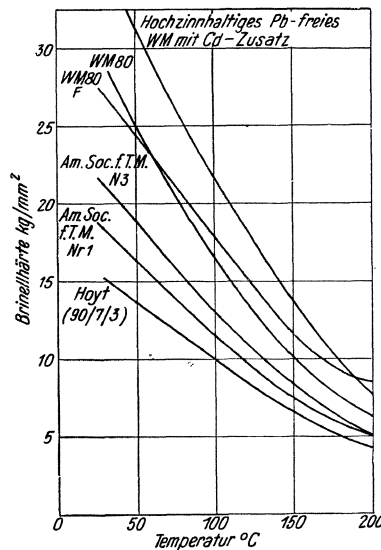


Abb. 169. Warmhärte hochzinnhaltiger Weißmetalle (nach GÖLER und SACHS, HARTMANN und BASIL). (Vgl. [5]).

neben 72—78,5 % Pb und 5—7 % Sn noch enthält: 14—16 % Sb, 0,8—1,2 % Cu, bis 1,5 % Ni, 0,7—1,5 % Cd und 0,3—0,8 As.

Von allen bisher zur Verfügung stehenden Lagermetallen kommen den Weißmetallen, vor allen den hochzinnhaltigen, die besten Laufeigenschaften zu. Sie sind unempfindlich und besitzen — selbst gegen weiche Wellen — das beste Einlaufvermögen. Sie lassen sich leicht einschaben, was die Lagerherstellung sehr erleichtert.

Bei ihrer Verwendung ist das Einhalten eines genauen Lagerspiels wichtig, um großen Verschleiß im Lager oder Zerstörungen durch starke Schlagbeanspruchungen, gegen welche Weißmetall empfindlich ist, zu vermeiden. Im allgemeinen bemißt man das Lagerspiel für Zinn- bzw. Blei-Zinn-Weißmetalle mit etwa 0,05 % des Zapfendurchmessers.

Weißmetallager sollen wegen ihren raschen Härteabfalls bei steigender Temperatur nicht mit Temperaturen von über 80° C betrieben werden (vgl. Abb. 166, 167, 169).

Die Wärmeleitfähigkeit der Weißmetalle liegt niedrig (vgl. Abb. 164); dies ist zwar bei dünnen Ausgußstärken ohne Bedeutung, kann aber bei stärkeren Ausgüssen wichtig werden.

Den Einfluß der Zusammensetzung der Weißmetalle auf Härte und Warmhärte zeigen die Abb. 168, 169 und 170. Ausführliche Angaben über die Festigkeitseigenschaften der Weißmetalle siehe auch [5].

Die vorzeitige Zerstörung von Weißmetallagerausgüssen ist vielfach auf Herstellungsfehler zurückzuführen. Häufig zu beobachten sind:

Lunker, Seigerungen, Schwindungsrisse; Grobkörnigkeit; Bindungsfehler mit der Grundschaale; Verunreinigungen der Schmelze. — Bei hochbeanspruchten Lagern empfiehlt sich daher die Röntgendurchleuchtung zur Sichtbarmachung von Poren, Lunkern, Rissen und Bindungsfehlern.

Wird das Lager oberhalb seiner Zeit- und Dauerfestigkeit mechanisch beansprucht, so kommt es zu charakteristischen netzförmigen Ermüdungsbrüchen. Auf deren Zustandekommen haben aber nicht nur die dynamischen Festigkeitseigenschaften des Ausgusses, sondern in hohem Maß auch die Herstellungsbedingungen und die Ausgußstärke Einfluß. Je dünner die Schicht ist, desto stärker stützend wirkt die Lagerschale auf das Lagermetall, um so höher kann das Lager belastet werden, vgl. Abb. 174. — Auch der Eigenspannungszustand in der Ausgußschicht nimmt auf dessen Lebensdauer Einfluß; so bewirken die stark unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten der Werkstoffe (Weißmetall $24 \cdot 10^{-6}$, Stahl $12 \cdot 10^{-6}$, Bronze $17 \cdot 10^{-6}$), daß es beim Abkühlen zu sehr starken Eigenspannungen und zwar zu Zugspannungen in der Ausgußschicht kommen kann, insbesondere dann, wenn die Abkühlung ungleichmäßig oder einseitig erfolgt.

Die Stärken des Weißmetallausgusses werden unter Berücksichtigung des Werkstoffes der Grundschaalen mit Vorteil nach Abb. 171 gewählt. Bei der Verwendung von hochbleihaltigen Lagermetallen in Lagern mit hohen spezifischen Flächenpressungen müssen die Ausgußstärken möglichst gering gemacht werden, da anderenfalls hier die Gefahr besonders groß wird, daß der Ausguß weggequetscht wird. — Die Lebensdauer der Lager fällt mit stärker werdender Ausgußschicht stark ab (vgl. Abb. 175).

Alle Kanten im Lager sind mit mindestens $r = 0,5$ gut abzurunden, um die Gefahr von Rissen, Brüchen oder Ausbröckelungen an den Kanten herabzumindern.

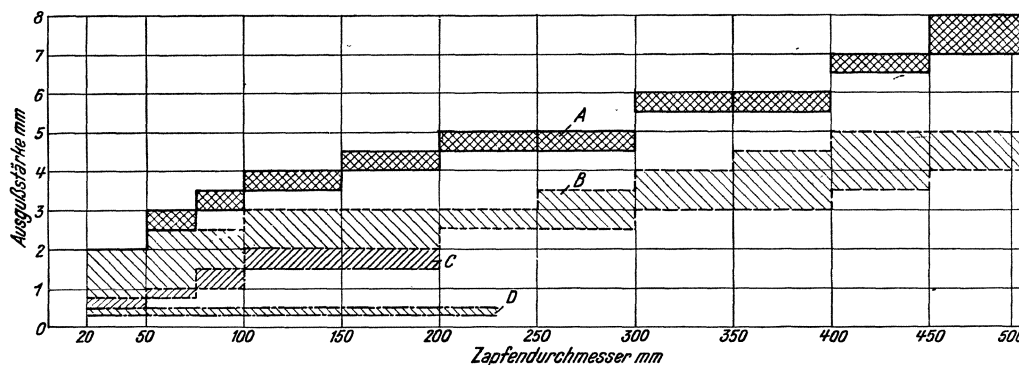


Abb. 171. Ausgußstärken für Weißmetall-Lager.

- A Gußeisengrundschaalen mit Schwalbenschwanznuten,
- B Stahlguß- oder Stahlgrundschaalen ohne Schwalbenschwanznuten,
- C Rotguß- oder Bronze-Grundschaalen ohne Schwalbenschwanznuten,
- D Bleibronze-Grundschaalen.

Die zur Erzielung eines guten Haftens des Lagermetalles notwendige Verzinnung der Stützschaalen erfolgt am besten mit Lötzinn von 80% Sn und 20% Pb. Auf die hochzinnhaltige Verzinnung kann, insbesondere bei Grundschaalen aus Gußeisen, Stahl oder Stahlguß, nicht verzichtet werden. — Bei Graugußstützschaalen sind überdies mechanische Verankerungen des Ausgusses wegen der schlechten Verzinnungsmöglichkeit nötig.

Die Form der Verklammerung zwischen Ausguß und Grundschaale nimmt auf die Lebensdauer des Lagers ebenfalls Einfluß; während bei Schwalbenschwanznuten verhältnismäßig große unverklammerte Flächen bestehen bleiben, fehlt bei der Ausführung mit

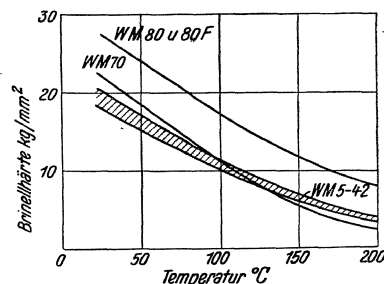


Abb. 170. Warmhärte von Blei-Zinn-Weißmetallen (nach GÖLER und SACHS).

abgeflachtem Spitzgewinde die Unterschneidung und damit die mechanische Verankerung. Eine Nutenform nach Abb. 172c vereinigt die Vorteile der beiden vorerwähnten Ausführungsformen und vermeidet Schäden, die bei Verankerungen nach a und b auftreten können.

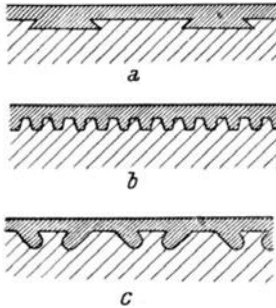


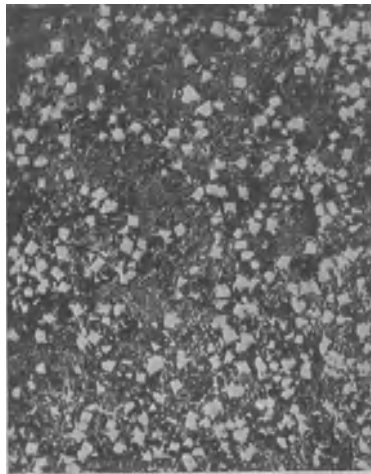
Abb. 172. Ausführungsformen für die Verankerung von Lagerausgüssen.

Das Ausgießen kann in verbesserter Form durch Druckgießen oder Ausschleudern erfolgen; im ersteren Fall können die Ausgüsse gleich genau auf Maß vorgenommen werden. Die Laufeigenschaften solcher im Genauß hergestellter Lagerausgüsse mit zinn- oder bleireichen Lagermetallen sind nach neueren Untersuchungen denen feingeborhter Lagerausgüsse nicht nur gleichwertig, sondern übertreffen sie dank der Gefügeausbildung in der Oberfläche noch vielfach.

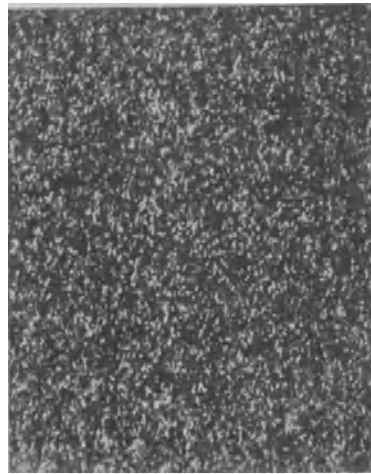
An Stelle starkwandiger Stahlstützschalen mit Weißmetall- oder Bleibronzeausguß finden besonders für Otto-Fahrzeugmotoren auch dünne Lagerschalen von etwa 2,0 mm Stärke, bestehend aus

Stahlstützschalen mit Ausguß, Verwendung. Die Herstellung erfolgt durch maschinelles Aufgießen des Lagermetalls auf verzinn- und erwärmte Stahlbänder (Bandverfahren); die Stärke der Lagermetallschicht wird mit 0,4 mm bemessen.

Das Gefüge ist bei dünnwandigen, rasch abgeschreckten und erstarrten Lagerausgüssen bedeutend feiner, als bei langsamer Erstarrung, wie die Abb. 173a und b



100 ×
a starker Ausguß



100 ×
b dünner Ausguß

Abb. 173. Lagerausguß mit Lg PbSn 10.

erkennen lassen; in beiden Fällen handelt es sich hier um die Legierung LgPbSn 10. Die harte Sb-Sn-Verbindung bildet bei nach üblichen Verfahren ausgegossenen Lagern

größere, im Schlifffbild Abb. 173a quadratisch erscheinende Kristalle (heller Gefügebestandteil); im Bandverfahren fallen die Kristalle fein und unregelmäßig aus, wobei die Korngröße der feinen Ausscheidungen etwa 0,002—0,003 mm beträgt. Große, spröde und kantige Sb-Sn-Kristalle tragen aber bei höherer Dauerschlagbeanspruchung infolge ihrer Kerbwirkung zur Zerstörung des Ausgusses bei und setzen dementsprechend die Lebensdauer des Lagers herab (Abb. 174).

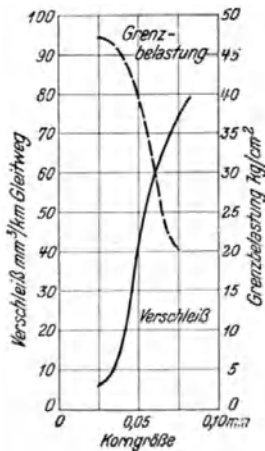


Abb. 174. Abhängigkeit des Verschleißes bzw. der zulässigen Grenzbelastung von der Gefügefinesheit von Weißmetall-Lagerausgüssen (10% Sn) (nach GARRE).

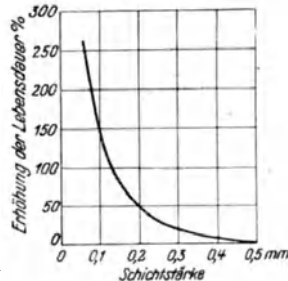


Abb. 175. Erhöhung der Lebensdauer von Weißmetall-Lagern mit abnehmender Stärke des Lagerausgusses (nach GARRE.)

Nach CONELLY [11] steigt mit abnehmender Korngröße der harten Sb-Sn-Verbindungen die Grenzbelastung und gleichzeitig fällt damit der Verschleiß, wie dies auch Abb. 174 zeigt; die Kurven sind hier allerdings nur bis zur üblichen Korngröße von etwa 0,02 mm durchgezeichnet, doch ist hierbei der Bestwert, wie die Abbildung entnehmen läßt, noch nicht erreicht. —

Die Dauerfestigkeit weicher Metalle, die festhaftend auf harten Stützschaalen aufgetragen sind, steigt infolge der stützenden Wirkung der letzteren mit abnehmender Schichtstärke stark an; im gleichen Sinn wächst auch die Lebensdauer der Lager (Abb. 175).

b) Kadmiumpulager.

Eine weitere Gruppe von Weißmetallen im weiteren Sinne wurde mit Kadmium als Basismetall entwickelt. Diese umfassen die in Zahlentafel III angeführten 3 Legierungsgruppen.

Kadmium steht als Nebenprodukt der Zinkgewinnung nur in beschränkten Mengen zur Verfügung; eine Anwendung auf breiterer Basis ist deshalb für Lagerausgüsse nicht möglich. Da sie aber in ihrem Verhalten zwischen den Zinnweißmetallen und den Bleibronzen stehen, haben sie sich für bestimmte Anwendungsgebiete als besonders geeignet erwiesen.

Zahlentafel III.

Legierung	Cd %	Cu %	Mg %	Ni %	Ag %
Cd 1 . . .	97,5	1,5	1,0	—	—
Cd 2 . . .	97,5	2,0	—	—	0,5
Cd 3 . . .	97	—	—	3,0	—

Ähnlich wie reines Zinn und reines Blei besitzt auch reines Kadmium gewisse Laufeigenschaften; für höhere Beanspruchungen muß es aber legiert werden, wobei bei diesem Metall schon sehr kleine Zusatzmengen genügen.

Voraussetzung für ein günstiges Verhalten der Kadmium-Legierungen ist wie bei allen Lagermetallen das Vorhandensein harter Tragkristalle in der Grundmasse, also in diesem Falle harter Cd_3Cu -Kristalle in einem durch Magnesium bzw. Silber gehärteten Kadmium-Kupfer-Eutektikum; bei der Kadmium-Nickel-Legierung dagegen sind es Cd_7Ni -Kristalle, die im Kadmium-Nickel-Eutektikum eingelagert erscheinen.

Kadmiumlegierungen scheinen von heißem, insbesondere von säurehaltigem Öl stärker angegriffen zu werden, als andere Lagermetalle; insbesondere erweist sich die Legierung Cd 1 in dieser Hinsicht als empfindlicher, ebenso gegenüber atmosphärischen und Feuchtigkeitsangriffen.

Kadmiumlegierungen gehören zu den sogenannten weichen Lagermetallen. Sie haben die wertvollen Eigenschaften der Zinnweißmetalle, also niedrige Reibungsbeiwerte, gute Einlauffähigkeit und Unempfindlichkeit gegen Störungen in der Schmierung des Lagers und sind auch ziemlich unempfindlich gegen Kantenpressungen; auch greifen sie die Wellen in keiner Weise an. Überlegen zeigen sie sich gegenüber den Zinnweißmetallen in bezug auf die Belastbarkeit bei gleichbleibender sowie auch bei stoßweiser Belastung. Die Werkstoffkennziffern bei höheren Temperaturen, wie die Wärmeleitfähigkeit, die Zugfestigkeit und die Wechselbiegefestigkeit liegen hier höher. Ebenso wirkt sich der höhere Schmelzpunkt günstig aus. Nicht unerwähnt darf auch das bessere Haftvermögen an Stahlgrundschaalen bleiben, das die Lebensdauer des Lagers stark beeinflussen kann.

Der Verschleiß ist sowohl bei flüssiger Reibung als auch bei Grenzschmierung wesentlich geringer als jener der Zinnweißmetallager. Die zulässige Lagertemperatur liegt höher.

Den Bleibronzen gegenüber sind die Kadmiumlegierungen hinsichtlich der Belastbarkeit, vor allem bei stoßweiser Belastung, ebenso wie hinsichtlich der Verschleißfestigkeit unterlegen. Dagegen ist der Angriff auf die Wellen bei den Bleibronzen stärker, so daß diese im allgemeinen gehärtete Wellen verlangen, während Kadmiumlegierungen — gleich wie die Zinnweißmetalle — ebenso günstig auch auf vergüteten oder auf Gußwellen laufen.

Das Lagerspiel soll bei Kadmiumpulagern größer sein, als bei Zinn-Weißmetallen, aber geringer als bei Bleibronzen.

c) Bleibronzelager.

Für hohe, insbesondere auch stoßweise Beanspruchungen, gewannen Lagerlegierungen auf Cu- oder Al-Basis an Bedeutung.

Gute Laufeigenschaften konnten bei der Verwendung von Cu als Basismetall nur durch die Zugabe von Pb in den verschiedenen Bleibronzen erzielt werden; Pb ist in Cu praktisch unlöslich und bildet keine Mischkristalle, führt daher, was wichtig ist, zu keiner Härtesteigerung des Kupfers.

Der zur Zeit vorliegende Normblattentwurf DIN E 1716 sieht zunächst drei Gruppen binärer Legierungen u. zw. mit 10—20% Pb, bzw. 20—30 Pb, bzw. über 30 Pb, ferner die gleichen Gruppen mit Zusätzen dritter Metalle in Höchstmengen bis zu 2% vor.

Diese Gruppen kommen fast ausschließlich für Verbundgußlager in Betracht, d. h. die Legierungen sind zu weich, um als Vollschalen verwendet werden zu können. Sie werden daher in Stützschaalen aus Flußstahl, Bronze, Rotguß o. dgl. eingebracht.

Die Bleizinnbronzen mit 4—22% Blei und 5—11% Zinn dienen dagegen meist zur Herstellung von Vollagern.

Unter den Blei-Sonderbronzen mit für den Hersteller freigestellten Zusätzen von Zinn, Nickel, Zink usw. befinden sich Legierungen, die ebenso wie die der Gruppe der Bleizinnbronzen verwendet werden. Ihre Einlauf- und Notlaufeigenschaften sind aber im allgemeinen nicht mehr ganz befriedigend, so daß auch sie meist nur als Stützschaalen Verwendung finden. Oft wird hier als Gleitmetallausguß auch Weißmetall, zumeist auf Bleibasis, in möglichst dünner Schicht (0,5—0,8 mm stark) eingegossen.

Die gebräuchlichen Legierungen schwanken in ihrer Zusammensetzung je nach dem Verwendungszweck in sehr weiten Grenzen. Die nachstehende Übersicht, Zahlentafel IV, gibt einige in Deutschland und in England häufig verwendete Bleibronzen wieder (nach KÜHNEL [5]):

Zahlentafel IV. Bleibronze-Lagerwerkstoffe.

Nr.	Gruppe	Herkunft	ähnlich oder entsprechend Din E 1716 Sorte	Analyse				
				Cu	Pb	Sn	Ni	Zn
1	Blei-Zinn-Bronzen	deutsch	PbSnBz 5	80	8	12		
2		„	PbSnBz 13	80	12	8		
3		„	PbSnBz 20	75—79	17—20	4—5		
4	Blei-Zweistoffbronze mit Zusatz bis 2%	„	PbBz 25 A	66—69	27—29	0,5—1		
5		englisch	PbBz 25/25 A	74	25	1,2		
6	Blei-Sonderbronze mit mehr als 3 Bestandteilen	deutsch	PbSoBz 25	65	25	2	6	2
7		„	PbSoBz 25	70	23	5	2	
8	Blei-Zinn-Bronze	englisch	PbSnBz 13	80	10	10		
9		„	PbSnBz 13	77	15	8		
10		„	—	85	5	5		

Abb. 176 faßt einige physikalische Eigenschaften dieser Bleibronzen zusammen. Die Härte der Bleibronzen (Abb. 177) hängt außer von der Legierung auch in sehr hohem Maß von den Herstellungsverfahren des Lagerausgusses ab.

Die Erstarrung der praktisch zur Verwendung kommenden Bleibronzen erfolgt derart, daß sich in einem primär erstarrten Kupfernetz eine hochbleihaltige Schmelze mit 92,5% Pb einbettet. Im Verlauf der weiteren Abkühlung scheiden sich die in der Schmelze restlich gelösten 7,5% Blei ebenfalls ab. Diese Ausscheidung ist bei 326° C beendet. Unterhalb dieser Temperatur liegen Blei und Kupfer getrennt nebeneinander vor und bilden so wieder das für Lagermetalle kennzeichnende heterogene Gemisch von harten und weichen Kristallen. Die Gefügeausbildung wird auch hier zum Teil durch die Abkühlungsgeschwindigkeit bestimmt: Bei langsamer Abkühlung innerhalb des sehr weiten Erstarrungsintervalls (Schmelzpunkt Kupfer 1083°, Blei 326°) hat das Blei Zeit, zu verhältnismäßig größeren Einschlüssen zusammenzulaufen; bei rascher Abkühlung hingegen bleibt es wesentlich feiner verteilt. Bei langsamer Abkühlung ist überdies eine Schwerereicherung infolge des großen Unterschiedes des spezifischen Gewichtes der beiden Legierungsbestandteile nicht zu vermeiden.

Aus den vorliegenden Betriebserfahrungen hat sich ergeben, daß außer der chemischen Zusammensetzung die Verteilung des Bleis in der Grundmasse einen entscheidenden Einfluß auf die Laufeigenschaften ausübt.

Bei Lagern mit Ausguß wird die Haltbarkeit der Bindung verschlechtert, wenn in der Nähe der Oberfläche der Stützschaale größere Bleiansammlungen vorhanden sind. Ferner soll die Kupfergrundmasse nicht mit größeren Bleidendriten durchzogen sein, weil dadurch die Gefahr gegeben ist, daß im Betrieb größere, allseits von Blei umschlossene Kupferteilchen ausbrechen können. Am günstigsten sind Ausgüsse mit feinglobularem oder feindendritischem Aufbau. Grobe Bleiseigerungen, Lunker oder Schrumpfrisse führen ebenfalls zu rascher Zerstörung der Lager.

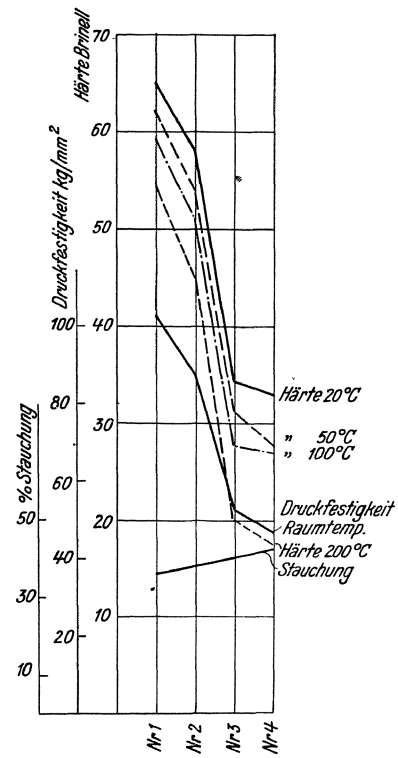
Erfahrungsgemäß muß, um die als am günstigsten erkannte feine Verteilung des Bleis zu erreichen, das Schmelzintervall um 950°C schnell durchlaufen werden. Andererseits ist zur Erzielung einer guten Bindung zwischen Ausguß und Stützschaale eine Schalentemperatur von $700\text{--}900^{\circ}\text{C}$ notwendig. Beide Forderungen miteinander zu vereinigen, ist nicht gut möglich, denn eine gute Bindung verlangt hohe Schalentemperatur und möglichst langes Verweilen im flüssigen Zustand, während mit Rücksicht auf feine Bleiverteilung niedrige Gießtemperatur und rasche Abkühlung erwünscht sind. Die verschiedenen in der Praxis eingeführten Gießverfahren stellen daher Kompromisse zwischen diesen Forderungen dar.

Zusätze zu den Bleibronzen verändern schon in geringen Mengen das Verhalten der Legierungen sehr stark:

Zinn wird bei Formgußstücken bis zu etwa 12% zugesetzt und bewirkt durch Lösungshärtung im Kupfer eine Erhöhung der Härte und der Festigkeit, setzt aber damit die Laufeigenschaften herab; daher wird der Zinngehalt bei den zu Lagerausgüssen bestimmten Legierungen selten über 2% gesteigert.

Nickel geht im Kupfer in Lösung, steigert die Festigkeitseigenschaften, die Härte jedoch nur zusammen mit Sn oder Mn. Verformungswiderstand und Warmhärte werden erhöht, das Einlaufverhalten und die Notlaufeigenschaften jedoch verschlechtert. Der Nickelzusatz wirkt aber gefügeverfeinernd. Wegen der Beeinträchtigung der Laufeigenschaften sollte Nickel nur für Stützschaalen zulegiert werden.

Mangan wird als Austauschwerkstoff für Sn verwendet; es wirkt etwa ebenso stark härtend wie dieses. Ebenso wie **Phosphor** wirkt es desoxydierend und ist diesem vorzuziehen, da Phosphorüberschüsse die Eigenschaften der Bronze noch stärker beeinträchtigen, als Manganüberschüsse.



Nr. 1: Pb Sn Bz 5
 Nr. 2: Pb Sn Bz 13
 Nr. 3: Pb Sn Bz 20
 Nr. 4: Pb Bz 25 A

Abb. 176. Physikalische Eigenschaften verschiedener Bleibronzen.

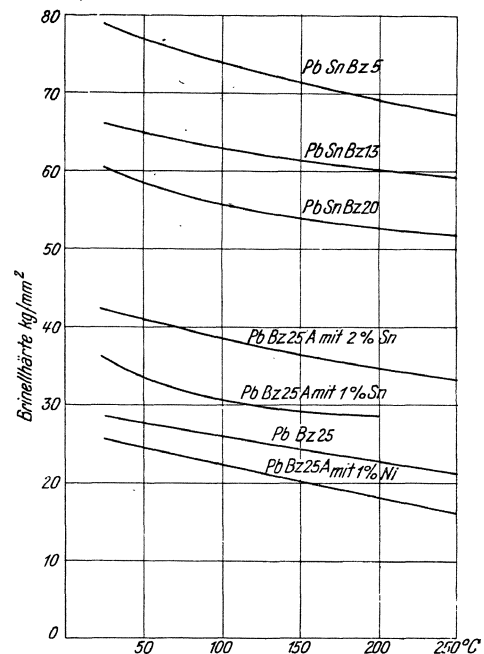


Abb. 177. Warmhärte von Bleibronzen.

Die H ä r t e der Bleibronzen ist bei gleichbleibender Zusammensetzung stark von der Gefügeausbildung abhängig; je feiner das Gefüge, desto höher die Härte.

Den Einfluß der Legierung auf Härte und Warmhärte geben Abb. 176 u. 177 für einige Fälle wieder. — Bei Raumtemperatur liegt die Härte von binären oder fast binären Legierungen mit Bleigehalten über 20 % zwischen 18 und 35 kg/mm² (Brinell), bei steigenden Zusätzen von härtenden Bestandteilen auch bis zu 50 kg/mm². Wenn diese Legierungen für den Austausch von hochzinnhaltigen Lagermetallen bestimmt sind, soll ihre Härte keinesfalls höher als 32 kg/mm² gewählt werden; dieser Wert ist mit binären (oder fast binären) Legierungen von 24—30 % Pb sicher zu erreichen. — Liegt die Härte der Bleibronze unter 28 kg/mm² so ist die Verwendung vergüteter, nicht gehärteter Wellen noch vielfach möglich, doch sollen die Zapfen sauber geläppt sein; besser ist aber allgemein die Verwendung oberflächengehärteter Zapfen (autogen gehärtet, im Einsatz gehärtet oder nitriert). Nicht zu umgehen sind oberflächengehärtete Zapfen dann, wenn binäre Bleibronzen mit Härten über 34 kg/mm² und Mehrstoff-Bleibronzen mit Härten bis zu 70 kg/mm² und darüber verwendet werden. — Diese letzteren Legierungen laufen schwer ein und haben wie die anderen Bronzen, ungünstiges Notlaufverhalten; ihre Gleiteigenschaften sind jedoch besser.

Ein bedeutender Vorteil der weichen, (praktisch) binären Bleibronzen gegenüber Weißmetallen ist der geringe Abfall der Härte im praktisch vorkommenden Temperaturbereich, wodurch sich eine annähernd gleichbleibende Widerstandsfähigkeit gegenüber der Lagerbelastung beim Anfahren und im Betrieb unter Höchstlast ergibt. Der Härteabfall betrifft hierbei nur den Bleianteil in der Bronze, so daß bei steigenden Temperaturen der erforderliche heterogene Lagermetallaufbau aus Gefügebestandteilen verschiedener Härte in verstärktem Maß aufscheint.

Während bei Weißmetallen harte und spröde Kristalle in die Grundmasse eingebettet sind, ist es bei der Bleibronze ein feines Kupfernetz, also ein nicht spröder, sondern zäher Gefügebestandteil, der als tragender Anteil wirkt, in welchen das die Gleiteigenschaften vermittelnde Blei eingebettet ist. Diesem Aufbau verdanken die Bleibronzen auch ihre günstige Dauerfestigkeit; auch gegenüber Schlagbeanspruchungen sind sie infolge der hohen Plastizität aller Gefügebestandteile sehr widerstandsfähig, während die Weißmetalle unter diesen Beanspruchungen infolge ihrer spröden kantigen Tragkristalle — insbesondere bei ungenügender Gefügefinesheit — leicht durch Kerbwirkungen vorzeitigen Zerstörungen unterliegen.

Auch bei den Bleibronzen führt aber eine Gefügefinesung zur Steigerung der dynamischen Festigkeit, so daß es bei dynamisch hochbelasteten Maschinen, wie bei Fahrzeugdiesel- und Flugmotoren auf genügend feine Gefügeausbildung ganz außerordentlich ankommt.

Der Bleibronzeausguß haftet umso fester an der Stützschaale, je glatter die anzugießende Fläche derselben ist; es empfiehlt sich daher, diese fein zu schlichten oder sogar zu schleifen. Ebenso ist größte Sorgfalt auf Bearbeitung und Maßgenauigkeit der Außenseite der Stützschaale zu legen, denn schon geringe Abweichungen können zum Klemmen und zu Verformungen oder auch zum Klappern Anlaß geben. Dadurch kann es im Betrieb zu Lagerstörungen, zum Brüchigwerden des Ausgusses und zu Wärmestauungen kommen.

Als Passung für den Einbau vollkommen fertig bearbeiteter Schalen soll Schiebeseitz, für Schalen, deren Lauffläche nachträglich im Gehäuse fertiggebohrt wird, Haftsitz verwendet werden; jede engere Passung führt, selbst bei starkwandigen Schalen, zu schädlichen Formänderungen beim Zusammenbau.

Weiche Bleibronzen sollen nicht eingeschabt werden, da hierbei die Bleikristalle leicht aus der Oberfläche herausgerissen werden, womit das Einlaufverhalten des Lagers stark verschlechtert wird.

Bleibronzelager erfordern gegenüber Weißmetallagern ein wesentlich vergrößertes Lagerspiel; während dieses bei ersteren mit nur etwa 0,05 % des Wellendurchmessers genügt, muß es bei Bleibronzelagern auf etwa das doppelte vergrößert werden; bei größeren Fahrzeug- und Flugzeugmotoren rechnet man mit 0,15 % des Wellendurch-

messers. Zur Vermeidung von Lagerschäden muß dieses große Lagerspiel unbedingt eingehalten werden. — Gering ist das Einbettungsvermögen der Bleibronzen für Fremdkörperchen; sorgfältigste Ölfilterung gewinnt daher erhöhte Wichtigkeit. Gegenüber Korrosionsangriffe sind Bleibronzen etwas empfindlicher als Weißmetalle.

d) Leichtmetallager.

Leichtmetall-Lagerwerkstoffe können auf Aluminium- oder auf Magnesiumbasis hergestellt werden. Erstere zeigen bei höheren Temperaturen geringeren Härteabfall als die letztgenannten (Abb. 178).

a) Aluminiumlagermetalle.

Zahlreich sind die bis heute von verschiedenen Herstellern entwickelten Leichtmetall-lagerlegierungen; doch hat sich bisher weder im Bereich niedrigerer noch in jenem höherer mechanischer und thermischer Beanspruchungen eine bestimmte Legierungsgruppe eindeutig überlegen durchsetzen können.

Bei thermisch und mechanisch niedrig beanspruchten Lagern ergeben sich bei der Verwendung von Leichtmetallen keine Schwierigkeiten. So können beispielsweise Bronzebuchsen in solchen Fällen durch Leichtmetallbuchsen ersetzt werden.

Die Anwendung von Leichtmetallen in höher beanspruchten Lagern bietet dagegen eine Reihe von gestalterischen sowie von herstellungstechnischen Schwierigkeiten; die bisher gewonnenen Erfahrungen geben aber die besten Ausichten für eine weitere erfolgreiche Entwicklung.

Als Nachteil bei der Verwendung von Leichtmetallen als Lagerbaustoff tritt ihre große Wärmedehnung in Erscheinung, insbesondere dann, wenn sie in Stahlstützschalen verwendet werden; es kann hier zur Stauchung der in ihrer Wärmedehnung behinderten Leichtmetallbuchsen kommen. — Durch die Verwendung in Leichtmetallgehäusen oder in anderen Körpern von hoher Wärmedehnungszahl werden aber Störungen durch das Stauchen der Buchsen vermieden.

Aluminium und viele seiner Legierungen haben im allgemeinen sehr gute Gleiteigenschaften, so daß sie in dieser Hinsicht allen anderen Lagerwerkstoffen gleichwertig, zum Teil auch überlegen sind.

Bei der Verwendung von Aluminiumlegierungen für Lagerzwecke ist vor allem zu beachten, daß sie sehr empfindlich gegen Verunreinigungen des Schmiermittels sind, und zwar umso empfindlicher, je härter die betreffende Legierung ist. Solche Verunreinigungen, wie Sand, Eisenteilchen, Staub usw. setzen sich in der Lauffläche fest, ohne sich einzubetten und bewirken in stärkerem Maß Riefenbildungen an der Welle, als dies etwa bei Weißmetallen oder Kupferlegierungen der Fall ist.

Wichtig ist ferner eine reichliche Schmiermittelzufuhr. Bei mangelhafter Schmierung versagen Aluminiumlegierungen leichter als andere Lagerwerkstoffe.

Für Leichtmetallager auf Al-Basis werden weiche oder harte Legierungen verwendet (vgl. Zahlentafel V).

1. Als weiche Lagerlegierungen werden vor allem Aluminium-Antimon-Legierungen mit 6—8% Sb, daneben auch noch eine Legierung mit etwa 3% Pb und 2% Fe verwendet. Diese verhältnismäßig weichen Legierungen halten aber keine hohen Be-

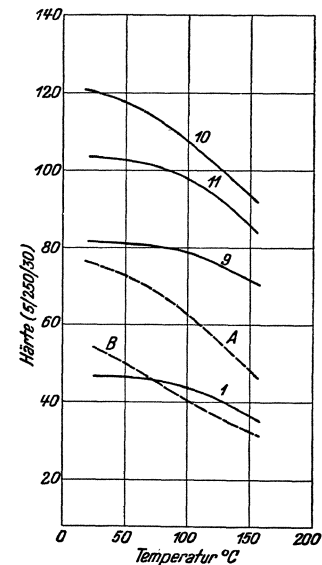


Abb. 178. Warmhärte von Leichtmetall-Lagerwerkstoffen.

— Werkstoff auf Al-Grundlage
- - - - - Werkstoff auf Mg-Grundlage

Nr.	1	9	10	11	A	B
Cu . . .	—	4,70	4,5	1,5	—	—
Si . . .	—	0,23	24	21	—	1,3
Mg . . .	—	0,13	0,7	0,5	22,5	Rest
Mn . . .	—	0,55	0,8	0,7	—	—
Fe . . .	—	0,40	—	—	—	—
Ni . . .	—	0,08	1,5	1,5	—	—
Sonstiges	6,5 Sb	0,15 Ti 0,09 Zn	—	1,2 Cu	0,5 Zn	—
Al	Rest	Rest	Rest	Rest	77	0,8
$\alpha \times 10^{-4}$ (20-150°)	24,2	24,6	19,6	18,2	25,1	25,8

Zahlentafel V. Gleitlagerlegierungen auf Al-Basis.

Nr.	Bezeichnung	Analyse %							Zustand	H_B kg/mm ² bei Raum- temperatur	Ver- wendung
		Al	Sb	Cu	Si	Mn	Fe	Sonstiges			
1	KS 13	93	7	—	—	—	—	—	gepreßt gegossen	30—40	Lager- ausguß
2	Borotal F 17a	Rest	—	—	—	—	2	≥ 3 Pb, 0,1 Graphit	„	30	Lager- ausguß Vollschale
3	Junkers Lg 40	93,5	—	—	—	—	6	0,5 Mg	geschmiedet	—	Vollschale
4	Quarzal 2. . .	98	2	—	—	—	—	—	gegossen gepreßt	40—55	„
5	Alva 36 . . .	—	—	—	—	—	—	—	Sandguß gepreßt	30—50 40—60	„
6	Quarzal 5 . .	95	95	—	—	—	—	—	—	65—75	„
7	Quarzal 15 . .	85	15	—	—	—	—	—	—	100	„
8	Junkers Lg 67	80	15	—	—	—	5	—	gegossen	—	„
9	Neomagnal A	Rest	—	4,5	0,2	0,6	0,4	0,1 Ni, 1,2 Pb, 0,1 Zn 3,3 Cd, 0,1 Mg	gegossen gepreßt	160—180	„
10	KS 245 . . .	„	—	4,5	14	0,8	—	0,7 Mg, 1,5 Ni	gegossen	115—135	Vollschalen, vor allem Stütz- schalen
11	KS 280 . . .	„	—	1,5	21	0,7	—	1,5 Co, 0,5 Mo, 1,5 Ni	gegossen	120—140	

lastungen aus, ohne daß es zu Verformungen kommt. Sie sind deshalb nicht zur Herstellung von Vollschalen oder Lagerbuchsen geeignet, wohl aber bilden sie ein vortreffliches Lagermetall für eine Stützschaale aus einer widerstandsfähigeren Leichtmetalllegierung, wie sie in der folgenden Gruppe der harten Leichtmetall-Legierungen erwähnt erscheinen. — Kantenpressungen sind bei diesen gut verformbaren Legierungen wenig gefährlich.

Weiche Legierungen weisen nur geringe Warmstauchfestigkeit auf; sie können daher bei hohen Flächenbelastungen und hoher Umfangsgeschwindigkeit nur in Leichtmetallgehäusen zugelassen werden. In Stahlkörpern sind diese weichen Al- (und ebenso die weichen Mg-)Legierungen wegen des unterschiedlichen Wärmedehnungsverhaltens nur bedingt anwendbar. Sie können hier für größere Flächenbelastungen und bei höheren Gleitgeschwindigkeiten nur als lose Buchsen zum Einbau kommen.

Als feste Buchsen sind sie in Stahllagerkörpern und in Stahlgehäusen mit dünnwandigen Nabenenden nur bis zu Temperaturen von etwa 100° C, also nur bei geringen Lasten und Drehzahlen, verwendbar.

2. Harte Legierungen werden durch höhere Zusätze von Eisen, oder Eisen und Kupfer, oder Silizium und Kupfer zu Aluminium geschaffen, wozu noch geringere Mengen von Mangan oder Magnesium kommen können.

Im Gefüge dieser Legierungen finden sich stets die harten Aluminide der zulegierten Schwermetalle in einer weichen, vorzugsweise aus Aluminium bestehenden Grundmasse. Erfahrungsgemäß erfolgt die Ausscheidung der Tragmetalle in der Grundmasse in feinerer und damit vorteilhafterer Verteilung, wenn nicht nur ein, sondern womöglich mehrere Zusatzmetalle verwandter Art in kleinen Mengen (etwa 1—2%) nebeneinander verwendet werden.

Harte Leichtmetalllager zeigen schlechtes Einlaufverhalten; sie sind gegen Kantenpressungen sehr empfindlich: wo eine starre Lagerung der Zapfen und frei von Verformungen bleibende Ausbildung derselben nicht erfolgen kann, soll deshalb ein balliges Abrunden der Laufflächen erfolgen.

Sie können als eingeschabte Lager nicht zu befriedigendem Laufen gebracht werden, sondern müssen diamantgedreht sein; nur dann besteht Gewähr dafür, daß kein Fressen erfolgt. Auch das Notlaufverhalten dieser Legierungen ist unbefriedigend.

Harte Legierungen sollen nur für solche, sehr hoch belastete, Lager verwendet werden, bei denen Kantenpressungen mit Sicherheit ausgeschlossen sind.

3. **Zweimetall-Lager** werden verwendet, um die Vorteile der weichen und der harten Leichtmetall-Lagerlegierungen auszunützen und gleichzeitig ihre Nachteile auszuschalten. Es war naheliegend, die weiche Aluminium-Antimonlegierung mit einer widerstandsfähigeren Aluminiumlegierung durch bekannte Verfahren, wie Gießen oder Pressen (Plattieren) zu einem Doppelmetall so zu verschweißen, daß eine harte Lagerschale mit einem weichen Lauffutter entsteht.

Die Stützbuchsen werden hierbei aus Leichtmetallen von hoher Härte und niedriger Wärmedehnung hergestellt. Um den weichen Lagerwerkstoff selbst wirksam zu stützen und vor Verformung zu sichern, ist es zweckmäßig, die Wandstärke des Ausgußwerkstoffes in der Längsmittle der Lagerschale, also dort, wo hohe Öldrücke herrschen, möglichst dünn auszuführen. Nahe an den Lagerenden, wo eine Versteifung des Lagerwerkstoffes durch die Grundschalen nicht mehr erforderlich ist, da hier nur geringe Öldrücke herrschen, wird der Ausguß stärker gemacht. Damit ist auch die Möglichkeit gegeben, daß der an den Rändern stärkere, weiche Ausguß unter etwa auftretenden Kantenpressungen sich weitergehend verformen kann.

Die Herstellung einer guten, innigen Verbindung zwischen Ausguß und Leichtmetall-Stützschaie macht fertigungstechnisch keine Schwierigkeiten. Der Vorteil einer derartigen Verbundmetallschale liegt offenbar darin, daß in einer Stützschaie hoher Festigkeit und — bei richtiger Wahl des Stützschaalenwerkstoffes — auch geringerer Wärmedehnung eine Lauffläche eingegossen ist, die gutes Einlaufen ermöglicht, über gute Notlaufigenschaften verfügt und gegen Ölverunreinigungen weniger empfindlich ist.

Bei Stahlstützbuchsen ist es wichtig, gute Bindung zwischen Stahl und Leichtmetall zu erreichen. Durch möglichst dünne Leichtmetallausgüsse trachtet man, die von den beiden Schichten des Lagers infolge der Wärmedehnungsverschiedenheiten aufeinander zu übertragenden Kräfte klein zu halten. Durch die dünne Ausfütterung wird aber die Empfindlichkeit gegenüber Kantenpressungen erhöht.

Zwischen die weichen und die harten Aluminiumlegierungen schieben sich Legierungen mittlerer Härte ein, die in ihren Eigenschaften ebenfalls zwischen den genannten Gruppen liegen; mit steigender Härte nimmt ihr Verformungswiderstand und die Warmstauchfestigkeit zu, womit auch ihre Empfindlichkeit gegen Kantenpressungen wächst. Sie werden zur Herstellung von Vollschaalen verwendet, sind z. T. auch gut einschabbar, erfordern aber im allgemeinen eine sehr sorgfältige Bearbeitung der Laufflächen.

Der Verschleiß aller Leichtmetalllegierungen in Lagern ist gering, jedenfalls wesentlich geringer als jener der Weißmetalle.

Ebenso ist die Abnutzung an den Zapfen nur unbedeutend, doch sollen auch in weichen Leichtmetallagern nur gehärtete Wellenzapfen laufen; für harte Lagermetalle ist diese Voraussetzung unerläßlich.

An den Lagern selbst zeigt sich nach einiger Laufzeit öfters eine mehr oder weniger starke Abnahme der Bohrungsdurchmesser, die durch die unterschiedliche Dehnung des Lagerkörpers gegenüber umschließenden Stahl- oder Eisenteilen bedingt ist. Derartige Schrumpfungen stellen eine der hauptsächlichsten Störquellen im Betrieb hochbeanspruchter Leichtmetallager dar.

β) Magnesiumlagermetalle.

Auch Magnesiumlegierungen werden seit einigen Jahren an geringer belasteten Lagerstellen mit Erfolg angewendet. So läßt man stellenweise Nebenwellen unmittelbar in Elektrongußgehäusen laufen. Hochwertige Lagerwerkstoffe auf Mg-Basis wurden aber bisher noch nicht geschaffen. Die höhere Eigenhärte des Magnesiums (etwa 33 kg/mm²) gegenüber jener des Aluminiums (etwa 20 kg/mm²) bietet hier Schwierigkeiten, so daß sich Mg-Legierungen bisher nur in leichtbelasteten Lagern bewährt haben. Es hat sich bei diesen Werkstoffen sauberste Bearbeitung der Wellen- und der Lagerlaufflächen sowie gute Schmierung für einen störungsfreien Betrieb als notwendig erwiesen.

e) Bronzelager.

Bronzen sind infolge ihrer hohen Festigkeit und Härte zwar imstande, hohe Belastungen zu ertragen, doch ist — im Vergleich mit den weichen Lagermetallen — ihre Fähigkeit zur Laufspiegelbildung nur gering; d. h. sie besitzen schlechtes Einlaufvermögen; ihr Formänderungsvermögen ist sehr niedrig, daher ihre Empfindlichkeit gegen Kantenpressungen recht hoch.

Vorteilhaft ist der geringe Härteabfall der Bronzen mit steigender Lagertemperatur (vgl. Abb. 166, 167).

Anwendungsgebiet für Bronzelager sind vor allem hoch belastete Lagerstellen, bei denen sehr hohe Lagerdrücke die Verwendung weicher Lagermetalle, wie z. B. der Weißmetalle, aus Festigkeitsgründen sowie wegen ihrer leichten Verformbarkeit ausschließen (vgl. Zahlentafel VI).

Für die Verwendung gegossener Bronzen setzt die Herabsetzung des Zinngehaltes auf 12% und darunter, wie dies bei GBz 12 bzw. GBz 10 der Fall ist — insbesondere bei Sandguß — einwandfreies Schmelzen und Gießen voraus; wichtig ist es auch, Seigerungen zu vermeiden, wenn der Werkstoff entsprechen soll.

Das Vergießen der Bronzen kann im Sandguß-, im Schleudergußverfahren oder in Kokillen erfolgen, wodurch die Festigkeitswerte der Bronzen verschieden beeinflusst werden. Geringe Nickelzusätze werden öfters zur Erhöhung der Zähigkeit gegeben.

Zahlentafel VI. Lagerbronzen.

Nr.	Bezeichnung	Zusammensetzung%							Zustand	Härte H_B 10/1000/30	Wärme- dehnung $\times 10^{-6}$	Verwendung
		Cu	Sn	Pb	Sb	Fe	Zn	Sonstiges				
1	GBz 14 DIN 1705	Rest	14	(^{ev.} 1)	<0,2	0,2	Rest	—	Sandguß Schleuderguß	90—100 105—125	17	Sehr hoch beanspruchte Lager
2	GBz 10	90	10	—	—	—	—	—	Sandguß Schleuderguß	80—95 90—110	17	Sehr hoch beanspruchte Lager
3	Rg 5 DIN 1705	85	5	3	—	—	7	—	Sandguß Schleuderguß	60—70 75—85	19	Als Austausch für GBz 14 bei Vergießen in Schleuderg. od. Kokille
4	Phosphorbronze	Rest	7—9	—	—	—	—	0,3 P	gepreßt	110—150	17	Höchstbeanspruchte Lager mit schwingender oder drehender Bewegung
5	Kuprodu-Sonderbronze	„	—	—	—	—	—	2 Ni, 0,7 Si	„	160—210	16	Höchstbeanspruchte Schwinglager
6	Aluminium-Mehrstoffbronze	„	—	—	—	2	—	10 Al, 1 Ni, 2 Mn	„	140—170	19	Kühlgehende Gleitlager
7	Sonderbronze (Sondermessing)	58	—	—	—	0,5	Rest	1,5 Al, 2,2 Mn 0,5 Si	„	140—170	20	Lager mittl. Belastung, max. Temperatur 70°
8	Manganbronze (Sondermessing)	Rest	—	—	—	1	40	2 Mn, 1 Al 2 Ni	„	130—170	20	Niedrig beanspruchte Lager

An Stelle der hochzinnhaltigen Legierungen GBz 14 und GBz 12 haben sich Knetlegierungen mit 7—9% Sn, mit Phosphorüberschüssen von 0,2—0,4%, ausgezeichnet bewährt, (Carobronze, Nidabronze, usw.); diese werden insbesondere zur Herstellung von Rohren für die Lagerbuchsenherstellung verwendet. Die Erzeugung erfolgt durch Warmpressen oder Kaltziehen vorgegossener Rohrluppen; nach der Schlußglühung erhalten die Rohre noch einige Züge, wodurch ihre Festigkeit und Härte auf verschiedene Höhe gebracht werden kann.

Derselbe Werkstoff wird auch zu Stangen und Profilen gezogen und findet auch in dieser Form zur Herstellung von Lagerbuchsen Verwendung.

Hochwertige zinnfreie Bronzen sind mit Ni, für niedrigere Beanspruchungen auch mit Al legiert. In die Klasse der Sondermessinge gehören dagegen jene als Sonderbronzen

bezeichneten Legierungen, die mit höheren Anteilen von Zn und geringeren an Mn, Fe und Ni legiert sind und die sich für mäßiger beanspruchte Lager eignen. — Alle diese Legierungen werden in geschmiedetem oder gepreßtem Zustand, oder auch kaltgewalzt oder gezogen verwendet. Ihre Verschleißigenschaften sind ähnlich wie jene der Zinnbronzen.

Bei Bronzen ist die Beziehung zwischen Gefügeausbildung und Lauf- und Gleiteigenschaften nicht eindeutig geklärt. Die bei anderen Lagerwerkstoffen als günstig und notwendig erkannte Heterogenität des Gefügebauens ist offenbar nicht durchwegs erforderlich, insbesondere dann nicht, wenn nur geringe Neigung zum Fressen mit dem Gegenwerkstoff besteht.

Weichere Bronzen, etwa von 100 Brinell abwärts, verlangen aber auch hier den ausgesprochen heterogenen Aufbau.

Bei Bronzen von höherer Härte, etwa im Bereich von 100—180 kg/mm², wird der Härtesprung zwischen Welle und Lagerwerkstoff schon geringer; die Ausbildung des Gefügebauens verliert hier an Bedeutung, Einlaufvorgänge finden hier kaum noch statt. In diesem Bereich finden sich sowohl heterogen als homogen aufgebaute Bronzen, doch sind hier die ersteren entschieden noch mit Vorteil zu verwenden. Steigt die Härte des Lagerwerkstoffes noch höher, d. h. nähert sich der Härtesprung dem Wert 1, so tritt die Bedeutung des Gefügebauens in den Hintergrund. Unter der Voraussetzung bester und sorgfältigster Oberflächenbearbeitung und einwandfreier Schmierverhältnisse kann man damit zu praktisch verschleißlosen Lagerungen gelangen.

Die Härte allein reicht allerdings zur Beurteilung der Lagerbronzen nicht aus; wichtig ist unter allen Umständen die als spezifische Werkstoffeigenschaft aufzufassende Neigung der Werkstoffpaarung, gegenseitig anzureiben oder zu fressen; so zeichnen sich die Zinnbronzen beim Arbeiten auf den üblichen Wellenwerkstoffen durch ihre geringe Freßneigung aus, während diese beispielsweise bei den Aluminiumbronzen bedeutend größer ist. Noch höher ist diese Neigung bei den Messingen.

Sehr weiche Bronzen (Härte $H_B < 90$) können mit weichen Wellen zusammenarbeiten; dagegen soll die Oberfläche der in härteren Bronzelagern laufenden Stahlwellen so hart als möglich sein; Einsatzhärtung, autogene Härtung oder Nitrieren ist hier am Platze. Dazu ist hohe Oberflächengüte, erzielt durch Schleifen und womöglich nachfolgendes Läppen, unbedingt anzustreben.

Die Laufflächen von Bronzebüchsen sind auf der Feindrehbank mit Diamanten oder Widiasschneiden zu drehen. Wenn die Art der Lagerung dies nicht zuläßt, so sind besser Weißmetall-Verbundgußlager anzuwenden, die durch Schaben einwandfrei zum Tragen gebracht werden können.

f) Zinklagermetalle.

Für niedriger und nicht stoßweise beanspruchte Gleitlager lassen sich Zinklegierungen nach DIN 1703 U verwenden; Zinklagermetalle sind meist mit Al und Cu legiert und enthalten daneben Zusätze von Mg, Li und andere.

Die guten Festigkeitseigenschaften dieser Legierungen gestatten es, Vollagerschalen sowohl in Sandguß als auch in Schleuderguß herzustellen; ebenso kann ihre Erzeugung auch aus gepreßten Werkstoffen erfolgen.

Auch das Ausgießen in Stahlstützschalen ist sowohl im Kokillenguß- als auch im Schleuderverfahren möglich.

Der Ausdehnungskoeffizient der Zinklagerlegierungen liegt mit 27 bis 30 · 10⁻⁶ sehr hoch; die Wärmeleitzahl mit 79 bis 85 kcal/m²°C ist bemerkenswert.

Zinklagerlegierungen können das zinnarme WM 5 ersetzen; sie eignen sich zur Zusammenarbeit mit ungehärteten Wellen (St 50.11 und St 60.11). Das Lagerspiel soll mit 0,1—0,12% des Wellendurchmessers angenommen werden.

Der Verschleiß der Zinklagermetalle ist etwas günstiger als jener der Weißmetalle; hingegen zeigt sich Phosphorbronze stark überlegen, wie die Zahlentafel VII zeigt.

Zahlentafel VII.
Verschleißmessungen.

Werkstoff	Verschleiß 10^{-3} mm
G Zn Al 4 Cu 1	18,5
Zn Al 4 Cu 1	13,0
G Zn Al 10 Cu 1	7,0
Zn Al 10 Cu 1	10,5
Phosphorbronze	0,5
WM 80 F	27,0
WM 10	34,0

Gleitgeschwindigkeit 0,1 m/sek
Öltemperatur 70° C
(nach Versuchen von SCHMIDT).

Hinsichtlich des Wellenangriffes verhalten sich die Zinklegierungen ähnlich günstig wie die Weißmetalle; der Phosphorbronze gegenüber ist der Wellenverschleiß hier viel geringer. Die Notlaufeigenschaften der Zinklagermetalle sind befriedigend, ihre Freßneigung gering. Hohe Einlauffähigkeit und Plastizität bei genügender Festigkeit geben den Zinklegierungen eine Stellung zwischen den schmiegsamen Weißmetallen einerseits und den festen Bronzen und Al-Legierungen andererseits.

g) Messinglager.

Die als Messinge bezeichneten Kupfer-Zinklegierungen werden als Sondermessinge mit Zusätzen von Fe, Ni, Mn, Sn Al und Si für mittelmäßig oder niedrig belastete Lagerstellen verwendet. (Vgl. auch Zahlentafel VI, Nr. 7 u. 8). Sie kommen für die Lagerbuchsenherstellung in Form gezogener Rohre und Stangen in Betracht; ihre Brinellhärte kann durch Kaltzug bis zu 120 bis 180 kg/mm² gesteigert werden, ihre Streckgrenze liegt jedoch niedriger als jene der gezogenen Zinnbronzen mit 80% Sn.

Die Freßneigung der Messinge ist ziemlich hoch, die anwendbaren Lagerdrücke daher beschränkt.

Bronze- und Messingbüchsen werden auch vielfach in Bimetallausführung verwendet; Stahlrohre mit Innenplattierungen aus geeigneten Bronzen oder Messingen sind den Vollbüchsen vollkommen gleichwertig.

h) Gußeisenlager.

Für Tragschalen, teilweise auch für Vollschalen oder Büchsen, werden bei geringen Drücken und kleinen bis mittleren Gleitgeschwindigkeiten die weichen, graphitreichen Gußeisensorten Ge 12.91 und Ge 14.91 vielfach verwendet. Bei höheren Drücken bis 10 kg/cm² kann Ge 18.91 feïnbearbeitet, bei noch höheren Drücken Ge 26.91 mit geschliffener und gehonter Lauffläche angewendet werden. — Als Gegenwerkstoffe sind einsetzgehärteter Stahl oder Kunstharzpreßstoff mit Textileinlagen geeignet.

Für das Verhalten gußeiserner Lagerschalen ist die Gefügeausbildung von hoher Bedeutung: Neben reichem, kräftigem Fadengraphit ist ein reinperlitisches Gefüge und hohe Dichte, d. h. Porenfreiheit erforderlich. Ein solches Gußeisen ist, wenn die Lagerflächen geschliffen und poliert werden, der Bronze GBz 14 überlegen und kann an vielen Stellen statt dieser verwendet werden. Einwandfreie Schmierung ist für den ungestörten Betrieb der Lager unerlässlich; die Notlaufeigenschaften von Grauguß sind mangelhaft.

i) Sintermetalle.

Für Lager aller Art, die nicht stoßweise belastet sind, vor allem auch zur Herstellung von öllosen Lagern, also von Lagern, die im Betrieb nicht geschmiert zu werden brauchen, eignen sich Sinterlegierungen auf Kupfer- oder Eisenbasis. Diese Sinterwerkstoffe sind porös und werden nach Fertigstellung der Lager vor dem Einbau mit Öl getränkt. Sie sind dort mit Vorteil anzuwenden, wo die Schmierung schwierig ist, wie z. B. in Wasserpumpen u. a. — Der Verschleiß dieser, allerdings nicht hoch zu belastenden Lager ist auch nach jahrelangem Betrieb äußerst gering.

k) Kunstharz-Preßstofflager.

Wenn auch Lager auf Kunstharzbasis heute im Motorenbau selten verwendet werden, so kommen sie ihrer besonderen Eigenschaften wegen für Hilfsantriebe sehr wohl in Betracht und werden für bestimmte Lagerungen auch im Motor selbst ihr Anwendungsgebiet finden. Ungeeignet sind sie für hochbeanspruchte Lager.

Für Gleitlager werden hauptsächlich Phenol-Kresolharze mit Textilschnitzel- und Textilgewebekleinlagen verwendet. Lager mit geschichteter Anordnung der Harz-

träger, rund gewickelt und nachgepreßt, sind jenen mit regelloser Anordnung der Einlagen in ihrem Laufverhalten überlegen. Für höhere Beanspruchungen sollen in Formen einbaufertig gepreßte Lager verwendet werden.

Im Bereich der Grenzreibung, d. i. bei $u < 2$ m/sek und $p \geq 10$ kg/cm² weisen die Preßstofflager eine besondere Überlegenheit gegenüber metallischen Gleitlagern auf. Die Belastungen werden aber nur dann dauernd gut aufgenommen, wenn die Buchsen ihrer ganzen Länge nach gut aufliegen und keiner Biegebeanspruchung ausgesetzt sind. Erheblich gesteigert wird die Tragfähigkeit, wenn die Lager allseitig, einschließlich der Stirnflächen, fest eingespannt werden.

Die Lagertemperatur darf im Dauerbetrieb 80—90° C nicht überschreiten. Durch genaue Bearbeitung, gute Wärmeableitung, reichliche Schmierung und gegebenenfalls gute Kühlung muß die Lagertemperatur herabgesetzt werden.

Gegen Kantenpressungen sind Kunstharz-Preßstofflager sehr empfindlich; daher sind kurze Lager und kräftige Zapfen zu verwenden. Um Heißlaufen zu verhindern, sollen die Lagerlängen 0,7 bis höchstens 1,0 D betragen.

Die Wärmedehnung der Kunstharzpreßstoffe mit $20—30 \times 10^{-6}$ ist hoch. Die Wärmeleitfähigkeit liegt sehr niedrig. Aus diesen Gründen ist großes Lagerspiel erforderlich: dieses ist mit 0,3—0,4% des Zapfendurchmessers zu bemessen.

Die Welle soll möglichst hart, also oberflächengehärtet, riefenfrei und sauber geschliffen oder besser noch poliert sein. Keinesfalls darf die Härte der Wellen niedriger als 200 Brinell liegen.

Die Einlaufzeit von Kunstharzlagern ist ziemlich lange; die Belastung soll während des Einlaufens nur allmählich gesteigert, die Temperatur hierbei beobachtet werden.

Die Gleiteigenschaften sind, solange reine Flüssigkeitsreibung im Lager herrscht, gleich jenen guter Metallager; auch der Reibungsbeiwert liegt innerhalb der dort zu beobachtenden Größenordnung. — Durch das gute Haften des Ölfilms und die hohe Ölaufnahme der Lagerflächen sind gute Notlaufeigenschaften gegeben. Mit aussetzender Schmierung nehmen aber Lagerreibung und -temperatur rasch zu, wobei der Preßstoff, da er mit Schmieröl durchtränkt ist, keinerlei Neigung zum Fressen zeigt. Die hohe Wärmeentwicklung führt zu einer langsamen Verkohlung der Lauffläche, wobei ein beißender Brandgeruch auftritt. Die abgeriebene Kohleschicht führt endlich bei längerem Betrieb unter diesen unzulässigen Verhältnissen zum Festklemmen der Welle im Lager. Ist das Lager nur mäßig angekohlt, so kann es durch Nachdrehen oder Ausschaben wieder gebrauchsfähig gemacht werden. Die Welle erleidet in solchen Fällen in der Regel keinerlei Schaden.

Wertvoll ist die große Unempfindlichkeit der Kunstharzlager gegen eingedrungene Verunreinigungen des Schmiermittels. Staub, Späne u. dgl. drücken sich in die Preßstoffe ein; Schäden treten dadurch nicht auf, insbesondere dann nicht, wenn gehärtete Wellen verwendet werden.

Im Gegensatz zu Metallagern zeigen Preßstofflager anfangs größeren Einlaufverschleiß, dann aber, nach beendetem Einlaufen, bleibt der Verschleiß gering. Hinsichtlich des Verschleißverhaltens sind formgepreßte Lager mit regellos verpreßten Baumwollschnitzeln solchen, die aus Hartgewebeplatten herausgearbeitet sind, überlegen.

Schrifttum:

1. FALZ: Schmiertechnik. Berlin: Springer.
2. HEYER: Beiträge zur Gleitlagerfrage in schnelllaufenden Verbrennungskraftmaschinen. ATZ 1936, S. 256.
3. MANN: — Beiträge zur Gleitlagerfrage in schnelllaufenden Verbrennungskraftmaschinen. ATZ 1936, S. 290.
4. BOLLENRATH, BURGARDT und SCHMIDT: Beiträge zur Technologie und Metallurgie von Lagermetallen. Jahrb. Deutsch. Luftfahrtforsch. 1937, II, S. 226.
5. KÜHNEL: Werkstoffe für Gleitlager. Berlin 1939, Springer.
6. HANFFSTAENGL. Z. f. Metallkunde. Bd. 15, S. 107.
7. BURKE: Gestaltungsrichtlinien für die Anwendung von Leichtmetallagern. Aluminium 1940, S. 293 (mit ausführlichen Literaturangaben).

8. HEIDEBROEK: Neuere Probleme der Forschung und Konstruktion von Gleitlagern. Vortrag, Hauptversammlg. d. VDI, Dresden 1939.
9. HEIDEBROEK: Verschleiß und Gleitlager. Reibung und Verschleiß. Berlin: VDI-Verlag 1939.
10. WILLIAMS, C. G. und J. SPIERS: Temperaturen in Lagern von Verbrennungsmotoren. London: Engineer Bd. 165 (1938), S. 505/506 und 548/549.
11. CONELLY: The influence of a High Lead Bearing Metal. Trans. A. S. M. E. Bd. 62 (1940), S. 309 bis 318.

VI. Wälzlager.

Im Wälzlager findet im allgemeinen nicht ein reines Abrollen der beiden zusammenarbeitenden Lagerteile statt, sondern zu der durch elastische Formänderungen beherrschten Rollreibung tritt eine zusätzliche Gleitreibung hinzu.

Bei richtiger Bemessung und einwandfreier Schmierung und Wartung sollte in diesen Lagern praktisch überhaupt kein Verschleiß zu beobachten sein. Wo aber dennoch Verschleißerscheinungen auftreten, lassen sie sich auf mechanische, physikalische und chemische Vorgänge zurückführen; ihre Ursachen können die folgenden sein:

1. Fehlerhafte, den vorliegenden Beanspruchungen nicht Rechnung tragende Bemessung der Lager und daher Oberflächenermüdung durch mechanische Überbeanspruchungen.
2. Einbaufehler.
3. Ungeeignete Schmierung oder ungenügende, fehlerhafte Wartung (Verunreinigung).
4. Werkstofffehler.
5. Herstellungsfehler.
6. Gestaltungs- oder Ausführungsfehler.

Lebensdauer und Verschleiß eines Wälzlagers hängen in hohem Maß von der Güte des Werkstoffs und von dessen richtiger Behandlung ab.

Für die Herstellung von Wälzlagern werden heute ausschließlich nur Kugellagerstähle in der folgenden Zusammensetzung verwendet:

Verwendung	C	Si	Mn	Cr
Laufringe in Kugel- und Rollenlagern	0,95—1,05	0,30	0,30	1,40—1,65
Kugeln und Rollen				
bis 20∅				0,50—1,00
bis 60∅	0,95—1,15	0,30	0,30	1,00—1,40
über 60∅				1,40—1,60

Maßgebend für die Wahl dieses Chrom-Kohlenstoffstahles sind die durch Chrom als Legierungselement erreichten Verbesserungen der physikalischen Eigenschaften des Stahles. Chrom bewirkt eine wesentliche Steigerung der Härte, die sowohl auf dem spezifischen Einfluß dieses Elementes als auch auf seiner Wirkung auf die im Stahl gebildeten Karbide beruht. Von sehr großer Bedeutung ist die wesentliche Erhöhung der Elastizitätsgrenze, denn diese gestattet sehr hohe zulässige Belastungen, ohne daß es zu bleibenden Formänderungen an den Teilen kommt. Dieser Umstand in Verbindung mit der stark kornverfeinernden Wirkung des Chroms und der wesentlichen Verfeinerung der Karbide durch dieses Legierungselement bedingt offenbar auch die starke Erhöhung des Verschleißwiderstandes des Kugellagerstahles auf ein Vielfaches der Verschleißfestigkeit des reinen Kohlenstoffstahles. Wichtig ist hier für das Verschleißverhalten aber auch die Art der Karbideinlagerung in der Grundmasse. Durch richtige Warmverarbeitung und richtige Wärmebehandlung ist ihre möglichst gleichmäßige Verteilung anzustreben, so daß sie als feine harte Kügelchen im martensitischen Grundgefüge erscheinen (Abb. 179).

Die Werkstoffgüte wird gekennzeichnet durch Analyse, Herstellungs-(Erschmelzungs)-art, Reinheitsgrad und Gefügeausbildung, weiters durch Härte und Zähigkeit des Werkstoffes.

Diese einzelnen Gütekennzeichen stehen allerdings in gewissen Wechselbeziehungen zueinander. Ganz allgemein kann gesagt werden: je höher die rein örtliche Beanspruchung eines Teiles ansteigt, um so wichtiger wird die Forderung höchster Güte für den Werkstoff. Besonders wichtig ist größte Homogenität: Art, Größe und Anordnung der Schlackeneinschlüsse, etwaige Seigerungen usw. spielen bei größeren, gleichmäßig belasteten Querschnitten nur eine geringe Rolle; bei hoher Punktbelastung, wie sie in Wälzlagern auftritt, gewinnen sie aber ausschlaggebende Wichtigkeit für die Lebensdauer der Teile.

Auch bei sorgfältigster Schmelzbehandlung enthält jeder Stahl Schlackeneinschlüsse, doch zeigen diese Schlacken gemäß ihrer Zusammensetzung durchaus verschiedenen Einfluß auf die Güte des Stahles. Hinsichtlich der Erschmelzungsart sind saure Stähle infolge der größeren Duktilität ihrer Schlacken widerstandsfähiger gegen hohe Punktbeanspruchungen als solche aus basischen Öfen.

Höchste Härte des verwendeten Stahles entspricht keineswegs auch gleichzeitig dem Zustand höchster Verschleißfestigkeit; die praktisch noch anwendbare Härte findet ihre Grenze vielmehr in der Bedingung, daß dem Werkstoff noch ein genügendes Maß von Zähigkeit belassen werden muß, um die durch die normalen Betriebsbeanspruchungen auftretenden elastischen Formänderungen ohne Gefahr ertragen zu können. Bei sauren Stählen ist dies noch bei einer Härte von 650 Brinell (~ 63 RC) in hinreichendem Maß der Fall; bei Stählen aus dem basischen S.M.-Ofen und aus dem basischen Elektroofen muß man dagegen auf 60—61 RC anlassen, um ein genügendes Maß an Zähigkeit zu erzielen. Hieraus ergibt sich für die sauren Stähle eine gewisse Überlegenheit, denn die statische Belastbarkeit eines Wälzlagers steigt mit der 4. Potenz der (Brinell-)Härte des Werkstoffes; die dynamische Tragfähigkeit schwankt dagegen im Bereich von 600—700 Brinell (entsprechend 59—66 RC) nur in geringem Maß, so daß im Betrieb praktisch kein bemerkenswerter Unterschied zwischen den Stählen aus basischen und sauren Öfen festzustellen ist.

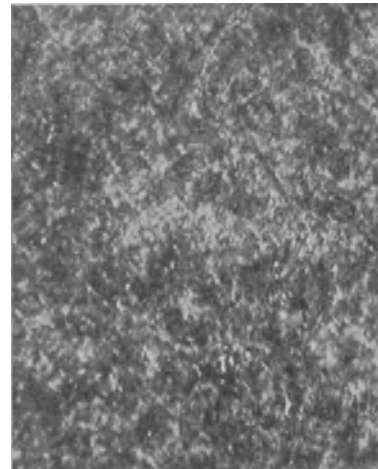
Als Ursache für Schäden oder Verschleißerscheinungen in Wälzlagern können indes nur in den seltensten Fällen Werkstoff- oder Herstellungsfehler angenommen werden; vielmehr kommen in erster Linie ungewöhnliche Betriebsbedingungen und fehlerhafte Wartung, vor allem aber Einbaufehler in Betracht.

Die wichtigste, aber nicht häufigste, Erscheinung ist die sogenannte Schälung, das ist die durch die Werkstoffbeanspruchung eintretende Ermüdung; sie zeigt sich zuerst im Ablösen einer dünnen Schicht an einer örtlich begrenzten Stelle innerhalb der Laufspur; bald verbreitert sich jedoch dieser Werkstoffeinbruch und erstreckt sich schließlich über die ganze Belastungszone im Bereich der Laufspur. — Diese Ermüdungserscheinungen können auch vor Erreichen der rechnermäßigen Lebensdauer des Lagers eintreten, wenn durch Bearbeitungs- oder Einbaufehler erhöhte Zusatzbelastungen entstehen. Besonders schädlich ist Kantenbelastung, welche durch nicht gleichachsige Lage der Sitzflächen hervorgerufen wird, weiters axiales oder radiales Verklemmen der Lager.

Laufringe von Zylinderrollenlagern können gegenseitig verschoben werden, ohne daß eine Vergrößerung des Spiels eintritt; werden aber die Rollen verkantet auf der Laufbahn verschoben, so ergeben sich Beschädigungen der letzteren, die im Betrieb zu fortschreitenden Ausbröckelungen führen müssen.

Eine andere Ursache für vorzeitige Werkstoffermüdung liegt im Eindringen von Fremdkörpern; alle Gehäuse sind daher vor dem Einbau der Lager sorgfältig zu reinigen und zu entgraten und das Eindringen von Spänen zu verhüten.

Verschleiß in den Lagern tritt nicht durch Schälung oder Ausbröckelung in den



Geätzt 2% alkoh. HNO_3 500 \times
Abb. 179. Vergütungsgefüge eines Kugellagerstahls. Feinverteilte Karbide in feinem Martensit.

Oberflächen, sondern durch dauernde schmirgelnde Wirkung von Staub oder anderen feinen Fremdkörperchen auf. Verschleiß ist außer am vergrößerten Spiel, auch am matten Aussehen der Laufspur erkennbar.

Verschleißfördernd wirkt auch Rost, der sich bei mangelndem Schutz der Lager auf den Laufflächen bildet und, mit Öl oder Fett vermengt, schmirgelnd wirkt, sobald er sich von den Flächen ablöst; Rost als Verschleißursache läßt sich durch die Hinterlassung mehr oder weniger tiefer Narben auf den Flächen, auf denen er entstanden ist, erkennen.

Bei lose sitzenden Laufringen bildet sich Reibrost, der ebenfalls ein gefährliches Verschleißmittel darstellt; solange diese Laufringe sich im Gehäuse oder auf der Welle nicht drehen, ist er ungefährlich; sobald aber die Ringe wandern, tritt infolge der schmirgelnden Wirkung des Reibrostes nach kurzer Zeit bereits starker Verschleiß der Sitzflächen auf.

Verschleiß kann auch durch ungenügende Schmierwirkung infolge zu hoher Belastung oder Verwendung eines ungeeigneten Schmiermittels entstehen; vor allem zeigt sich dieser Einfluß an solchen Stellen des Lagers, welche gleitender Reibung ausgesetzt sind, wie z. B. an Bordflächen und Rollenseitenflächen.

Eine eigentümliche Art von Zerstörungen tritt an den Laufringen von Wälzlagern dort auf, wo eingebaute Lager durch längere Zeit unbenutzt stehen oder ruhend belastet sind, wobei kleine Erschütterungen an der betreffenden Maschine auftreten können (wie z. B. am Transport) und ebenso auch dort, wo in Wälzlagern gelagerte Wellen im Betrieb nur um sehr kleine Winkel schwingen. Die Schäden erscheinen auch dann, wenn die Lager nur sehr niedrig belastet sind, wiewohl sie bei höherer Belastung natürlich auffälliger werden. Je nachdem, ob es sich um Kugel- oder Rollenlager handelt, finden sich in diesen Fällen in den Laufringen Eindrücke, die den Kugelabdrücken bei der Brinellprüfung ähneln, oder furchenförmige Walzeneindrücke. Die Erscheinung ist eine ausgesprochene Verschleißerscheinung. In der Nähe der Eindrücke finden sich stets Ablagerungen feinen oxydierten Metallstaubes, die allerdings in dem Fall, wenn das Lager nach der Stillstandsperiode wieder in Umlauf kommt, sich mit dem Schmierfett im Lager vermengen und dann nicht weiter auffallen. Es handelt sich hier aber um einen ausgeprägten Fall von Reiboxydation, ähnlich wie beim Passungsverschleiß.

Schrifttum.

JÜRGENSMEYER, W.: Einbau und Wartung der Wälzlager. Werkstattbücher Heft 29. Berlin: Springer 1939.

DIERGARTEN, H.: Reibung und Verschleiß bei Wälzlagern. Reibung und Verschleiß. Berlin: VDI-Verlag 1939.

ALMEN, J. O.: False Brinelling. Autom. Ind. Bd. 77 (1937), S. 226.

VII. Kurbelwellen.

Neben den Kolben samt Ringen und den Zylindern ist es der dritte Hauptteil des Motors, die Kurbelwelle, dessen Lebensdauer möglichst weit gesteigert und dessen Verschleiß daher möglichst gering gehalten werden muß. An den dem Verschleiß ausgesetzten Lagerstellen ist dementsprechend neben guter Laufeigenschaft auch hoher Verschleißwiderstand zu verlangen.

Der Werkstoff für die Kurbelwelle wird zunächst nach den vorliegenden statischen und dynamischen Beanspruchungen zu wählen sein; die an den Lagerstellen erforderliche Härte richtet sich aber nach den Beanspruchungen im Lager, also nach dem Lagerdruck und dessen zeitlichem Verlauf und der Drehzahl; je höher die Lagerbeanspruchung, desto härter muß der Lagerzapfen sein. Ebenso verlangen harte Lager stets auch harte Wellenzapfen; die Wahl des Wellenwerkstoffs und seine Behandlung richtet sich demnach auch nach dem Werkstoff der Lagerschale.

Wo die Härte der Lagerzapfen im Hinblick auf die Lagerbeanspruchung oder den gewählten Lagerwerkstoff nicht hinreicht, dort wird die Lebensdauer der Wellen- und Pleuellager stark herabgesetzt; die Zapfen werden bald unrund, das Lagerpiel vergrößert

sich, wodurch der Ölverlust in den Lagern und der Ölverbrauch der Maschine rasch ansteigt und die Tragfähigkeit des Lagers herabgesetzt wird; der Öldruck sinkt in unzulässiger Weise und schließlich wird durch diese eingetretenen Veränderungen der Betrieb der Maschine gefährdet.

Voraussetzung für geringen Wellenverschleiß ist neben der zutreffenden Werkstoffwahl eine steife, genügend kräftige Ausführung der Welle und starre, unnachgiebige Lagerung derselben. Kräftige, gut verrippte Motorgehäuse ergeben stets niedrigeren Wellenverschleiß als nachgiebige, zu schwach konstruierte Gehäuse. Auch ein Verziehen der Blöcke unter dem Einfluß der Betriebswärme wirkt sich infolge der ungünstigen Beeinflussung der Lagerung in stärkerem Verschleiß aus. Insbesondere bei der Verwendung von Leichtmetallblöcken ist den erwähnten Umständen besondere Aufmerksamkeit zu widmen.

Wichtig und von großem Einfluß auf den Verschleiß ist sorgfältiges Auswuchten der Wellen und genauestes Auswinkeln der Pleuelstangen; jede geringe Abweichung, die hier bestehen bleibt, führt zu erhöhtem Verschleiß.

Das Verschleißbild der Zylinder gibt vielfach auch einen Hinweis für die Laufruhe der Welle. Zeigen sich starke Abnützungen in der Richtung der Welle, also in Längsrichtung des Blocks, so deutet dies darauf hin, daß die Welle im Betrieb schwingt; Pleuelstangen und Kolben führen in diesem Fall unrichtige, taumelnde Bewegungen aus und es genügt bei der Überholung nicht, die Neulagerung der Welle einwandfrei auszuführen, vielmehr muß auch die Welle selbst überprüft werden.

Solche Unwuchten der Kurbelwelle können durch Beschädigungen im ausgebauten Zustand vorkommen, oder es können auch Verdrehungen der Welle durch plötzliches Blockieren des Motors, durch starkes Fressen von Kolben, durch abgerissene und in den Brennraum gefallene Ventile eingetreten sein. — Ebenso ist zu großes axiales Spiel der Welle, ferner ein ungenau ausgewuchtetes Schwungrad schädlich.

Verschleißfördernde Durchbiegungen der Welle können auch durch stärkeren Verschleiß an einem oder mehreren Hauptlagern oder durch schlechtes Fluchten derselben zustande kommen. Durch die Biegeverformungen der Welle werden Schwingungen und Erschütterungen wachgerufen, die nicht nur einen raschen Verschleiß der Kurbelwellenzapfen, sondern auch der Lager, der Kolbenbolzen und deren Lager, in fortgeschrittenem Zustand auch der Kolben und Ringe, sowie der Zylinder zur Folge hat.

Ist die Lagerung der Welle einwandfrei, so ist der Verschleiß an allen Lagerstellen im allgemeinen gleich groß; ungleicher Verschleiß deutet immer auf Einbau- oder Ausführungsfehler hin.

Wellen mit je einem Lager zwischen zwei Zylindern zeigen im allgemeinen gleiche Lebensdauer wie solche, die zwischen je zwei Zylindern einmal gelagert sind, vorausgesetzt, daß die Welle genügend steif ausgeführt und kräftig bemessen ist. Zeigen sich stärkere Verschleißerscheinungen oder insbesondere ein konisches Ablaufen der Zapfen, so ist dies ein Zeichen für stärkere Verformungen unter dem Einfluß der Betriebskräfte oder auch für ungenaue Lagerung der Welle.

Das anfängliche Lagerspiel wird bei Personenwagen-Ottomotoren mit 0,025—0,04 mm, bei Lastwagen-Ottomotoren mit 0,06—0,09 mm bemessen; bei Fahrzeug-Dieselmotoren gibt man ein Lagerspiel von etwa 0,01—0,012 mm je 10 mm Wellenzapfendurchmesser; selbstverständlich sind diese Angaben nur durchschnittliche Anhaltswerte, die bei den verschiedenen Motorenbauarten mehr oder weniger abweichen. — Für Unrundheit und konischen Verschleiß werden im allgemeinen etwa 0,04—0,08 mm zugelassen; stärkere Vergrößerung des Lagerspieles erfordert Nacharbeit. Hierbei werden die Zapfendurchmesser meist um 0,25 mm nachgeschliffen; wenn auch von diesem Maß häufig abgewichen wird, so ist es doch unter allen Umständen wünschenswert, daß alle Lagerstellen auf den gleichen Durchmesser nachgearbeitet werden.

Bei Überholungen und insbesondere nach dem Nachschleifen von Kurbelwellen sind die Ölbohrungen in den Wellen von Rückständen und Schleifstaub gut zu reinigen, da sonst diese im Betrieb losgespülten Ablagerungen sehr störende Verschleißerscheinungen aus-

lösen können. Besonders ist hierauf dann zu achten, wenn in den hohlgebohrten Wellen größere Räume vorhanden sind, in denen sich derartige Verunreinigungen ansammeln können und wo keine Röhren für die Ölführung eingezogen sind.

Je nach der erforderlichen Festigkeit und Härte werden die Kurbelwellenwerkstoffe unter den vorhandenen Normstählen zu wählen sein.

Bis zu einer Brinellhärte von etwa 205 kg/mm^2 (d. i. einer Festigkeit von 70 kg/mm^2) reichen unvergütete Wellen hin; werden Brinellhärten von $205\text{—}400 \text{ kg/mm}^2$, Festigkeiten von $70\text{—}140 \text{ kg/mm}^2$ entsprechend, verlangt, so finden vergütete Wellen Verwendung.

Für die Kurbelwellen langsamlaunder Verbrennungskraftmaschinen mit niedrigen Lagerbeanspruchungen genügen unvergütete Kohlenstoffstähle nach DIN 16.11 vom Stahl St 42.11 aufwärts. Mit steigendem Kohlenstoffgehalt steigt auch der Verschleißwiderstand dieser Stähle. Nun gibt die Norm DIN 16.11 zwar einen Anhalt für diesen Kohlenstoffgehalt, der aber für die Abnahme dieser Stähle nicht bindend ist und daher auch nicht immer eingehalten wird; dementsprechend sind stärkere Streuungen im Verschleißverhalten möglich.

Eindeutig ist der Zusammenhang zwischen Kohlenstoffgehalt und Festigkeit bzw. Härte bei den unlegierten Vergütungsstählen nach DIN 16.61; im Betrieb ist daher auch das Verschleißverhalten dieser Stähle im allgemeinen gleichmäßiger.

Der Stahl St. C 45.61, auf mittlere Werte vergütet, eignet sich wohl in fast allen Fällen für Anforderungen, wie sie z. B. im Kraftwagenmotorenbau gestellt werden; versagt ein guter unlegierter Kohlenstoffstahl, so ist daran entweder die Konstruktion oder die Verarbeitung des Werkstoffes schuld.

Für Schnellstläufer, sowie bei sehr hohen Lagerbeanspruchungen kommen vergütete Stähle zwischen 70 und 130 kg/mm^2 und auch darüber hinaus zur Verwendung. Wird entsprechend den gesteigerten Beanspruchungen eine höhere Festigkeit erforderlich, so werden vielfach zweckmäßig legierte Werkstoffe nach DIN E 1665 bzw. E 1660 und, soweit zur Zeit zulässig, nach DIN 1663 und 1662 oder nach Flieg-Norm 1456 und 1470 gewählt, die auch bei hoher Vergütestfestigkeit gute Zähigkeitswerte aufweisen. Hochlegierte Stähle werden aber vermieden, da ihre Gestaltfestigkeit nicht wesentlich höher liegt, als jene niedrig legierter oder unlegierter Stähle.

Die niedrigeren Legierungszusätze bei den vorerwähnten Normstählen haben in vielen Fällen nicht den Zweck, die Festigkeit der Kurbelwellen zu steigern, vielmehr gestatten sie es, mit größerer Sicherheit ein möglichst reines, gleichmäßiges Material zu erzielen.

Während ferner bei der Verwendung von unlegierten Stählen der Verschleiß der Wellen mit zunehmendem Kohlenstoffgehalt und zunehmender Härte abnimmt, macht sich bei legierten Wellen auch der Einfluß verhältnismäßig geringer Legierungszusätze bemerkbar. Besonders günstig erwies sich das Verschleißverhalten der Chrom-Molybdän-Stähle, ähnlich auch von Chrom- und Chrom-Nickel-Stählen; auch die sparstoffreien Mangan- und Siliziumstähle zeigen sich den unlegierten Stählen gleicher Vergütestfestigkeit etwas überlegen.

Bei allen Vergütungsstählen ist das Verschleißverhalten stark von der richtigen Art der Vergütung beeinflußt. Daneben ist aber auch der Verschmiedungsgrad und die Art der Schmiedung der Kurbelwelle, ferner der Reinheitsgrad des Stahles nach Art, Größe und Zahl der Schlackeneinschlüsse und insbesondere die Freiheit von Sandadern wichtig für die Bewährung gegenüber den Verschleißbeanspruchungen an den Lagerstellen. Zu vermeiden sind Stähle mit ausgesprochener Faser- oder Zeilenstruktur.

G e g o s s e n e W e l l e n aus Temperguß oder Grauguß weisen stets ein bemerkenswert vorteilhaftes Verschleißverhalten auf; die besonderen Laufeigenschaften des Gußeisens, welche dieses den eingelagerten Graphitlamellen verdankt, gestalten auch bei verhältnismäßig niedrigen Härten die Verschleißverhältnisse günstig, so daß Brinellhärten von $180\text{—}250$ auch bei höher beanspruchten Lagern hinreichen. — Sollen Gußwellen auf höhere Härten vergütet werden, so sind je nach dem Querschnitt der Welle zweckmäßig legierte Gußeisensorten zu verwenden.

Sofern durch günstige und werkstoffgerechte Gestaltung die Beanspruchungen in der Welle richtig beherrscht werden, wird Wert darauf zu legen sein, die Laufflächen der Zapfen

auf derart hohe Härten zu bringen, daß der Verschleiß hier möglichst herabgesetzt wird; die übrige Welle bleibt dagegen weich, wodurch ihr als ganzer Bauteil höhere Zähigkeit gewahrt bleibt.

Für diese örtliche Erhöhung der Oberflächenhärte kommen die folgenden Verfahren in Betracht:

1. die Einsatzhärtung; 2. die Nitrierhärtung; 3. die örtliche Abschreckhärtung; 4. das Hartverchromen.

In allen Fällen muß die Stärke der harten Schicht und die Härte des zähen Kernes so gewählt werden, daß ein Durchdrücken der harten Schicht durch die betriebsmäßigen Beanspruchungen nicht erfolgen kann.

1. **Einsatzgehärtete Wellen.** Verhältnismäßig einfach gestaltet sich die Einsatzhärtung kleiner Wellen, wie z. B. von Kurbelwellen für Motorradmotoren; sie ist daher vor allem für diese am Platz. Schwieriger wird diese Art der Härtung bei größeren Wellen, sowie auch dann, wenn infolge hoher Druckbeanspruchungen in den Lagerstellen die Stärke der Einsatzschicht größer bemessen werden muß.

Daher werden größere Wellen kaum aus Einsatzstählen angefertigt, es sei denn, daß die Lagerung der Wellen in Rollenlagern erfolgt und die Rollen zur Verminderung des Baugewichtes und der Lagerabmessungen, wie z. B. bei Flugmotoren, direkt auf der Welle laufen. Dagegen finden Einsatzstähle bei zusammengebauten Kurbelwellen für die Herstellung der Kurbel- und Wellenzapfen Verwendung.

Wichtig für das Verschleißverhalten einsatzgehärteter Zapfen ist die Gefügebildung in der Randschicht. Grobkörnigkeit und grobes Zementitnetz infolge zu hoher Einsatztemperatur müssen vermieden werden; es ist deshalb nötig, Einsatztemperatur, Einsatzzeit und Wirkung des Einsatzmittels sorgfältig aufeinander abzustimmen und den Erfordernissen des Werkstoffes anzupassen; auch ist die Einsatzbehandlung so zu führen, daß der Übergang von der Einsatzschicht zum zähen Kern möglichst allmählich stattfindet, da es im Gegenfall zu Abblätterungen der Einsatzschicht kommen kann. Abb. 180 zeigt den Verlauf der Härte von der Oberfläche zur Mitte in einem einsatzgehärteten Wellenzapfen.

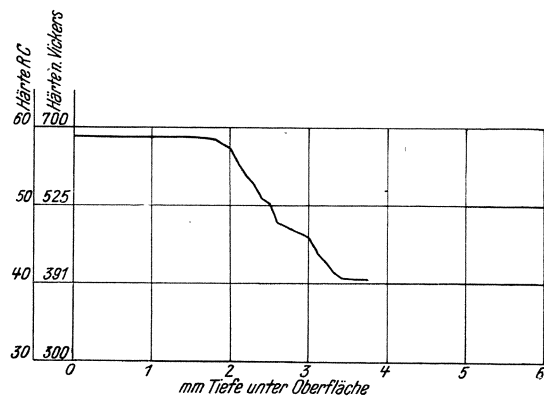


Abb. 180. Radialer Verlauf der Härte in der Einsatzschicht und im Übergang zum zähen Kern einer einsatzgehärteten Kurbelwelle.

Grundwerkstoff: Chromnickelwolframstahl. Festigkeit des zähen Kernes: 142 kg/mm². Stärke der Einsatzschicht: 2 mm.

Bei der Einsatzhärtung muß getrachtet werden, ein Verziehen der Wellen soweit als möglich zu vermeiden; es sind daher besondere Vorrichtungen zu verwenden, die das Verziehen verhindern und womöglich Ölhärter zu verwenden, die an sich wenig zum Verziehen neigen. — Das Kaltrichten von verzogenen Wellen ist gefährlich, weil beim Nacharbeiten ein Auslösen der durch das Richten in die Wellen gebrachten Spannungen erfolgen kann; überdies können auch an den einsatzgehärteten Stellen beim Richten Anrisse eintreten, die zum Bruch der Welle im Betrieb führen können.

Größere Wellen dürfen nur an den Lagerstellen einsatzgehärtet werden; die Hohlkehlen der Zapfen und die Kurbelwangen müssen dagegen, um ihre volle Zähigkeit zu behalten, weich bleiben.

Die den Verschleiß mitbestimmende Härte der Einsatzschicht ist von der Legierung des verwendeten Einsatzstahles praktisch unabhängig, doch wird die Verschleißfestigkeit der Einsatzschichten bei chrom- und chrommolybdänlegierten Stählen gegenüber unlegierten Stählen noch erhöht. Im übrigen hängt die Wahl des Werkstoffes von jenen Anforderungen ab, die an den zähen Kern der Welle zu stellen sind.

2. Nitrierhärtung. Die Nitrierhärtung hat gegenüber der Einsatzhärtung den Vorteil, daß das Werkstück bei der Wärmebehandlung geringeren Temperaturen ausgesetzt wird; die Gefahr einer Kornvergrößerung besteht daher nicht. — Das Nitrieren, also eine Oberflächenhärtung durch Stickstoffaufnahme, ist bei jeder

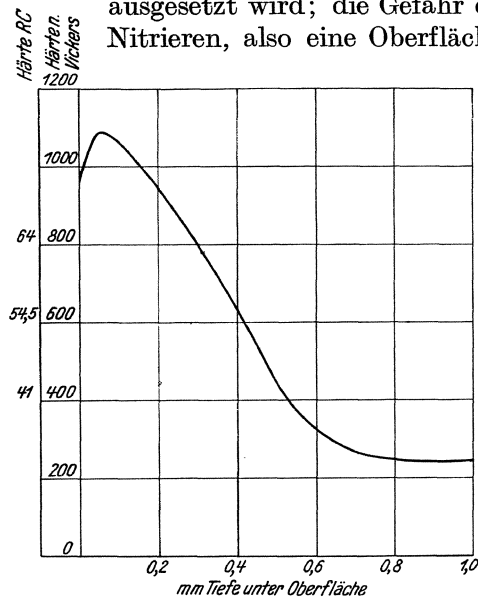


Abb. 181. Radialer Verlauf der Härte in der Nitrierschicht einer nitrierten Kurbelwelle. Grundwerkstoff: Nitrierstahl; Festigkeit im Kern: 82 kg/mm². Stärke der Nitrierschicht (im Bruch gemessen) 0,55 mm.

Eisen-Kohlenstofflegierung möglich; doch eignen sich für die Nitrierhärtung vorzugsweise besonders legierte Stähle, bei denen durch die Legierung die Ausbildung der Nitrierschicht, ihre Härte und Zähigkeit, sowie auch ihre Stärke günstig beeinflusst werden. Die Nitrierschicht bleibt unter allen Umständen verhältnismäßig dünn; ihre Stärke übersteigt meist nicht 0,8 mm.

Den Verlauf der Härte nach der Mitte eines nitriertgehärteten Zapfens hin gibt Abb. 181.

Nitriertgehärtete Wellen haben sich bei sehr hohen Verschleißbeanspruchungen, wie z. B. in sehr staubigen Betrieben (landwirtschaftlicher Schlepper), ebenso wie auch im Flugmotor bewährt.

3. Örtliche Abschreckhärtung. Bei der örtlichen Oberflächenhärtung wird die Oberflächenschicht des zu härtenden Zapfens auf Härtetemperatur gebracht und hierauf mit Wasser oder einem anderen Kühlmittel, das durch eine geeignete Brause auf die erhitzte Oberfläche

gespritzt wird, abgeschreckt. (Autogene Härtung nach dem Verfahren von Griesogen, Doppeldurohärtung, Peddinghausverfahren). Für eine Härtung nach diesem Verfahren ist grundsätzlich jeder Vergütungsstahl und auch jeder härtbare Grauguß geeignet.

Unter den Vergütungsstählen sind vor allem die Chrom-Molybdän-Stähle, daneben für geringere Beanspruchung aber auch die unlegierten Kohlenstoffstähle besonders brauchbar, letztere deshalb, weil sie auch bei langen Anwärmezeiten nur wenig empfindlich sind.

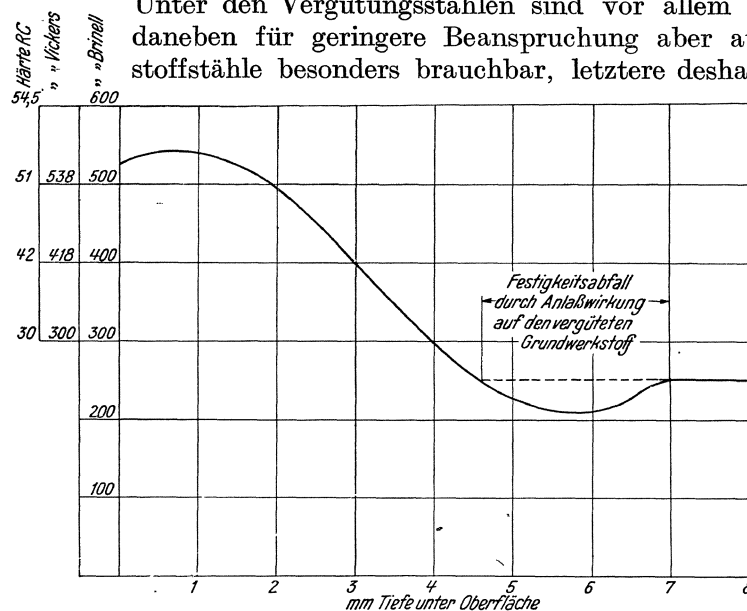


Abb. 182. Radialer Verlauf der Härte in der Härtezone einer doppeldurogehärteten Welle. Werkstoff: Chrom-Molybdän-Vergütungsstahl VCMo 135. Festigkeit 87 kg/mm².

gehärteten Welle zeigt Abb. 182.

Die Gefahr des Verziehens ist bei der Anwendung dieses Verfahrens gering, wenn die Umlaufgeschwindigkeit der Welle während der Anwärmezeit genügend groß gewählt und

Die Härtetiefe ist, abgesehen von der Legierung und vom Abschreckmittel, auch durch die Anwärmezeit zu beeinflussen.

Um günstige Verschleiß-eigenschaften zu erzielen, ist es erforderlich, daß die Härteschicht feinkörnig ist und feinmartensitisches Gefüge zeigt, welches allmählich in das Vergütungsgefüge der Welle übergeht. Den Übergang der Härte von der harten Außenzone zum zähen Vergütungsgefüge einer doppelduroge-

die Welle hierbei sorgfältig gelagert wurde. Die Härtung erfolgt zweckmäßigerweise im vorgeschliffenen Zustand, so daß etwa beim Härten auftretende geringe Verzüge durch das Fertigschleifen ausgeglichen werden können. — Wichtig ist ein gutes Entspannen der Wellen nach dem Oberflächenhärten der Zapfen, wozu sorgfältiges Auskochen in Öl erfolgt.

4. **Hartverchromen der Lagerzapfen.** Kurbelwellen können auch zur Erzielung möglichst geringen Verschleißes an den Lagerstellen hartverchromt werden, wobei ein inniges Haften der Hartchromschicht am Grundwerkstoff Voraussetzung für ein günstiges Verschleißverhalten der Welle im Betrieb ist. Gußeisen, unlegierte und hochlegierte Stähle lassen sich schwerer hartverchromen, als leichtlegierte Stähle und Einsatzstähle. Grundbedingung für das Gelingen der Hartverchromung ist eine saubere, völlig fettfreie, glattpolierte Oberfläche ohne Poren und Risse und vollständige Spannungsfreiheit der Welle. Die Haftfähigkeit der Hartchromteilchen untereinander sowie am Grundwerkstoff ist geringer als bei verhütteten Metallen; trotz ihrer hohen Härte — technisch brauchbare Hartchromschichten weisen Brinellhärten von 850—1150 Brinell auf — lassen sie jedoch weniger hohe Arbeitsdrücke zu, als verhüttete Werkstoffe von bedeutend geringerer Härte.

Das Verchromen erfolgt entweder derart, daß die Welle nur wenig unter Maß geschliffen und dann mit geringen Schichtstärken, etwa 0,02—0,05 mm, auf Maß verchromt wird, d. h. es entfällt jede Nachbearbeitung nach dem Hartverchromen; oder das Fertigschleifen der Welle erfolgt mit größerem Untermaß und es werden stärkere Chromschichten aufgetragen, worauf schließlich die Welle nach dem Hartverchromen fertig geschliffen wird.

Der Grundwerkstoff der Welle muß, wenn höhere Lagerdrücke beherrscht werden sollen, von entsprechend hoher Festigkeit gewählt werden, damit die Hartchromschicht nicht durchgedrückt wird. Hartverchromte Wellen ermöglichen die Anwendung harter, verschleißfester Lagerwerkstoffe. Durch Hartverchromen können auch bereits abgenutzte Wellen nach entsprechendem Rundschleifen der Zapfen wieder auf Maß gebracht werden.

Werden oberflächengehärtete Wellen nachgeschliffen, so muß die verhältnismäßig geringe Stärke der harten Schicht berücksichtigt werden; das Nachschleifen ist nur in beschränktem Maß möglich, um diese nicht teilweise oder ganz zu zerstören, was zu ungleichmäßigem oder sehr starkem Verschleiß im weiteren Betrieb führen kann.

Schrifttum.

Vgl. u. a. MAYER-SIDD, E., CARL FÜSS: Die Grundlagen fachgerechter Kraftfahrzeug-Ausbesserung. 1. Bd.: Der Motor. Stuttgart: Francksche Verlagsbuchhandlung. ,

VIII. Zahnräder.

An Zahnrädern lassen sich im allgemeinen die folgenden Verschleißerscheinungen beobachten:

1. Abnutzungen an den Zahnflanken durch Abrieb,
2. Grübchenbildung in der Nähe des Teilkreises an den Zahnflanken.

Die Beanspruchung der Zahnflanken erfolgt durch gleitende und rollende Reibung zugleich; nahe am Zahnkopf und ebenso nahe am Fuß überwiegt die Gleitabnutzung. Diese hinterläßt beim Stirnrad an den beanspruchten Flanken Verschleißspuren, die als Linien und Riefen in Richtung der Zahnhöhe zu erkennen sind.

In der Nähe des Teilkreises sind diese Linien in Richtung der Zahnhöhe nicht vorhanden; dagegen zeigen sich hier, wo die Wälzbewegung vorherrscht, Verschleißspuren in der Form von Streifen, die dazu senkrecht verlaufen.

Die Ursachen des Verschleißes an Zahnrädern, können liegen:

1. In unrichtiger Bemessung oder falscher Anordnung;
2. in mangelhafter Werkstattauführung, oder in fehlerhaftem oder falsch gewähltem Werkstoff;

3. in unkorrektem Einbau: ungenaues Ausrichten der Wellen, unrichtiger Achsabstand, mangelhafte Lagerung usw.;

4. in den im einzelnen Fall vorliegenden Arbeitsbedingungen, die insbesondere die folgenden ungünstigen, verschleißfördernden Verhältnisse schaffen:

a) Überlastung durch unvorhergesehene Beanspruchungen, wie Stöße, Schwingungen, Erschütterungen, kritische Drehzahlen.

b) Versagen der Schmierung, unzureichende Schmierung, ungeeignetes Schmieröl (verdünntes Schmieröl, Wasser im Öl usw.).

c) Anwesenheit fremder Verschleißteilchen im Öl.

Alle genannten Unregelmäßigkeiten führen zu einem meist örtlich übermäßig hohen Anstieg der zwischen den Zähnen wirkenden Kräfte oder zu unrichtiger Wirkungsrichtung derselben.

Normaler Zahnverschleiß liegt dann vor, wenn es sich lediglich um ein Glätten oder Polieren der arbeitenden Teile der Zahnflanken durch allmähliches Abtrennen kleinster Teilchen während verhältnismäßig langer Zeiträume handelt und der Verschleiß unter Aufrechterhaltung dieses Zustandes fortschreitet.

Steigt die Zahnbelastung bis über die für den betreffenden Werkstoff zulässige Grenze an, so kann es zu Grübchenbildungen an den Zahnflanken kommen; die Ursachen für das Zustandekommen dieser Zerstörungsform wurden auf S. 10 bereits erwähnt.

Grübchenbildung ist die am häufigsten auftretende Form des Zahnradverschleißes; es sind hier 2 verschiedene Arten zu unterscheiden:



Abb. 183. Grübchenbildung an Zahnradern.
Ausgangsstellen sind die feinverästelten Anrisse (nach AENGENYNDT).

a) Grübchenbildungen während des Einlaufvorganges, wie sie bei Beginn des Zusammenarbeitens der Räder — auch nach Neulagerung der Zahnradwellen — aufscheinen, die aber mit fortschreitendem Einlaufzustand allmählich wieder verschwinden. Die Stärke, in welcher während dieser Periode Grübchenbildungen auftreten, hängt von der Genauigkeit der Zahnformen und von der Vollkommenheit der Oberflächenbearbeitung ab. Sie klingt allmählich ab und hört endlich ganz auf, sobald alle vorstehenden Erhebungen der Oberflächen abgetragen und ausgeglichen sind.

b) Zerstörende Grübchenbildung tritt bei Überbeanspruchung des Werkstoffes auf. Sie kann also in einer absolut zu hohen Beanspruchung begründet sein, sie kann aber auch — bei fehlerhaftem Werkstoff oder sehr unvorteilhafter Oberflächenbearbeitung — bereits bei wesentlich niedrigeren Beanspruchungen auftreten, die unter einwandfreien Verhältnissen ohne weiteres zulässig wären.

Bei Zahnradern, an denen sich Grübchenbildungen vorfinden, zeigen sich an den schadhaft gewordenen Flanken unter dem Mikroskop nach Abb. 183 zahlreiche feine Risse, die den Werkstoffzusammenhang lockern und schließlich, allmählich fortschreitend, zum Herausbrechen ganzer Oberflächenteilchen führen können.

Das Fortschreiten dieser Risse erfolgt in ähnlicher Weise, wie dies bei Dauerbrüchen allgemein der Fall ist; darauf weisen auch die halbmondförmigen Rastlinien hin, die bei größeren derartigen Grübchen zu beobachten sind.

Die Anwesenheit von Schmieröl oder einer anderen Flüssigkeit scheint aber für das Zustandekommen der Grübchenbildung Voraussetzung zu sein. — Bei trocken laufenden Zahnradern zeigen sich lediglich feine Rißbildungen, ohne daß es zur Grübchenbildung kommt.

Räder aus Einsatzstählen weisen gegenüber der erwähnten Beanspruchung bei guter Schmierung sehr hohen Widerstand auf, wobei die Belastung bis zu einem Kennwert

$$c = \frac{P}{bt} = 700 \text{ kg/cm}^2$$

(P = Zahndruck, b = Zahnbreite, t = Teilung)

gesteigert werden kann. Unlegierter Einsatzstahl verhält sich in dieser Hinsicht praktisch

ebenso günstig wie hochlegierter Einsatzstahl. — Wesentlich stärker verschleifen Räder aus Vergütungsstählen, auch wenn die Vergütung bis zu Festigkeiten von etwa 180 kg/mm^2 gesteigert wird.

Abb. 184 gibt einen Vergleich der Verschleißigenschaften von Zahnrädern aus Einsatzstählen und solchen aus Vergütungsstählen bei gleicher Beanspruchung. Während bei den ersteren der Verschleiß nur wenig mehr als verhältig mit der Belastung ansteigt und selbst bei $c = 700 \text{ kg/cm}^2$ noch nicht erheblich ist, ist bei den letzteren schon von $c = 350$ bis 400 kg/cm^2 aufwärts der Verschleißanstieg sehr stark, d. h. es kommt zu früh einsetzendem und rasch fortschreitendem Verschleiß.

Durch eine Oberflächenhärtung können allerdings auch Räder aus Vergütungsstählen nahezu gleich verschleißfest gemacht werden, wie solche aus Einsatzstählen; dies geschieht durch eine oberflächliche Zyanhärtung (Salzbathhärtung). Die Stärke der im Zyanbad aufgekohlten Schicht braucht in diesem Fall $0,1 \text{ mm}$ nicht zu überschreiten, da ein Durchdrücken der harten Schicht infolge der hohen Festigkeit des Grundmaterials

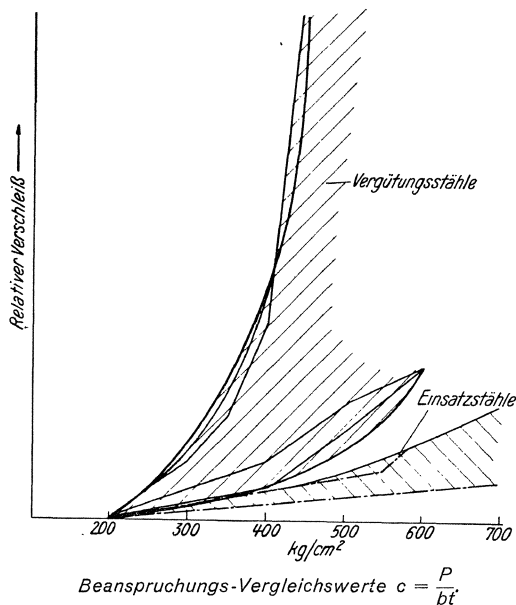


Abb. 184. Vergleich des Verschleißes (Gewichtsverlust) von Zahnrädern aus Einsatzstählen und Vergütungsstählen (nach ULRICH).

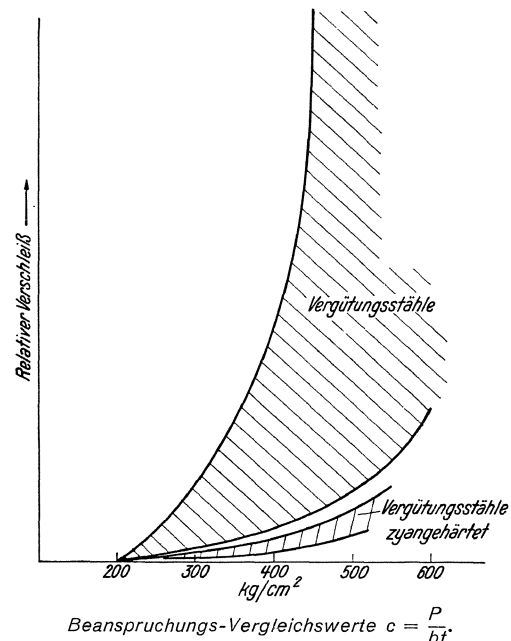


Abb. 185. Verbesserung des Verschleißwiderstandes von Zahnrädern aus Vergütungsstahl durch Zyanhärtung (nach ULRICH).

nicht zu befürchten ist. Naturgemäß müssen solche zyangehärtete Räder vor der Zyanhärtung fertig bearbeitet sein, da ein Bearbeiten der dünnen Härteschicht nicht mehr möglich ist. — Abb. 185 zeigt die Verbesserung des Verschleißverhaltens von Zahnrädern aus Vergütungsstählen durch die Zyanhärtung gegenüber den normal vergüteten unter gleichen Beanspruchungsverhältnissen.

Es ist jedoch zu vermeiden, einsatzgehärtete und zyangehärtete Räder aufeinander arbeiten zu lassen. In solchen Fällen zeigen sich an ersteren immer übermäßig starke Grübchenbildungen, selbst bei Belastungen, unter welchen solche Räder sonst im allgemeinen gut entsprechen.

Wird der Abrieb durch verschleißende Teilchen verursacht, die zwischen die Zahnflanken gelangen, so kann der Verschleiß an diesen ungemein rasch fortschreiten. Aussehen der Flanken und Höhe des Verschleißes hängen dann stark von der Härte der Zahnflanken ab.

Außer den bereits erwähnten sind noch folgende Verschleißerscheinungen an Zahnrädern zu beobachten:

- a) Absplittern oder Ausbrechen größerer Oberflächenteile, hervorgerufen durch über-

mäßig hohe, vorzugsweise stoßartige Belastung. Der Fehler tritt häufig dann an gehärteten Rädern auf, wenn die Härtespannungen nicht sorgfältig durch Entspannen oder Anlassen der gehärteten Räder entfernt wurden.

b) Schrammen und Schorfen sind Erscheinungen, welche die schwerste und bedenklichste Form starken Verschleißes kennzeichnen. Sie sind Formen eines gesteigerten Abriebverschleißes, sind also begleitet von übermäßigen Kaltverformungen und der beginnenden Verschweißung einzelner Oberflächenteilchen. Die Ursache für einen derart gesteigerten Verschleiß kann in einen oder in mehreren der im folgenden aufgezählten Faktoren zu suchen sein: Übermäßige Zahndrücke, übermäßige Gleitgeschwindigkeiten, ungünstige, rauhe Oberflächenbearbeitung, Fremdteilchen im Öl oder Versagen der Schmierung.

Arbeiten die Zahnräder längere Zeit hindurch unter den ungünstigen Bedingungen, die das Schorfen bewirken, oder steigt die Belastung oder die Gleitgeschwindigkeit noch weiter an, so kommt es zum Fressen.

c) Bei stärker verformungsfähigen Werkstoffen stellt sich u. U. unter der Einwirkung übermäßig hoch ansteigender Zahndrücke eine beträchtliche plastische Verformung ein, ohne daß es zu einem Abbröckeln oder Absplittern von Teilchen aus den Oberflächen kommt; der Werkstoff wird dann gegen die Stirnflächen und Seiten der Zähne herausgedrückt. Tritt diese Erscheinung auf, so ist — vorausgesetzt daß Achsabstand und gegenseitige Lage der Zahnradwellen zutreffen, — der Werkstoff für die vorliegende Beanspruchung unrichtig gewählt.

Schrifttum.

- AEINGENEYNDT, J.: Verschleißerscheinungen an Zahnrädern. Reibung und Verschleiß, S. 110. Berlin: VDI-Verlag 1939.
- ULRICH, M.: Schaltverschleiß bei Zahnrädern aus verschiedenen und verschieden behandelten Stählen. Fachvorträge auf der 74. Hauptversammlung des VDI. Darmstadt: VDI-Verlag 1939.
- RIDEONT, T. R.: Why Gear Teeth Wear? The Machinist 1938, S. 425.

Zweiter Teil.

Verbrauch von Betriebsmitteln.

A. Kraftstoffverbrauch.

I. Einleitung.

Bei jeder Verbrennungskraftmaschine entspricht einem bestimmten Belastungszustand (Drehmoment, Drehzahl) ein ganz bestimmter Kraftstoffverbrauch. Solange alle Teile der Maschine klaglos und absichtsgemäß zusammenarbeiten und die Maschine richtig gewartet und bedient wird, bleibt dieser Verbrauch, die Verwendung des gleichen Kraftstoffes vorausgesetzt, unverändert.

Der Kraftstoffverbrauch ist ein empfindlicher Anzeiger für den Zustand des Motors; es ist daher für die Überwachung einer Verbrennungskraftmaschine zweckmäßig, den Kraftstoffverbrauch bei den verschiedenen Belastungen dauernd zu überprüfen. Dies ist nicht nur von Bedeutung für die laufende Ermittlung der unmittelbaren Wirtschaftlichkeit der Anlage, sondern liegt auch in erster Linie im Sinne einer zweckmäßigen Instandhaltung und damit auch der Lebensdauer der Maschine.

II. Kraftstoffverbrauchsmessungen.

1. Allgemeines.

Für die wirtschaftliche Beurteilung einer Verbrennungskraftmaschine kommt vor allem der auf die Einheit der Nutzleistung N_e bezogene Kraftstoffnutzverbrauch b_e g/PS_h in Betracht.

Zur gründlicheren Beurteilung des Arbeitsverfahrens der Maschine kann dieser Wert dagegen nicht herangezogen werden, da derselbe außer von der Güte der Umsetzung der mit dem Kraftstoff in die Maschine eingebrachten Wärmeenergie in Leistung auch vom mechanischen Verhalten der Maschine, also von ihrer Bauart und Ausführung, stark beeinflusst wird. Für die Gesamtbeurteilung der Maschine ist daher neben b_e die Angabe des auf die Innenleistung N_i bezogenen inneren oder indizierten Kraftstoffverbrauches b_i von Bedeutung. Zwischen beiden besteht mit η_m als mechanischen Wirkungsgrad die Beziehung

$$b_e = \frac{b_i}{\eta_m}.$$

Unter der dem Kraftstoffnutzverbrauch b_e zugrunde zu legenden Nutzleistung N_e ist die am Abtriebsselement (Kupplung, Riemenscheibe usw.) abgegebene Leistung abzüglich aller dahinter abgezweigten etwaigen Hilfsmaschinenleistungen N_h zu verstehen [7]. Abzuziehen sind also z. B. der Leistungsbedarf für die Verdichtung und Förderung der Spül-, Auflade- und Einblaseluft, wenn die hierfür vorhandenen Hilfsmaschinen nicht mit dem Motor gekuppelt sind oder ihr Antrieb nicht durch Maschinen erfolgt, die mit der Abwärme des Motors betrieben werden.

Die Nutzleistung N_e rechnet sich daher:

α) bei direkt gekuppeltem elektrischen Stromerzeuger zu

$$N_e = \frac{N_{el}}{\eta_{el}},$$

wenn N_{el} die aus den Anzeigen der elektrischen Meßinstrumente ermittelte Leistung, η_{el} der Wirkungsgrad des Stromerzeugers ist.

Sind Hilfsmaschinen vorhanden, so ist

$$N_e = \frac{N_{el}}{\eta_{el}} - N_h, \text{ bzw. } N_e = \frac{N_{el} - N_h}{\eta_{el}}, \text{ bzw. } N_e = \frac{N_{el}}{\eta_{el_1}} - \frac{N_h}{\eta_{el_2}}$$

je nachdem, ob die Hilfsmaschinen fremd angetrieben, elektrisch über den Hauptstromerzeuger angetrieben, oder elektrisch durch Hilfsstromerzeuger angetrieben werden.

In sinngemäßer Weise ist der Leistungsbedarf z. B. für Spülung und Aufladung zu bestimmen, wenn die Entnahme dieser Luftmengen aus fremdgespeisten Leitungen erfolgt.

β) Erfolgt der Antrieb des Stromerzeugers mittels Riementriebes, so ist

$$N_e = \frac{N_{el}}{\eta_{el} \cdot \eta_r},$$

worin η_r den Wirkungsgrad des Riementriebes bedeutet.

Bei der elektrischen Leistungsmessung arbeiten die Stromerzeuger auf regelbare Widerstände, bei größeren Leistungen meist auf Wasserwiderstände. Es empfiehlt sich, die elektrischen Leistungsmessungen mit geeichten Zählern und überdies mit Präzisionsinstrumenten nach der Zwei-Wattmeter-Methode vorzunehmen. Arbeitet die Maschine während der Messung auf das Netz, so muß die Ablesung an den Leistungszählern, falls keine selbstschreibenden Zähler verwendet werden, in kurzen Zeitabständen, etwa alle 10 Minuten, jene an den Präzisionsinstrumenten aber mindestens alle 2 Minuten erfolgen.

γ) Wird die Leistung mittels Pronyschem Zaun, Wasserwirbelbremse, Windflügelbremse oder Pendeldynamo bestimmt, so wird das von der Maschine erzeugte Drehmoment direkt gemessen und die Leistung daraus errechnet:

$$N_e = \frac{n}{716,2} \cdot M_d = \frac{n}{716,2} \cdot G \cdot l,$$

worin n die Maschinendrehzahl und G das Bremsgewicht am Hebelarm von der Länge l bedeutet. Meist wird der Hebelarm der Drehmoment messenden Bremsen 716,2 mm lang ausgeführt, so daß sich obige Formel zu $N_e = \frac{n \cdot G}{1000}$ vereinfacht.

Vom Pronyschen Zaun wird die Arbeit des Motors in Reibungswärme umgesetzt, die durch entsprechende Kühlung der Bremstrommel abgeführt werden muß. Da sich die Reibungsziffer dauernd ändert, bleibt der Zaun meist nicht ruhig stehen, die Leistung schwankt. Diese Art der Abbremsung ist nur für verhältnismäßig kleine Leistungen und niedrige Drehzahlen brauchbar.

Windflügelbremsen geben gut konstant bleibende Belastung, wenn die Zu- und Abströmung der Luft vom Flügel ungehindert erfolgen kann. Besondere Vorkehrungen zur Abfuhr der Wärme sind nicht nötig.

Meist wird der mit dem Windflügel gekuppelte Motor pendelnd gelagert und das vom Motor ausgeübte Drehmoment an diesem pendelnden Rahmen gemessen. Diese Art der Bremsung eignet sich für Motoren mit hohen Drehzahlen.

Wasserwirbelbremsen vernichten die Leistung durch Flüssigkeitsreibung, wodurch das pendelnde Gehäuse mitgenommen wird. An diesem wird das Drehmoment bestimmt. Voraussetzung für ruhiges Stehen der Bremsen ist konstanter Wasserdruck in der Zuflußleitung; das Wasser für die Bremsen ist deshalb am besten einem Hochbehälter zu entnehmen, dessen Wasserspiegel mit Hilfe eines Überlaufes dauernd in gleicher Höhe gehalten wird; die Wirksamkeit des Überlaufes muß am Überlaufrohr zu prüfen sein.

Pendeldynamos sind in bezug auf Genauigkeit und Einfachheit der Bedienung allen anderen Bremsrichtungen überlegen, jedoch teuer in der Anschaffung.

Bei Wasserwirbelbremsen kann die Leistung mit hoher Genauigkeit auch aus der durchfließenden Wassermenge und dem Temperaturunterschied zwischen Ein- und Austritt des Wassers, bei Pendeldynamos aus der elektrisch gemessenen Leistung des Strom-

erzeugers und dem Wirkungsgrad desselben errechnet werden. Die an die umgebende Luft durch Leitung und Strahlung abgegebene Wärme ist meist zu vernachlässigen.

Ist die der Kraftstoffverbrauchsmessung zugrunde gelegte Leistung N_e bei der Temperatur t_a °C und beim Luftdruck p_a mm QS gemessen worden, so ist sie zum Zweck des Vergleiches mit anderen Messungen nach einer der empirischen Formeln für die Motorleistung in geänderter Atmosphäre, zum Beispiel:

$$N_{e0} = \frac{p_{a0}}{p_a} \sqrt{\frac{T_a}{T_{a0}}} \cdot N_e = \varphi \cdot N_e \quad (1)$$

auf Normalbedingungen umzurechnen. (Siehe auch Heft 4). Wird wie üblich $p_{a0} = 760$ mm QS und $t_{a0} = 15^\circ$ C angenommen, so ergeben sich für φ Werte, die aus dem Schaubild Abb. 186 abgelesen werden können. — Die Formel (1) gilt mit genügender Genauigkeit jedoch nur für verhältnismäßig geringe Abweichungen von Druck und Temperatur gegenüber dem Normalzustand.

Der Kraftstoffverbrauch, der bei der umgerechneten Nutzleistung N_{e0} zu erwarten ist, läßt sich jedoch nicht ohne weiteres angeben. Hierfür wäre der Ansatz

$$b_{e0} = b_e \cdot \frac{b_{i0}}{b_i} \cdot \frac{\eta_m}{\eta_{m0}} \quad (2)$$

streng gültig. Darin beziehen sich die Größen mit dem Weiser 0 auf den Normalzustand, jene ohne Weiser auf den während der Messung herrschenden Zustand. Nun ändert sich der innere Kraftstoffverbrauch b_i bei Ottomotoren in Abhängigkeit vom Außendruck nur sehr wenig, bei Dieselmotoren erst in größeren Höhen in fühlbarer Weise, so daß angenommen werden kann:

$$b_{i0} = b_i$$

und

$$b_{e0} = b_e \cdot \frac{\eta_m}{\eta_{m0}} \quad (2a)$$

Weichen die Druck- und Temperaturverhältnisse in stärkerem Maß vom Normalzustand ab, so kann für die Umrechnung der Leistung selbstansaugender Ottomotoren auf Normalzustand nach SCHMIDT [1] und LAUER und RICHTER [2] wie folgt vorgegangen werden:

Die Reibungsverlustleistung einer Verbrennungskraftmaschine, deren Größe

$$N_r = N_i (1 - \eta_m) \text{ in beliebiger Höhe bzw.}$$

$$N_{r0} = N_{i0} (1 - \eta_{m0}) \text{ in Meereshöhe beträgt,}$$

läßt sich zerlegen:

a) in einen vom Außendruck unabhängigen Anteil

$$N_{r_m} = \beta \cdot N_{r0} = \beta (1 - \eta_{m0}) N_{i0}$$

b) in einen vom Außendruck p_a (in beliebiger Höhe) bzw. p_{a0} (in Meereshöhe) abhängigen Anteil

$$(N_{r0} - N_{r_m}) \cdot \frac{p_a}{p_{a0}}.$$

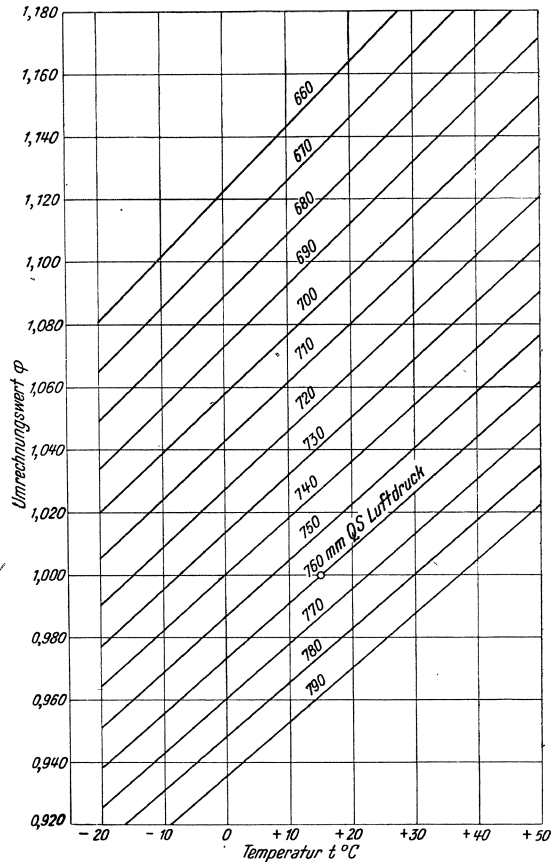


Abb. 186.

Die gesamte Reibungsleistung wird daher

$$N_r = N_{r_m} + (N_{r_0} - N_{r_m}) \frac{p_a}{p_{a0}} = N_{r_0} \left[\beta + (1 - \beta) \frac{p_a}{p_{a0}} \right]. \quad (3)$$

Der Einfluß des Außenzustandes auf die Innenleistung kann durch folgenden Ansatz wiedergegeben werden:

$$N_i = N_{i0} \cdot \frac{p_a}{p_{a0}} \left(\frac{T_{a0}}{T_a} \right)^n = \frac{N_{e0}}{\eta_{m0}} \cdot \frac{p_a}{p_{a0}} \left(\frac{T_{a0}}{T_a} \right)^n \quad (4)$$

Aus (3) und (4) folgt

$$N_e = N_i - N_r = \frac{N_{e0}}{\eta_{m0}} \cdot \frac{p_a}{p_{a0}} \left[\left(\frac{T_{a0}}{T_a} \right)^n - (1 - \eta_{m0}) \left(1 - \beta + \beta \frac{p_{a0}}{p_a} \right) \right]. \quad (5)$$

Nach RICHTER kann angenommen werden:

$$\frac{N_{r_m}}{N_{r_0}} = \beta \sim 0,5; \quad n = 0,5 \text{ bis } 1,0, \text{ im Mittel } 0,75.$$

Nach dem Einsetzen dieser Werte ergibt sich

$$N_e = \frac{N_{e0}}{\eta_{m0}} \cdot \frac{p_a}{p_{a0}} \left[\left(\frac{T_{a0}}{T_a} \right)^{0,75} - \frac{1 - \eta_{m0}}{2} \left(1 + \frac{p_{a0}}{p_a} \right) \right] \quad (5a)$$

womit sich Meßwerte innerhalb weiter Grenzen gut darstellen lassen.

Unter Verwendung der Gleichung (2a) ergibt sich weiter für den bezogenen Verbrauch:

$$b_e = b_{e0} \frac{\eta_{m0}}{1 - \left(\frac{T_a}{T_{a0}} \right)^n (1 - \eta_{m0}) \left(1 - \beta + \beta \cdot \frac{p_{a0}}{p_a} \right)} \quad (6)$$

bzw. nach Einsetzen der oben von Richter angegebenen Werte für β und n :

$$b_e = b_{e0} \frac{\eta_{m0}}{1 - \frac{1}{2} \left(\frac{T_a}{T_{a0}} \right)^{0,75} (1 - \eta_{m0}) \left(1 + \frac{p_{a0}}{p_a} \right)} \quad (6a)$$

Nach FADINGER [3] ist β jedoch keine Konstante; vom geradlinigen Verlauf der Reibungsleistung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis $\frac{p_{a0}}{p_a}$ treten stets mehr oder weniger große Abweichungen auf, so daß der Versuch einer Ermittlung des Wertes β aus nur einigen Werten der Reibungsleistung in Bodennähe und in geringen Höhen zu beträchtlichen Fehlern führen kann. Ebenso erscheint es nicht zulässig, aus vorliegenden Kraftstoffverbrauchsmessungen in verschiedenen Höhen durch Auflösen der Gleichung (6) den Wert β ermitteln zu wollen. — Die Anwendung der Gleichung (6) setzt voraus, daß sowohl die Gesamtreibungsleistung als auch deren druckunabhängiger ebenso wie der druckabhängige Anteil und der Verlauf der Reibungsleistung über der Höhe weitgehend bestimmt werden; Bauart des Motors, Arbeitsverfahren und Brennraumgestaltung nehmen unter anderem Einfluß auf Größe und Aufteilung der Reibungsleistung.

Für neuere Ottomotorbauarten kann nach FADINGER der Wert β zwischen 0,65 und 0,85, der Exponent der Temperaturabhängigkeit mit $n = 0,7$ angenommen werden.

Die für die Umrechnung der Leistung ebenfalls öfters angewendete Formel, wie sie der Entwurf der Internat. Elektrotechn. Kommission (IEC) vorsieht:

$$b_e = b_{e0} \frac{\eta_m}{1 - (1 - \eta_m) \sqrt{\frac{T_a}{T_{a0}} \cdot \frac{p_{a0}}{p_a}}} \quad (7)$$

ergibt sich aus Gleichung (6) mit $\eta_m = \eta_{m0}$, $\beta = 1$ und $n = 0,5$; sie gibt aber erfahrungsgemäß zu hohe Werte für den Kraftstoffverbrauch, insbesondere für große Höhen.

Die Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs einer Maschine zur Bestimmung ihres Nutzwirkungsgrades muß bei möglichst gleichbleibender Belastung erfolgen. Lastschwankungen haben stets Änderungen der Verbrauchswerte zur Folge und zwar werden bei schwankender Last stets höhere Werte gemessen, als sie dem Mittelwert der Leistung während der Meßperiode nach der Regelverbrauchskurve entsprechen würden.

Zur Ermittlung genauer Verbrauchswerte muß die Maschine vor Beginn der Kraft-

stoffmessungen den Beharrungszustand erreicht haben. Dieser ist durch das Gleichbleiben der Temperaturen des Schmieröls, des Kühlwassers und des Auspuffs, gegebenenfalls auch der Ladung im Saugrohr bei gleichbleibender Belastung gegeben.

Der Beharrungszustand tritt je nach Größe der Maschine kaum vor $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ -stündigem Lauf unter ungeänderten Bedingungen ein; bei großen Maschinen kann dies bis zu mehreren Stunden dauern. Befindet sich die Maschine noch nicht im Beharrungszustand, so ergeben sich, wenn die Verbrauchskurve in steigender Belastungsrichtung aufgenommen wird, im allgemeinen zu hohe, bei Aufnahme in fallender Richtung hingegen im allgemeinen zu niedrige Verbrauchswerte; die Abweichungen von den Regelverbräuchen werden umso größer, je weiter der Wärmezustand der Maschine, also die Temperaturen der Maschinenteile, des Kühlwassers und des Schmieröls von jenen abweichen, welche die Maschine im regelmäßigen Betrieb im jeweils zu messenden Zustand erreicht.

Die Dauer der Kraftstoffmessung soll nicht zu kurz bemessen werden. Die Genauigkeit der Messung hängt davon ab, wie weit die Belastung konstant gehalten werden kann, wie genau die Zeitbestimmung erfolgt und mit welcher Genauigkeit das Kraftstoffgewicht ermittelt wird.

Die während der Meßzeit verbrauchte Kraftstoffmenge wird auf den stündlichen Verbrauch B_h und dieser Wert durch weitere Division durch die Leistung N_e oder N_i in die bezogenen Verbrauchswerte b_e bzw. b_i umgerechnet.

Wird eine den ganzen Last- oder Drehzahlbereich der Maschine umfassende Kraftstoffverbrauchskurve aufgenommen, so empfiehlt es sich, nach jeder Einzelmessung die gefundenen Werte in ein Diagramm über N bzw. n einzutragen, wodurch etwaige Meßfehler durch Unstetigkeiten in den so gewonnenen Kurven gleich erkannt werden. Eine weitere Überprüfung der Meßergebnisse kann auch durch Wiederholung der ganzen Meßreihe in umgekehrter Reihenfolge erfolgen und sollte stets vorgenommen werden. Gleichzeitig mit der Kraftstoffverbrauchsmessung ist auch der Schmierölverbrauch zu messen, insbesondere dort, wo der Schmierölverbrauch für die Zylinder willkürlich beeinflusst werden kann, denn ein erhöhter Schmierölverbrauch kann wesentliche Verringerungen des Kraftstoffverbrauchs durch Verbrennen von Schmieröl zur Folge haben.

2. Verbrauchsmessungen mit flüssigen Kraftstoffen.

Für Prüfstandsverbrauchsmessungen mit flüssigen Kraftstoffen sollen alle Querschnitte für die Kraftstoffortleitung, also Rohre und deren Verbindungen, Durchgangshähne und Ventile, ferner auch die Querschnitte in den Meßgefäßen selbst reichlich bemessen werden. Es lassen sich so erfahrungsgemäß Fehlmessungen, Undichtheiten und Kraftstoffverluste leichter vermeiden. Der Meßbehälter soll so hoch aufgestellt werden, daß der Kraftstoff dem Motor mit genügendem Gefälle zufließt. Ist eine Förderpumpe vorhanden, so kann diese den Kraftstoff auch aus einem tiefer stehenden Behälter saugen und dem Motor zuführen, doch erhöht diese Anordnung erfahrungsgemäß, besonders bei leicht flüchtigen Kraftstoffen, die Zahl der Fehlerquellen. Der Druck in der Kraftstoffzuleitung soll dem des praktischen Motorbetriebs möglichst genau entsprechen.

Bei Vergasermotoren muß die Vergaseranordnung der endgültig gewählten Ausführung entsprechen. Zwischen Betrieb mit Fallbenzin und der Zuführung des Kraftstoffes mittels Förderpumpe können merkbare Unterschiede in bezug auf Klopfen, Leistung und Verbrauch bestehen.

Verbrauchsmessungen mit flüssigen Kraftstoffen können auf verschiedene Weise durchgeführt werden, und zwar:

- α) durch Messen der während einer bestimmten Zeit verbrauchten Kraftstoffmenge;
- β) durch Messen der Zeit, während welcher eine bestimmte Kraftstoffmenge verbraucht wird;
- γ) durch unmittelbare Bestimmung des Verbrauchs je Zeiteinheit.

In allen Fällen kann der Verbrauch an Kraftstoff entweder dem Gewicht oder dem Volumen nach gemessen werden.

a) Gewichtsmessung.

Die Gewichtsmessung kann nach folgendem Verfahren durchgeführt werden:

α) Die Entnahme des Kraftstoffes erfolgt bei dem Verfahren nach Abb. 187 aus einem auf einer Waage angeordneten Behälter. Die Messung beginnt, sobald die Zunge

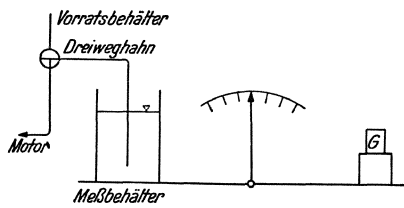


Abb. 187. Kraftstoff-Gewichtsmessung aus offenem Behälter.

auf der Waagenskala einspielt. Nach Abheben jenes Gewichtes G von der Waage, welches der während der Messung zu verbrauchenden Kraftstoffmenge entspricht, wird der Augenblick des abermaligen Durchgehens des Zeigers durch die Nullstellung der Waagenskala beobachtet und die Zeit zwischen den beiden Durchgängen mit der Stoppuhr bestimmt. Der Zeitpunkt des Durchschwingens der Waage durch den Nullpunkt muß möglichst genau erfaßt werden; die

Waage muß daher genügend empfindlich sein; Schwingungen sind durch Öldämpfer oder ähnliche Einrichtungen abzdämpfen.

Die Anordnung nach Abb. 187 mit offenem Gefäß hat den Vorteil, daß Fehler durch Bewegungen von Schlauch- oder anderen Verbindungen ausgeschaltet sind. Die zwischen dem Motor und dem Meßbehälter bestehende Verbindung ist höchstens durch Flüssigkeitsreibung beeinflusst, die in fast allen Fällen vernachlässigt werden kann. Nur bei sehr zähen Brennstoffen ist diese Anordnung weniger zweckmäßig.

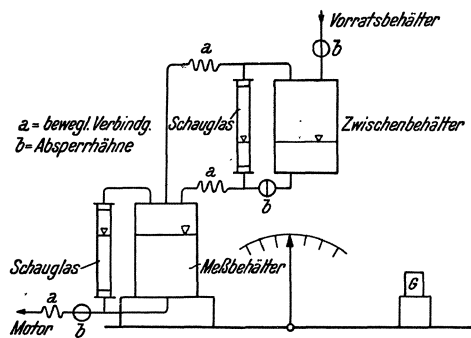


Abb. 188. Kraftstoff-Gewichtsmessung aus geschlossenem Behälter.

Nur bei sehr zähen Brennstoffen ist diese Anordnung weniger zweckmäßig.

β) Soll das Brennstoffmeßgefäß verschlossen sein, so muß für einen Luftausgleich im geschlossenen Behälter gesorgt werden. Die Verbindung des Behälters mit der Rohrleitung muß dann nach Abb. 188 durch Schläuche erfolgen. Diese müssen sehr leicht biegsam sein. Die Verbindungsstellen aller Schläuche müssen parallel zu einander liegen; die Schlauchstücke selbst sind so lang auszuführen, daß die erforderliche Beweglichkeit der Teile gewährleistet ist.

γ) Zu den Verfahren mit Gewichtsmessung zählt auch das Abreißverfahren nach Abb. 189, bei welchem in das fest aufgestellte Meßgefäß eine nach unten in eine schlanke Spitze auslaufende, fest mit dem Gefäß verbundene Nadel eintaucht. Das Abreißverfahren eignet sich vor allem zu Verbrauchsmessungen mit schwerflüchtigen Dieselmotorkraftstoffen. Die Messung beginnt, sobald die Nadelspitze von der absinkenden Oberfläche

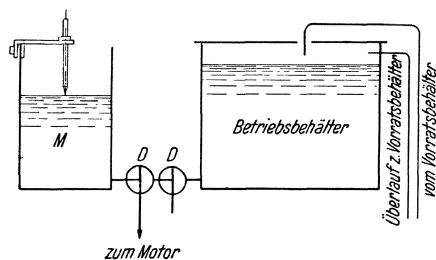


Abb. 189. Kraftstoffverbrauchsmessung nach dem Abreißverfahren.

des Brennstoffes abreißt; hierauf wird eine abgewogene Brennstoffmenge in das Gefäß eingefüllt und die Zeit bis zum neuerlichen Abreißen des Flüssigkeitsspiegels an der Nadelspitze gemessen. Auch dieses Verfahren gibt, wenn die abgewogene Brennstoffmenge nicht zu klein ist, die Messung also nicht zu kurz dauert — sehr genaue Werte. Voraussetzung ist jedoch, daß der Flüssigkeitsspiegel im Gefäß im Augenblick des Abreißen von der Meßnadel, also zu Beginn und zu Ende der Messung, genügend rasch absinkt.

Ist dies nicht der Fall, so können durch Hängenbleiben von Tröpfchen an der Nadelspitze, vor allem bei Verwendung zäher Kraftstoffe, größere Fehler entstehen. Da manchmal die Messung durch Luftbläschen gestört wird, die an der Nadelspitze hängen bleiben, wird neben der Abreißmethode auch vielfach jene der auftauchenden Nadelspitze verwendet, bei welcher die Messung in dem Augenblick beginnt, in dem nach Abb. 190 eine auftauchende Nadelspitze durch den Oberflächenspiegel im Meßgefäß durchtritt. Dieses Verfahren setzt allerdings genaue Beobach-

tung voraus, insbesondere bei dunklen, nicht durchscheinenden und trüben Kraftstoffen. Die Meßnadel muß in Fällen, in denen ein Neigen des Kraftstoffbehälters während der Messung möglich ist, genau in der Mitte des Meßgefäßes angeordnet sein.

Nach einem anderen Verfahren wird der Durchtritt des Flüssigkeitsspiegels durch einen markierten, abgeschnürten Teil eines Meßgefäßes aus Glas als Meßpunkt gestoppt, hierauf eine abgewogene Kraftstoffmenge nachgefüllt und die Messung beim neuerlichen Durchtritt des Flüssigkeitsspiegels beendet.

Wird die Messung nicht im Betriebsbehälter, sondern aus einem besonderen Meßgefäß vorgenommen, so muß für eine verlässliche Absperrung der Verbindungsleitung zwischen den beiden Behältern gesorgt werden, damit kein Überströmen von einem Behälter zum anderen erfolgen kann. Absperrhähne sind hier im allgemeinen verlässlicher als Absperrventile. Es empfiehlt sich, wie in Abb. 189 u. 190 angedeutet, in der Verbindungsleitung zwischen Kraftstoffbehälter und Meßgefäß einen zweiten Dreiweghahn mit einem Austritt ins Freie mitzuschalten. Dadurch lassen sich Undichtheiten einer der beiden Absperrstellen während der Messung leicht erkennen.

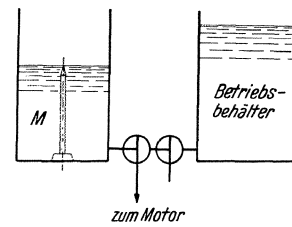


Abb. 190. Kraftstoffverbrauchsmessung mit auftauchender Spitze.

b) Volumetrische Messungen.

Bei Verfahren, die das Kraftstoffvolumen messen, erfolgt die Entnahme des Brennstoffes aus geeichten Gefäßen.

Alle volumetrischen Verfahren ergeben Ungenauigkeiten infolge der Wärmedehnungen sowohl der Gefäße als auch der Kraftstoffe. Innerhalb der normalen Schwankungen der Raumtemperatur können diese allerdings vernachlässigt werden.

Man verwendet Glasgefäße etwa nach Abb. 191. Diese eignen sich besonders auch für Messungen mit leicht flüchtigen Kraftstoffen. Die Beginn und Ende der Messung begrenzenden Marken liegen in den eingeschnürten Teilen des Gefäßes, an welchen der Flüssigkeitsspiegel mit größerer Geschwindigkeit absinkt, so daß ein genaues Erfassen der Zeitpunkte möglich wird. — Derartige Meßgefäße eignen sich auch für Verbrauchsbestimmungen im Fahrzeug während der Fahrt. Dazu können sie mittels einer von der Batterie betriebenen Membranpumpe gefüllt werden.

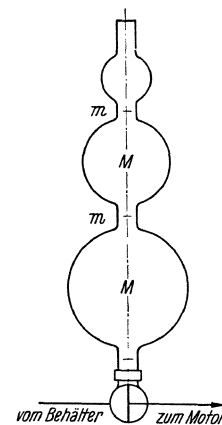


Abb. 191. Kraftstoff-Volumenmessung mit Glasgefäß.

Die Messung kann auch aus geeichten Blechgefäßen erfolgen, wobei das Meßvolumen entweder durch fest eingestellten Meßspitzen bestimmt ist oder an das Meßgefäß ein Schauglas mit Marken nach Abb. 192 angeschlossen wird. Auch hier ist es von Vorteil, wenn der Meßbehälter in der Höhe der Meßmarken so eingeschnürt ist, daß an diesen Stellen der Flüssigkeitsspiegel rasch absinkt.

c) Unmittelbare Messung des Verbrauches je Zeiteinheit.

Der Verbrauch je Zeiteinheit kann in Düsenmeßgeräten bestimmt werden. Die Geräte müssen für einen Kraftstoff von bestimmter Dichte geeicht werden; die Anzeigen sind daher temperaturabhängig. Ihre Anzeigeempfindlichkeit genügt nicht für Messungen hoher Genauigkeit, doch eignen sie sich gut für die laufende Verbrauchsüberwachung im Betrieb.

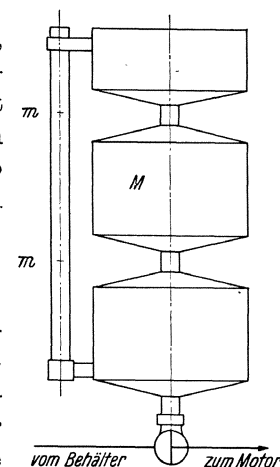


Abb. 192. Kraftstoff-Volumenmessung mit Blechgefäß.

Wichtig ist es, die während der Messung durch Leckverluste anfallende Kraftstoffmenge richtig zu erfassen. Sie ist vom gemessenen Verbrauch in Abzug zu bringen, wenn der tatsächliche Verbrauch der Maschine bestimmt werden soll, also auch dann, wenn

durch die Verbrauchsmessung der Zustand der Maschine überprüft werden soll. Bei der Bestimmung des wirtschaftlichen Verbrauches ist die durch Leckverluste verlorengegangene Kraftstoffmenge jedoch nur dann in Abzug zu bringen, wenn es möglich ist, im normalen Betrieb diesen Kraftstoff in geeigneter und wieder verwendbarer Form aufzufangen.

Vereinzelt wurden selbsttätig arbeitende Meßgeräte zur Brennstoffverbrauchsmessung entwickelt und erfolgreich eingesetzt.

Der Verbrauch an flüssigen Kraftstoffen wird im allgemeinen, insbesondere für die Aufstellung von Vergleichswerten, auf einen unteren Heizwert des Kraftstoffes von 10 000 kcal/kg umgerechnet. Die Angabe des Verbrauches in kcal/PSh, wie sie mehrfach vorgeschlagen wurde, hat sich bei flüssigen Kraftstoffen bisher nicht durchgesetzt. Im metrischen Maßsystem erfolgt die Angabe des Stundenverbrauches B_h in kg/h, jene der bezogenen Verbräuche b_e und b_i in g/PSh.

Im englischen Maßsystem werden die Verbrauchsangaben für B_h in lb. p. h., für den bezogenen Verbrauch in lb. p. HPh. gemacht. — Für die Umrechnung gilt.

$$\begin{aligned} 1 \text{ lb} &= 0,4536 \text{ kg} \\ 1 \text{ HP} &= 76 \text{ mgk/sek} = 1,0135 \text{ PS} \\ 1 \text{ lb. p. HPh} &= 447,4 \text{ g/PSh, bzw.} \\ 100 \text{ g/PSh} &= 0,2235 \text{ lb/HPh.} \end{aligned}$$

Erfolgt die Angabe in Wärmeeinheiten, so ist für die Umrechnung zu setzen:

$$1 \text{ BTU} = 0,252 \text{ kcal.}$$

3. Verbrauchsmessungen mit gasförmigen Kraftstoffen.

Der Verbrauch von gasförmigen Kraftstoffen kann dem Gewicht oder dem Rauminhalt nach gemessen werden. Im letzteren Fall, der meist vorgezogen wird, wird der Gasverbrauch auf Nm^3 umgerechnet und ergibt, mit dem ebenfalls darauf bezogenen unteren Heizwert des Gases vervielfacht, den Wärmeverbrauch des Motors.

Um den während der Messung im allgemeinen vom Normalzustand abweichenden Gaszustand zu berücksichtigen, sind gleichzeitig mit jeder Gasmengenmessung auch Druck- und Temperaturmessungen durchzuführen.

Die Umrechnung der bei der Temperatur $t^\circ \text{C}$ und beim Druck p mm QS gemessene Gasmenge V_m^3 in $V_0 \text{ Nm}^3$ erfolgt nach der Formel

$$V_0 = V \cdot \frac{273 (p - p_s)}{(273 + t) 760} \text{ Nm}^3. \quad (5)$$

Darin ist p_s die Dampfspannung des im Gas enthaltenen Wasserdampfes.

Im allgemeinen wird der Verbrauch bei der Verwendung gasförmiger Kraftstoffe als Stundenverbrauch W_h in kcal/h oder als bezogener Verbrauch w_e oder w_i in kcal/PSh angegeben; der Grund für diesen von den Angaben bei der Verwendung flüssiger Kraftstoffe in der Praxis abweichenden Gebrauch liegt darin, daß der Heizwert der üblichen flüssigen Kraftstoffe — außer bei Alkohol — nur wenig von 10 000 kcal/kg abweicht und daher die Angabe des Verbrauchs allein schon eine Beurteilung des Wirkungsgrades ermöglicht, während die Heizwerte der verschiedenen gasförmigen Kraftstoffe sehr beträchtlich auseinandergehen und die mengenmäßigen Verbrauchsangaben allein demnach dazu nicht genügen.

Die Gasmengen können mit Gasmesser, Gasometerglocken oder mit Durchflußgeräten, wie Düse, Staurand, Venturirohr oder Staurohr gemessen werden.

Bei Verwendung dieser Geräte sind die bestehenden Regeln [6] zu berücksichtigen.

Gasuhren (Drehkolbengasmesser) sind nur zur Messung verhältnismäßig kleiner Gas-mengen geeignet; sie sind empfindlich gegen Verschmutzung, bei Verwendung innerhalb ihres Meßbereiches jedoch sehr genau. Düsen, Stauränder und Venturirohre hingegen sind gegen Verschmutzung recht unempfindlich; Stauränder zeichnen sich gegenüber den beiden anderen Durchflußmeßgeräten durch ihren einfacheren Einbau aus.

Stauhohre messen nur die Gasgeschwindigkeit in einem bestimmten Punkt des Leitungsquerschnittes; werden sie daher bei Verbrauchsmessungen benützt, so ist der ganze Leitungsquerschnitt auf seine Geschwindigkeitsverteilung hin abzutasten, die mittlere Gasgeschwindigkeit zu bestimmen und dann das Rohr an jener Stelle des Querschnittes fest einzubauen, an welcher die der mittleren Gasgeschwindigkeit entsprechende Geschwindigkeit festgestellt wurde.

Zur Erreichung genauer Meßergebnisse ist es erforderlich, daß vor und nach dem Meßgerät gerade Rohrstücke von bestimmter Mindestlänge anschließen.

Fehlerhaft werden die Anzeigen aller genannten Meßeinrichtungen, wenn der Druck in der Gasleitung, in welcher die Messung erfolgt, schwankt oder pulsiert; zwischen Meßgerät und Motor ist daher in allen Fällen ein genügend großer Beruhigungsbehälter einzuschalten.

Die Ablesungen an den Gasmeßgeräten werden außer zu Beginn und Ende der Messung auch während der ganzen Dauer derselben in Zeitabständen von 3—5 Min. vorgenommen, und zwar am besten in den Halbzeiten zwischen den Ablesungen zur Leistungsmessung. Es ergibt sich dadurch eine gute Kontrolle über den Verlauf des Meßversuches.

Bei Verbrauchsmessungen an Motoren für Flüssiggas kann die Messung entweder in der flüssigen Phase oder in der Gasphase des Kraftstoffes erfolgen. Das letztere Verfahren ist trotz seiner scheinbaren Einfachheit in bezug auf die Meßapparatur nicht zweckmäßig, denn die Druck- und Temperaturabhängigkeit und die Abhängigkeit vom jeweiligen spezifischen Gewicht des Gases erschwert die Messungen. Es ist daher besser, den Kraftstoff in der flüssigen Phase zu messen.

Eine bewährte Meßanordnung, wie sie beim Betrieb mit Flüssiggas in der wissenschaftlich-technischen Abteilung des Benzolverbandes in Bochum verwendet wurde, zeigt Abb. 193. Bei dieser Anordnung sind während der Messung die Ventile 1 und 3 geöffnet, 2 und 4 geschlossen. Das Ventil 3 hat den Zweck, Fehlmessungen infolge etwa auftretender Undichtheiten der Ventile 2 und 4 zu vermeiden bzw. diese Fehler aufzuzeigen. Das Laufgewicht *C* dient zum Ausgleich des Flaschengewichtes und des Füllgewichtes der Flasche, nicht aber für die Messung selbst. Die Messung beginnt beim Durchschwingen des Zeigers durch die Nullstellung; hierauf wird das Differenzgewicht der Messung durch Auflegen von Gewichten auf die mit der Flasche festverbundene Waagschale ausgeglichen. Die Messung endet beim abermaligen Durchschwingen des Zeigers durch die Nullstellung.

4. Verbrauchsmessungen mit festen Kraftstoffen.

Handelt es sich um feste Kraftstoffe, die unmittelbar im Motor verbrannt werden, z. B. im Kohlenstaubmotor, so erfolgt die Verbrauchsmessung durch Wägung.

Etwas schwieriger gestalten sich genaue Verbrauchsmessungen dann, wenn feste Kraftstoffe zur Verwertung im Motor vergast werden. Hier ist die Verbrauchsmessung entweder in der festen oder in der Gasphase möglich. In der letzteren erfolgt sie stets dann, wenn das Gas in einem Zwischenbehälter gespeichert wird.

Der feste Kraftstoff kann unmittelbar gemessen werden, wenn der Betrieb des Gaserzeugers mit dem zugehörigen Motor gekoppelt ist und von dessen Betriebszustand abhängt. Die Verbrauchsmessung setzt Eintritt des Beharrungszustandes sowohl am Motor wie auch am Gaserzeuger voraus. Die Meßzeiten müssen bedeutend länger ge-

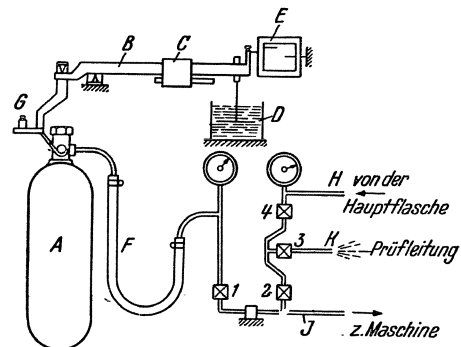


Abb. 193. Kraftstoffverbrauchsmessung für Flüssiggas.

- A Meßflasche (Inhalt max. 10 kg Treibgas)
- B Balkenwaage
- C Laufgewicht zum Ausgleich des Flaschen- und Füllgewichtes
- D Öldämpfer
- E Optische Vergrößerung der Nullstellung
- F Biegsamer Schlauch
- G Waagschale zur Aufnahme der Differenzgewichte f. d. Messung
- H Leitung von der Hauptflasche zur Meßflasche
- J Leitung zur Maschine
- K Prüflleitung
- 1—4 Ventile

wählt werden, als bei der Messung des Verbrauchs von flüssigen Kraftstoffen. Zu Beginn und Ende der Messung muß der Gaserzeuger auf gleichen Zustand hinsichtlich Füllung und Feuerlage gebracht werden.

Bei der Heizwertangabe des festen Kraftstoffes ist auch dessen Feuchtigkeitsgehalt zu beachten. Ist H_u kcal/kg der untere Heizwert des trockenen Kraftstoffes und f der Wassergehalt in %, so ist der Heizwert des feuchten Brennstoffes

$$H_{uf} = H_u (1 - 0,01 f) - 6 f$$

Von dem beim Entaschen oder Entschlacken anfallenden unverbrannten Brennstoff kann nur derjenige Teil vom Verbrauch abgezogen werden, der sich in einfacher Weise aussondern und im Gaserzeuger wieder verwenden läßt; nicht abgezogen werden kann Kraftstoffstaub, der sich im Reiniger oder in den Leitungen ablagert.

III. Mechanischer Wirkungsgrad und Verbrauch

Geringer innerer Verbrauch muß nicht zwangsläufig auch einen günstigen Nutzverbrauch zur Folge haben, da dieser durch das mechanische Verhalten der Maschine, also

durch ihren Gesamtaufbau, durch die Güte der Werkstattausführung und des Zusammenbaues und durch ihren augenblicklichen mechanischen Zustand mitbestimmt wird.

Den Einfluß verschiedener mechanischer Wirkungsgrade auf den Verlauf der Kraftstoffverbrauchskurven zeigt Abb. 194. Der Abbildung liegen verschiedene Mitteldrücke der mechanischen Verlustarbeit $p_r = p_i - p_e = 1,0$ bzw. $1,5$ bzw. $2,0$ kg/cm² zugrunde. Der innere Verbrauch bei gleichem inneren Mitteldruck ist in allen 3 Fällen der gleiche. Bei dem angenommenen Verlauf der b_i -Kurven ändert sich mit dem mechanischen Wirkungsgrad auch der Charakter der b_e -Kurven; das Verbrauchsminimum rückt mit sinkenden mechanischen Wirkungsgrad immer weiter nach links, also in den Bereich niedrigeren Nutzdruckes und der Verlauf der Kurve beiderseits des Minimums wird immer steiler, d. h. das Gebiet günstigen Verbrauches wird immer enger.

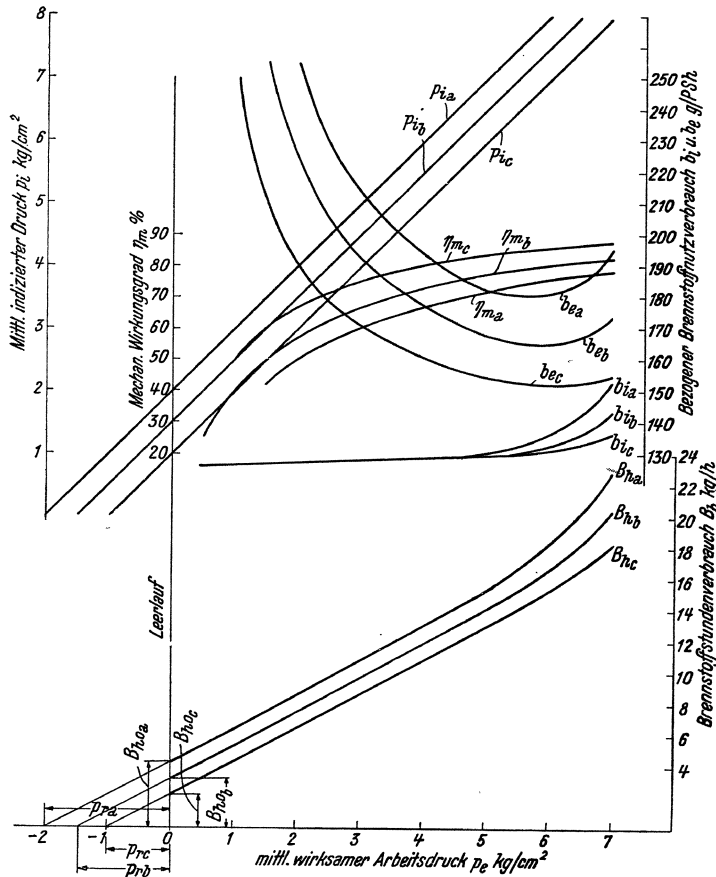


Abb. 194. Änderung der Kennlinien mit dem mechanischen Wirkungsgrad.

Den Stundenverbrauchskurven dieses Bildes liegt in allen drei Fällen eine Vollastnutzleistung von 100 PS_e zugrunde.

Zur Bestimmung des inneren Verbrauches b_i muß die von der Maschine während der Leistungsmessung aufgebrauchte Innenleistung N_i bestimmt werden, am besten, wo es möglich ist, durch Indizieren. Da die einzelnen Zylinder einer Mehrzylindermaschine im allgemeinen nicht gleichmäßig belastet sind, ist es hierzu nötig, sämtliche Zylinder und zwar möglichst gleichzeitig zu indizieren.

Auch das p_i -Meter von GEIGER kann zur Bestimmung der inneren Leistung verwendet werden, wobei sinngemäß wie beim Indizieren vorgegangen werden muß. Seine Anwendung beschränkt sich aber, ebenso wie jene des Federindikators, auf Motoren mit niederen Drehzahlen und größerem Hubraum.

Annähernd läßt sich der mechanische Wirkungsgrad von Dieselmotoren nach ROMBERG [8] auch aus den Stundenverbräuchen der Maschine ermitteln, indem man die über dem Mitteldruck aufgetragene Kurve der gemessenen Stundenverbräuche nach Abb. 194 bis zur Abszissenachse verlängert, wo sie den Mitteldruck der Verlustarbeit p_r abschneidet. Damit wird

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_e + p_r}.$$

Dort wo ein Indizieren nur mit verwickelten Meßeinrichtungen möglich ist, z. B. bei Fahrzeugmotoren und anderen ähnlichen schnellaufenden Maschinen, kann der mechanische Wirkungsgrad auf folgende Weise bestimmt werden: Mit einer als Motor geschalteten Pendeldynamo wird die Verbrennungskraftmaschine, jeweils unmittelbar nach der abgeschlossenen Verbrauchsmessung für jeden einzelnen Betriebszustand, angetrieben und die Antriebsleistung gemessen. Diese Leistung wird als Verlustleistung N_v für die betreffende Drehzahl angenommen und über der Drehzahl aufgetragen. Addiert man sie zu der bei der vorhergegangenen Bremsung ermittelten Nutzleistung, so erhält man dadurch annähernd die indizierte Leistung N_i über den ganzen Drehzahlbereich. Bei diesem Verfahren ist es unbedingt notwendig, die Bestimmung der Verlustleistung N_v jeweils unmittelbar nach Beendigung der zugehörigen Messung der Nutzleistung vorzunehmen, d. h. solange der Wärmezustand der Maschine noch angenähert derselbe geblieben ist. Ändert sich dieser merklich, so ändern sich u. a. die Kolben- und Lager Spiele und die Zähigkeit des Schmieröls, somit die Schmier- und Reibungsverhältnisse sehr rasch und bedeutend.

Bei Fremdantrieb durch den Pendelmotor ändern sich die Drücke auf die Kolbenleitbahn sowie in den Lagern gegenüber jenen, die bei Eigenbetrieb des Motors auftreten, weiters die Ladungswechselerbeit und schließlich wird beim Fremdantrieb der Wärmeübergangsverlust bei Verdichtung und Ausdehnung mitgemessen, so daß mit vollkommen zutreffenden Werten bei Anwendung dieses Verfahrens nicht gerechnet werden kann.

Bei der Bestimmung der Verlustleistung müssen, ebenso wie bei der Bestimmung der Nutzleistung, alle Hilfsmaschinen mitlaufen. Es sind also Pumpen, Ventilatoren, Lichtmaschinen usw. in beiden Fällen in gleicher Weise zu betreiben.

Nach FREY [4] kann der mechanische Wirkungsgrad auch aus den während einer Verbrauchskurvenaufnahme unmittelbar gemessenen Werten unter Zuhilfenahme der weiter unten angegebenen Formeln ungefähr errechnet werden. Diese würden unter den folgenden Voraussetzungen streng richtige Ergebnisse liefern:

- a), daß die Verlustarbeit je Umdrehung unabhängig vom Nutzdruck ist,
- b) daß die Verlustarbeit je Umdrehung sich mit der Drehzahl nicht ändert.

Zur Verlustarbeit zählen hierbei: Die Summe der Reibungsarbeiten, wie Kolben- und Kolbenringreibung, Lagerreibung, Leistungsbedarf der Steuerung, die Ladungswechselerbeit, Luft- und Ölwirbelung, ferner der Leistungsbedarf der Hilfsmaschinen, wie Wasserpumpen, Ölpumpen, Lichtmaschine, Magnetzündler, Einspritzpumpen usw.

- c) daß b_i für den ganzen Leistungsbereich gleich ist.

Aus Vollast- und Leerlaufmessungen ergibt sich bei unveränderter Drehzahl:

$$\eta_m = 1 - \frac{B_{h_0}}{B_h}.$$

Der so errechnete Wirkungsgrad gilt nur für jene Leistung, bei welcher der Kraftstoffstundenverbrauch B_h gemessen wurde, B_{h_0} ist dabei der Leerlaufstundenverbrauch der Maschine.

Aus einer Vollast- und einer Teillastmessung errechnet sich der mechanische Wirkungsgrad bei gleichbleibender Drehzahl

$$\eta_m = \frac{N_e \left(1 - \frac{B_h'}{B_h}\right)}{N_e - N_e'} = \frac{N_e - N_e' \frac{b_e'}{b_e}}{N_e - N_e'}$$

Darin bedeuten:

N_e Vollastleistung in PS

N_e' Teillastleistung in PS

B_h stündlicher Verbrauch bei Vollast in kg/h.

B_h' stündlicher Verbrauch bei der Teillast N_e' in kg/h.

b_e bezogener Kraftstoffnutzverbrauch in g/PS_h bei Vollast N_e

b_e' bezogener Kraftstoffnutzverbrauch in g/PS_h bei der Teillast N_e' .

Aus Voll- und Teillastverbrauchsmessungen bei veränderter Drehzahl kann ungefähr gerechnet werden:

$$\eta_m = \frac{N_e \cdot \frac{n'}{n} - N_e' \frac{b_e'}{b_e}}{N_e \cdot \frac{n'}{n} - N_e'}$$

Außer den oben angeführten Bezeichnungen ist n die Vollastdrehzahl und n' die Teillastdrehzahl bei der Leistung N_e' .

Wird der mechanische Wirkungsgrad im Zuge der Verbrauchsmessungen sofort errechnet, so lassen sich Fehlmessungen durch Unstetigkeiten in den aufgetragenen Kurven leicht feststellen, auch können Störungen am Motor, wie z. B. klemmende Kolben leicht erkannt werden. Bei regelmäßiger Ermittlung des mechanischen Wirkungsgrades erhält man für bestimmte Motorenbaumuster Erfahrungswerte, die eine gute Vorausschätzung der zu erwartenden Teillastverbrauchswerte gestatten.

Erfahrungsgemäß erreicht der mechanische Wirkungsgrad für Fahrzeug- und Einbaumotoren ungefähr die in der folgenden Tabelle angegebenen Werte:

Motorengattung	n U/min	η_m %
Viertakt-Dieselmotoren . .	1000—2000	86—72
Viertakt-Ottomotoren . . .	1000—2000	78—70
Viertakt-Ottomotoren . . .	2000—3000	72—66
Zweitakt-Dieselmotoren . .	700—2000	87—72
Zweitakt-Ottomotoren . . .	3000—5500	78—68

Die kleineren Werte des mechanischen Wirkungsgrades entsprechen den höheren Drehzahlen und sind auch für Bootsmotoren mit ihrer vollen Ausrüstung, also mit Kühlwasser und Lenzpumpe, Lichtmaschine, Zündmagnet, Kraftstoffförder-

pumpe, Wendegetriebe usw. einzusetzen. Der mechanische Wirkungsgrad von Zweitaktmaschinen ist im allgemeinen nicht ungünstiger als jener von Viertaktmotoren gleicher Zylinderabmessung und gleicher Drehzahl, trotz der zum Antrieb des Spül- luftgebläses aufzuwendenden Leistung, da diese im allgemeinen nicht größer ist, als die der Gaswechselerarbeit entsprechende Leistung bei Viertaktmotoren.

Der zu erwartende Teillastverbrauch kann nach FREY nach folgenden Formeln eingeschätzt werden:

$$B_h' = b_e' \cdot N_e' = b_e \cdot \eta_m \left[N_e' + \left(\frac{N_e}{\eta_m} - N_e \right) \cdot \frac{n'}{n} \right]$$

bzw.

$$b_e' = b_e \cdot \eta_m + b_e (1 - \eta_m) \frac{N_e}{N_e'} \cdot \frac{n'}{n}$$

Da das mechanische Verhalten fabriksneuer, noch nicht eingelaufener Motoren stets ungünstiger ist, als nach Erreichen des vollen Einlaufzustandes und nach längerer Laufzeit, liegt auch der Verbrauch bei der neuen Maschine stets höher. Darin liegt auch der Grund für die Festlegung eines Spielraums von 10% (manchmal auch 5%) der von den Herstellerwerken gemachten Gewährangaben für den Verbrauch. Der gewährleistete Verbrauch wird im allgemeinen erst nach Einlaufen der Maschine erreicht werden, der Spielraum schützt das Lieferwerk bei vor dem Einlaufen vorgenommenen Abnahmever-

suchen. Je sorgfältiger die Werkstattausführung und der Zusammenbau der Maschine erfolgt, je genauer die Bearbeitung aller gleitenden Flächen, je sorgfältiger die Passungen an diesen Stellen eingehalten sind und je günstiger deren Schmierung erfolgt, desto mehr nähert sich der mechanische Wirkungsgrad und damit auch der Verbrauch der neuen Maschine jenem der vollständig eingelaufenen, desto kleiner kann-auch der Spielraum in dem gewährleisteten Verbrauch festgelegt werden.

IV. Einfluß der Eigenschaften der Betriebsstoffe auf den Verbrauch.

Die bei der Verbrauchsmessung festgestellten Verbrauchswerte gelten auch nach ihrer Umrechnung auf einen Bezugsheizwert naturgemäß nur für jenen Kraftstoff, mit welchem die Messung durchgeführt wurde.

Werden die Verbrauchswerte von verschiedenen Kraftstoffen an einer Maschine bestimmt, so verhalten sich die Ergebnisse nicht immer einfach umgekehrt wie die unteren Heizwerte der Kraftstoffe; es trifft dies zwar für gleichartige Kraftstoffe von ähnlichen Eigenschaften in hinreichendem Maße zu, fehlen aber diese Voraussetzungen, so können sich wesentliche Unterschiede ergeben.

Auf die jeweilige Höhe des Verbrauches haben insbesondere Einfluß: Zündwilligkeit, Verdampfbarkeit und Zähigkeit, bzw. Oberflächenspannung sowie der chemische Aufbau des Kraftstoffes. (Siehe Heft 1.) Weichen die Kraftstoffeigenschaften voneinander wesentlich ab und muß die Einstellung des Motors dem Kraftstoff angepaßt werden, so sind bei Gegenüberstellung der Ergebnisse von Verbrauchsmessungen auch die geänderten Bedingungen, unter welchen die Messungen vorgenommen wurden, mitanzugeben, um einwandfreie Vergleiche zu ermöglichen.

Das Schmieröl beeinflusst auch mittelbar die Verbrauchswerte; denn abhängig von dessen Eigenschaften, insbesondere der Zähigkeit bei Betriebstemperatur, ist der Reibungsverlust in der Maschine verschieden hoch, so daß der mechanische Wirkungsgrad merklich verändert wird.

Der Verbrauch kann sich auch dadurch ändern, daß größere Schmierölmengen in den Verbrennungsraum gelangen und dort verbrennen. Dies kann durch zu reichliche Einstellung der Zylinder-Schmierölpumpen oder, wenn die Zylinder mit Spritzölgeschmiert sind, durch Verwendung zu dünnflüssiger Ölsorten oder durch Unwirksamwerden der Öl-abstreifringe verursacht sein.

V. Wärmebilanzen.

Die Art der Aufteilung der dem Motor mit dem Kraftstoff zugeführten Energiemenge und deren Umwandlung in Nutzleistung, sowie die Höhe des Anteils der Einzelverluste am Gesamtverlust läßt sich, wenigstens angenähert, durch Messung jener Wärmemengen ermitteln, die einerseits mit dem Kühlmittel und andererseits mit den Abgasen abgeführt werden.

Die Summe von

Wärmewert der Nutzleistung

Innere Energie der Abgase

Wärmeabgabe an Kühlwasser und Schmieröl

Wärmewert der Reibungsverluste

gibt angenähert die gesamte dem Motor zugeführte Wärme wieder. Im Restglied, dem Unterschied der Summe der oben aufgezählten Einzelbeträge und der Kraftstoffwärme, sind die im einzelnen kaum meßbaren Leitungs- und Strahlungsverluste der Maschine, die Verluste durch unvollständige Verbrennung und die kinetische Energie der Auspuffgase enthalten. Der Verlust durch unvollständige Verbrennung läßt sich durch Abgasanalysen feststellen.

Bei der Beurteilung solcher Wärmebilanzen ist zu beachten, daß die Kolben- und Kolbenringreibung, die als mechanischer Verlust gemessen wird, in Reibungswärme um-

gewandelt wird, die zum Großteil im Kühlwasser abgeführt wird; dasselbe gilt für andere Reibungsverluste, die als Reibungswärme entweder direkt in das Kühlwasser oder auf dem Umweg über das Schmieröl abgeführt werden und daher in der Wärmebilanz doppelt aufscheinen können.

Die genaue Bestimmung der Leistungsverluste durch mechanische Reibung und den Gaswechselfvorgang ist nur möglich, wenn die Maschine einwandfrei indiziert werden kann. Die Verlustleistung N_v ist die Differenz der aus den Indikatordiagrammen ermittelten inneren Leistung N_i und der gleichzeitig gemessenen Nutzleistung N_e ;

$$N_v = N_i - N_e = N_e \frac{1 - \eta_m}{\eta_m}.$$

Wenn nicht indiziert werden kann, wird die Reibungsverlustleistung nach einem der im Abschnitt III angegebenen Näherungsverfahren ermittelt.

Die Einzelwerte der Wärmebilanz sind stark drehzahlabhängig. Bei Maschinen mit veränderlichen Drehzahlen werden daher Wärmebilanzen häufig in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt.

VI. Durchführung und Auswertung von Kraftstoffverbrauchsmessungen.

1. Ortsfeste Motoren.

Bei ortsfesten Motoren erfolgt die Abbremsung zum Zweck von Verbrauchsmessungen zunächst bei Volleistung, bei kleineren Motoren wie z. B. solchen für gewerbliche Zwecke, meist ausschließlich bei dieser. Sind, wie bei größeren Maschinen, neben dem Vollastverbrauch auch andere Verbrauchswerte gewährleistet, wie beispielsweise jene für $\frac{3}{4}$ und $\frac{1}{2}$ -Last, so erfolgt die Bremsung auch bei diesen Leistungen, und zwar je nach dem Antrieb, um den es sich bei der betreffenden Anlage handelt, bei jener Drehzahl, die durch den Regler eingestellt wird, oder bei der Nenndrehzahl nach deren Einstellung an der Drehzahlverstellung.

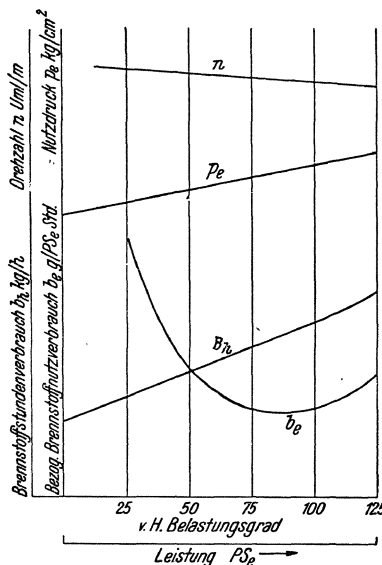


Abb. 195. Kennliniendarstellung für ortsfeste Motoren.

Über derselben Abszisse wird meist auch der Kraftstoffstundenverbrauch B_h eingetragen. Von Interesse für die Beurteilung der Maschine ist auch die Angabe des Leerlauf-Stundenverbrauches auf Grund einer im Beharrungszustand bei Leerlauf vorgenommenen Verbrauchsmessung.

2. Schiffsmotoren.

Für unmittelbar oder über ein Getriebe auf die Propellerwellen arbeitende Schiffsmotoren sind Leistung und Drehzahl, gegebenenfalls unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses, durch das Propellergesetz verbunden; jeder Drehzahl ist hier eindeutig eine ganz bestimmte Leistung zugeordnet.

Für die Bestimmung der Verbrauchskurve wird daher am Prüfstand zunächst die Volleistung bei der zugehörigen Nenndrehzahl n_{100} abgebremst; die bei den Teil- und Überlastmessungen einzuhaltenden Drehzahlen betragen nun:

$$\begin{aligned} \text{für } \frac{3}{4}\text{-Last: } n_{75} &= \sqrt[3]{0,75} \cdot n_{100} = 0,91 \cdot n_{100} \\ \text{,, } \frac{1}{2}\text{- ,, : } n_{50} &= \sqrt[3]{0,50} \cdot n_{100} = 0,794 \cdot n_{100} \\ \text{,, } \frac{1}{4}\text{- ,, : } n_{25} &= \sqrt[3]{0,25} \cdot n_{100} = 0,630 \cdot n_{100} \\ \text{,, } 110\% \text{,, : } n_{110} &= \sqrt[3]{1,10} \cdot n_{100} = 1,032 \cdot n_{100} \\ \text{,, } 120\% \text{,, : } n_{120} &= \sqrt[3]{1,20} \cdot n_{100} = 1,063 \cdot n_{100} \end{aligned}$$

Die Darstellung des Verbrauches erfolgt am besten derart, daß nach Abb. 196 auf der Abszisse die Maschinendrehzahl, auf der Ordinate neben dem auf die Wellenleistung bezogenen Kraftstoffverbrauch und dem Kraftstoffstundenverbrauch auch die Wellenleistung selbst aufgetragen wird.

Auch die Darstellung der Verbrauchskurven über dem Belastungsgrad oder über der Nutzleistung als Abszisse ist gebräuchlich; die veränderliche Drehzahl erscheint aber in dieser Darstellung nach Abb. 197 als Funktion der von ihr abhängigen Leistung.

Wenn Schiffswendegetriebe vorgesehen sind, der Motor daher im Betrieb auch zum Leerlauf kommt, ist der Leerlauf-Stundenverbrauch anzugeben.

3. Fahrzeugmotoren.

Für Kraftfahrzeugmotoren ist die Angabe der Motorkennlinien in der Art wie sie für ortsfeste Maschinen üblich ist nicht zweckmäßig, denn im Gegensatz zur ortsfesten Maschine umfaßt hier der Betriebsbereich einen weiten Drehzahlbereich und alle Belastungsgrade.

Im Leistungs-Drehzahl-Schaubild werden daher die Betriebszustände der Fahrzeugmotoren durch eine Fläche wiedergegeben, die einerseits durch die Höchstdrehzahl, andererseits durch die Höchstleistung begrenzt wird. Diese positive Betriebsfläche wäre, um den Bereich der Betriebszustände vollständig zu erfassen, durch eine negative Leistungsfläche zu ergänzen, deren Betriebszustände dann erscheinen, wenn der Motor vom Fahrzeug mitgenommen wird und als Bremse wirkt. Abb. 188 zeigt schematisch diese Verhältnisse für einen Ottomotor [9].

Durch Angabe der Kraftstoffverbräuche bei Höchstdrehzahl allein in Abhängigkeit von der Belastung wird das gesamte Leistungsfeld daher ebensowenig gekennzeichnet, wie durch Angabe von Höchstleistung und zugehörigem Verbrauch über den Drehzahlen. Im Fahrbetrieb gelangt man nur selten an diese Grenzen des Betriebsfeldes, so daß über das zu erwartende Betriebsverhalten diese Grenzwerte allein keinen genügenden Aufschluß geben.

Wird für Fahrzeugmotoren nur ein Verbrauchswert angegeben, so sollte dies stets der bezogene Verbrauch bei Nennleistung und Nenndrehzahl sein; vielfach wird aber statt dessen der niedrigste bezogene Verbrauch im Betriebsfeld angeführt.

Die klarste und vollständigste Kennzeichnung des Betriebsverhaltens erfolgt in einer vom Hubraum unabhängigen Darstellung derart, daß innerhalb der Betriebsfläche die Kraftstoffverbräuche für mehrere Drehzahlen oder über den Drehzahlen für mehrere Be-

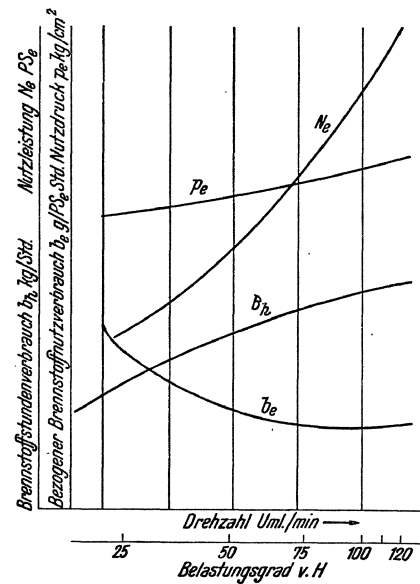


Abb. 196. Kennliniendarstellung für Schiffsmotoren.

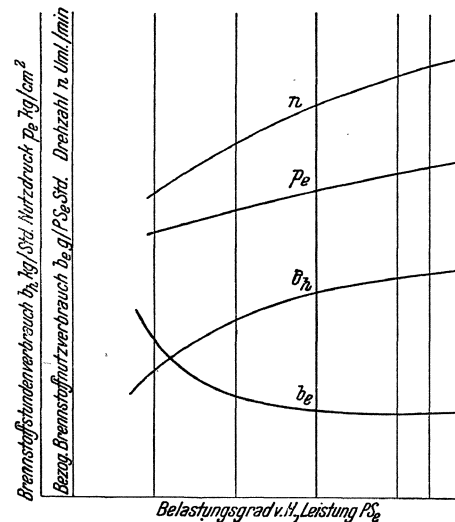


Abb. 197. Kennliniendarstellung für Schiffsmotoren.

lastungsstufen angegeben werden. Diese Darstellungsweise ist vor allem für Fahrzeug-Dieselmotoren vorteilhaft. Die Betriebszustände sind durch Drehzahl und Leistung als Hauptbestimmungsgrößen gekennzeichnet; daher liegt es nahe, diese beiden als Koordinaten für die Darstellung zu wählen. Da aber die Leistung selbst eine Funktion der Drehzahl ist, erscheint es zweckmäßig das Drehmoment M_d oder den Nutzdruck p_e als Ordinate über der Drehzahl als Abszisse aufzutragen. Es besteht dabei die Beziehung:

$$p_e = 1,255 \frac{M_d}{V_H} \text{ kg/cm}^2 \text{ (für Viertaktmaschinen),}$$

bzw.

$$p_e = 0,628 \frac{M_d}{V_H} \text{ kg/cm}^2 \text{ (für Zweitaktmaschinen)}$$

wenn M_d in mkg und V_H in l eingesetzt wird.

In diesem Drehzahl-Drehmoment-Schaubild können überdies nach Abb. 199 die Hyperbeln gleicher Leistung eingetragen werden.

In die durch die äußeren Begrenzungslinien abgegrenzte Betriebszustandsfläche sind nun die Kraftstoffverbräuche in übersichtlicher Form einzutragen. Es wäre möglich, dies in räumlicher Darstellungsweise zu tun, wenn der Kraftstoffverbrauch als 3. Koordinate gewählt wird, doch läßt sich die räumliche Darstellung durch Projektion der Höhenlinien gleichen Verbrauches, also durch eine Schichtenliniendarstellung, umgehen. Es ergeben sich damit Schaubilder entsprechend Abb. 199. Klar tritt in dieser Darstellungsweise das Verbrauchsminimum der Maschine hervor; dieser Punkt wird auch als „wirtschaftlicher Pol“ der Maschine bezeichnet [3].

In solchen Schaubildern spiegeln sich auch deutlich verschiedenartige Betriebseinflüsse wider; Unstetigkeiten im Verlauf der Kurven, Verlagerungen des Kleinstwertes des Verbrauchs nach den Grenzlinien der Leistungsfläche hin lassen — je nach dem Charakter der Abweichungen — auf bestimmte Störungen am Motor schließen.

Die Darstellung mit dem mittleren Nutzdruck p_e als Ordinate erweist sich auch dann als sehr vorteilhaft, wenn verschiedene Motoren miteinander verglichen werden sollen; unter Umständen ist es dann zweckmäßig, an Stelle der Drehzahl die mittlere Kolbengeschwindigkeit als Abszisse zu wählen.

In ähnlicher Weise werden in Leistungs-Drehzahl-Diagrammen mitunter die stündlichen Verbrauchsmengen in einer Schichtenliniendarstellung eingetragen. Diese Darstellungsweise ist jedoch unzuweckmäßig, da einerseits die Leistung selbst wieder drehzahlabhängig ist, andererseits

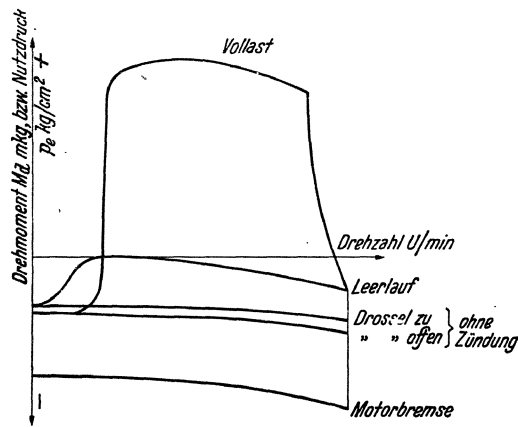


Abb. 198. Betriebsfeld eines Fahrzeug-Ottomotors.

die Kraftstoffverbräuche in übersichtlicher Form einzutragen. Es wäre möglich, dies in räumlicher Darstellungsweise zu tun,

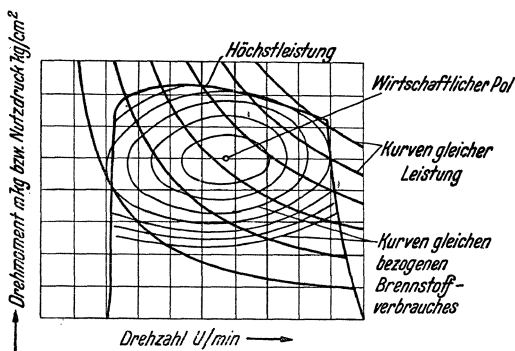


Abb. 199. Kennliniendarstellung für Fahrzeugmotoren.

den Grenzlinien der Leistungsfläche hin lassen — je nach dem Charakter der Abweichungen — auf bestimmte Störungen am Motor schließen.

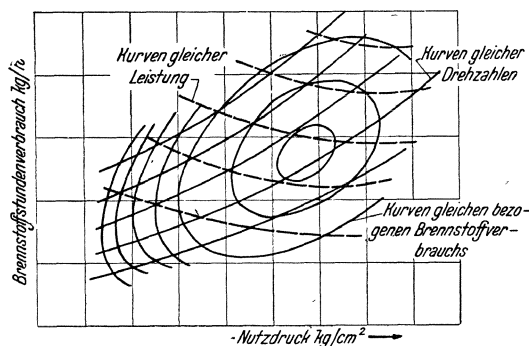


Abb. 200. Kennliniendarstellung für Fahrzeugmotoren.

der Stundenverbrauch wieder von der Leistung abhängt. Das gewonnene Bild wird daher wenig klar.

Abb. 200 gibt eine weitere häufig gebrauchte, aber ebenfalls unzuweckmäßige Darstellung der Betriebszustände von Fahrzeugmotoren wieder. Hier erscheint als Abszisse der

Dieselmotors bei Vollast ungefähr 70% vom Verbrauch des Ottomotors, 85% vom Verbrauch des Hesselmanmotors und 75% vom Verbrauch des Glühkopfmotors.

Bei Teilbelastungen ist der Unterschied zwischen dem Dieselmotor und den anderen erwähnten Motorarten noch erheblich größer. In Abb. 202 sind schematisch kennzeichnende Verbrauchs- und Nutzdruckkurven für Diesel- und Ottomotoren gegenübergestellt, aus denen die Einflüsse der Eigenheiten der Verfahren und der Regelung auf den Verbrauch bei verschiedenen Belastungen zu entnehmen sind.

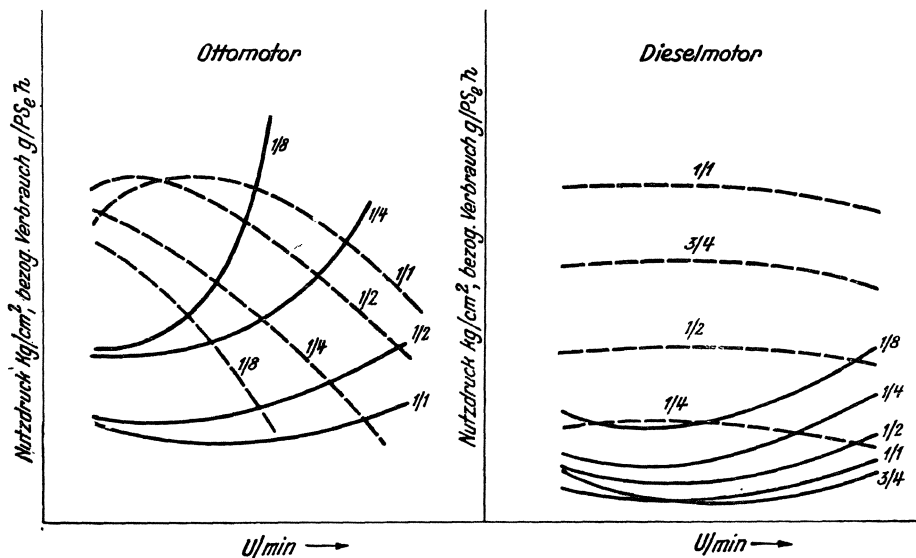


Abb. 202. Kennzeichnender Verlauf von Nutzdruck und Nutzverbrauch.
Links: Vergaser-Ottomotor beim Drosseln auf $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ und $\frac{1}{1}$ des Saugrohrquerschnitts.
Rechts: Dieselmotor beim Verändern der Einspritzmenge auf $\frac{1}{8}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ und $\frac{3}{4}$ der Vollsteinspritzung.
----- Nutzdruck
----- bezogener Verbrauch

Schrifttum:

1. SCHMIDT, F. A. F.: Verbrennungsmotoren. Berlin 1939, Verlag Springer.
2. LAUER und RICHTER: Einfluß der Höhe auf den Kraftstoffverbrauch. ATZ. 1941. S. 129.
3. SCHWAIGER: Kraftstoff und Motor. Kraftstoff 1939. S. 41.
4. FREY: Ermittlung des mechanischen Wirkungsgrades aus Verbrauchsmessungen. ATZ. 1940. S. 489.
5. RIEKERT und ERNST: Untersuchungen an Fahrzeugdieselmotoren. Deutsche Kraftfahrorschung. Heft 4. Berlin 1938.
6. Regeln für Abnahme und Leistungsversuche an Verdichtern. DIN 1945 VDI-Verlag Berlin 1934.
7. Regeln für Abnahmeversuche an Verbrennungsmotoren und Gaserzeugern einschließlich ihrer Abwärmeverwerter. VDI-Verlag Berlin 1930.
8. ROMBERG: Versuche an einem kompressorlosen Dieselmotor. Dieselfachheft III. VDI-Verlag Berlin 1927.
9. JANTE: Über die zweckmäßige Darstellung von Kennlinien-Diagrammen für Fahrzeugmotoren. ATZ 1936. S. 326.
10. DRUCKER: Der Brennstoffverbrauch von Fahrzeugmotoren. ATZ 1938. S. 399.
11. BUSCHMANN: Taschenbuch für den Auto-Ingenieur. Frankh, Stuttgart 1938.
12. KAMM-SCHMIDT: Das Versuchs- und Meßwesen auf dem Gebiet des Kraftfahrzeugs. Springer, Berlin 1938.

VII. Verbrauchsangaben ausgeführter Motoren.

Die Kennlinien eines Motors entstehen aus der Abhängigkeit des Verbrauchs der vollkommenen Maschine und der Auswirkung der einzelnen Verluste im Motor.

Diese können nach Heft 2 durch die folgenden Teilwirkungsgrade erfaßt werden:

$$\eta_i = \eta_{va} \cdot \eta_u \cdot \eta_{gl} \cdot \eta_w - \Delta \eta_{st} - \Delta \eta_l.$$

Darin bedeutet η_{va} den Wirkungsgrad der vollkommenen (angeglichenen) Maschine mit gleichem Verdichtungs- und Verbrennungszustand wie der wirkliche Motor und Gleichraumverbrennung. Der Umsetzungsgrad η_u berücksichtigt die Vollständigkeit der Umsetzung der chemischen Energie des Kraftstoffs in Wärme, der Gleichraumgrad η_{gl} die Auswirkung eines gegen-

über der wirkungsgradmäßig günstigsten Gleichraumverbrennung verschiedenen zeitlichen Verbrennungsablaufs, der Wandwirkungsgrad η_w den Einfluß der während Verdichtung und Ausdehnung an die Wände übergehende Wärme. $\Delta \eta_{st}$ trägt den inneren Strömungsverlusten durch Einschnürungen im Brennraum, $\Delta \eta_l$ den Arbeitsverlusten durch den Ladungswechsel Rechnung.

Grundsätzlich ist über die Abhängigkeit der einzelnen Teilwirkungsgrade vom Nutzdruck bei gleicher Drehzahl folgendes zu sagen:

Der Wirkungsgrad der vollkommenen Maschine η_{va} wurde im Heft 2 eingehend behandelt. Er nimmt mit dem Verdichtungsverhältnis ε und mit dem Luftüberschuß zu. Die Abhängigkeit vom Luftüberschuß bewirkt eine Abnahme von η_{va} mit zunehmendem Innendruck der Dieselmachine.

Der Umsetzungsgrad η_u liegt bei Dieselmotoren bis zur Rauchgrenze nahe an 1,0 und nimmt erst an derselben ab. Bei Ottomotoren liegt der Umsetzungsgrad beim theoretischen Mischungsverhältnis im allgemeinen bereits wesentlich unter 1,0. Er kann nach Heft 2 durch die Abgasanalyse bestimmt werden.

Der Gleichraumgrad η_{gl} nimmt bei Dieselmotoren im allgemeinen mit zunehmender Belastung wegen der längeren Einspritzdauer und der längeren Durchbrennzeit des kraftstoffreicheren Gemisches ab. Bei größeren Belastungen erfolgt vielfach ein zusätzlicher Abfall infolge unvollkommener Mischung und daher schleichender Verbrennung des zuletzt eingebrachten Kraftstoffes. Der Gleichraumgrad von Ottomotoren liegt wegen der besseren Mischung von Kraftstoff und Luft im allgemeinen hoch,

Der Wandwirkungsgrad η_w hängt wesentlich von dem Bewegungszustand der Gase im Verbrennungsraum ab. Er nimmt mit zunehmender Energie der inneren Strömungen in der Maschine und mit zunehmender verhältnismäßiger Wandoberfläche ab, da der Wärmeübergang dadurch erhöht wird. Verbrennungsverfahren, welche mit starken Wirbelungen durch eingeschnürte Brennräume arbeiten, haben im allgemeinen kleinere Wandwirkungsgrade als Verfahren mit geringen inneren Strömungen. Im Sinn zunehmender Wandwirkungsgrade liegen die Verbrennungsverfahren bei Dieselmotoren daher in folgender Reihung: Vorkammer, Luftspeicher, Wirbelkammer, direkte Einspritzung. Mit der Drehzahl nimmt dieser Wandwirkungsgrad zu.

Gleichraumgrad η_{gl} und Wandwirkungsgrad η_w können durch thermodynamische Auswertung genauer Druckdiagramme nach den im Heft 2 angegebenen Verfahren ermittelt werden.

Die inneren Strömungsverluste in der Maschine entstehen während der Verdichtung und Ausdehnung durch Umwandlung von mechanischer Arbeit bzw. Energie des Gases in kinetische Energie, die zum größten Teil für die Arbeitsleistung verloren geht. Ihre Ermittlung ist im Heft 2 gezeigt. Der Wirkungsgradabfall $\Delta \eta_{st}$ infolge der inneren Strömungsverluste hängt wesentlich vom Arbeitsverfahren ab. Große innere Strömungsenergie begünstigt im allgemeinen die Mischung von Kraftstoff und Luft, verursacht jedoch merkbare Wirkungsgradverluste durch die inneren Strömungsverluste und durch den hohen Wärmeübergang an die Wände. Bei direkter Einspritzung und bei Ottomotoren entstehen nahezu keine inneren Strömungsverluste. Bei Wirbelkammer- und Luftspeichermaschinen sind sie meist klein, bei Vorkammermaschinen im allgemeinen von merkbarem Einfluß auf den Wirkungsgrad. Bei der Entwicklung von Diesel-Verbrennungsverfahren muß angestrebt werden, gute Mischung und damit kleine Luftüberschußzahlen, sowie hohe Innendrucke an der Rauchgrenze mit möglichst kleinen inneren Strömungsarbeiten zu erzielen.

Die Ladungswechselverluste $\Delta \eta_l$ sind von den Strömungsverhältnissen im Ansaug- und Auspuffsystem, den Ventilabmessungen und Steuerzeiten abhängig. Sie nehmen mit der Belastung im allgemeinen nur wenig, mit der Drehzahl wesentlich stärker zu.

Abb. 203 zeigt den Einfluß der Teilwirkungsgrade für einen neuzeitlichen Fahrzeugdieselmotor [1]. Die inneren Verluste in der Maschine wirken sich in ihrer Gesamtheit im allgemeinen so aus, daß der Innenwirkungsgrad sich innerhalb des mittleren Bereiches des Nutzdruckes mit diesem nur wenig verändert. Bei kleinen Nutzdrücken fällt er

wegen des starken Anstiegs des verhältnismäßigen Wand-, inneren Strömungs- und Ladungswechselverlustes, bei großen Werten von p_e infolge der schleppenden Verbrennung, also des sinkenden Gleichraumgrades und der unvollkommenen Energieumsetzung bei sinkendem Umsetzungsgrad.

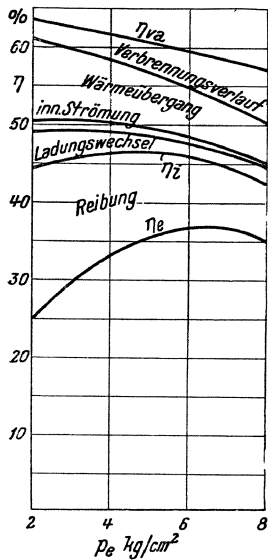


Abb. 203. Energieverteilung bei $n = 1600$ U/min.
6 Zyl.-Wirbelkammer; $D = 105$ mm; $S = 140$ mm;
120 PS bei 2400 U/min; $\epsilon = 18,5$.

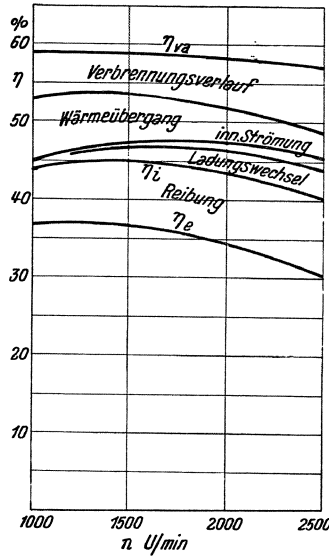


Abb. 204. Energieverteilung bei $p_e = 6,7$ kg/cm².
6 Zyl.-Wirbelkammer; $D = 105$ mm; $S = 140$ mm;
120 PS bei 2400 U/min; $\epsilon = 18,5$.

Für den gleichen Fahrzeugmotor (Wirbelkammer) zeigt Abb. 204 den Einfluß der Teilwirkungsgrade bei konstantem Nutzdruck von der Drehzahl. Auffallend ist das starke Ansteigen des Wandwirkungsgrades mit der Drehzahl infolge der verringerten Zeit, die für den Wärmeübergang zur Verfügung steht. Dem Anstieg des Wandwirkungsgrades steht eine Verkleinerung des Gleichraumgrades und eine Vergrößerung der Strömungsverluste und der Ladungswechselverluste gegenüber.

Aus dem Verlauf des Innenwirkungsgrades und der in Abb. 194 grundsätzlich dargestellten Abhängigkeit des mechanischen Wirkungsgrades vom Nutzdruck folgt ein Verlauf der Nutzwirkungsgradkurve nach Abb. 203 u. 204, wo alle Verluste des untersuchten Fahrzeugmotors dargestellt sind.

Bei gleichbleibender Belastung nehmen die mechanischen Verluste nach ULLMANN [2] mit der Drehzahl zu. Aus den in Abb. 205 dargestellten Versuchsergebnissen an einer Fahrzeugmaschine [1] ist der Anstieg des Mitteldrucks der Reibungsleistung zu entnehmen.

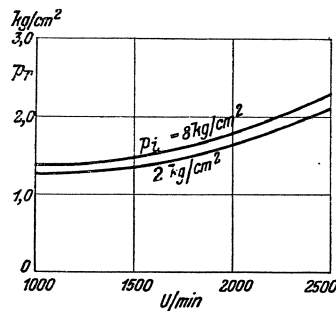


Abb. 205. Mitteldruck der Triebwerksreibung.

Der Innen- und der Nutzverbrauch ist umgekehrt verhältig den entsprechenden Wirkungsgraden. Es ist

$$b_e = \frac{632}{\eta_e \cdot H_u} \text{ kg/PS}_h, \quad b_i = \frac{632}{\eta_i \cdot H_u} \text{ kg/PS}_h.$$

Der Zusammenhang zwischen den Wirkungsgrad- und den Verbrauchskurven, die im folgenden ausschließlich dargestellt werden, ist dadurch hergestellt. Abweichungen vom normalen Verbrauch können durch Fehler in der Maschine entstehen. Meist sind dies Fehler im Einspritzsystem, wie nachtropfende oder verkockte Düsen, unrichtiger Einspritzdruck, zeitlich unrichtige Lage der Einspritzung bei Dieselmotoren; unrichtige Gemischzusammensetzung, falsch eingestellter Zündzeitpunkt und klopfende Verbrennung bei Ottomotoren.

In den folgenden Schaubildern und Tabellen, welche die Verbrauchsangaben einer größeren Anzahl von nach den verschiedenen Verfahren arbeitenden Motoren, nach Verwendungszwecken geordnet, wiedergeben, sind einheitlich die nachstehenden Bezeichnungen verwendet

- | | |
|--|---|
| N_e Nutzleistung in PS _e | w_e Bezogener Kraftstoffverbrauch (Kraftstoffnutzverbrauch) in kcal/PS _e h |
| N_i Innere Leistung in PS _i | w_i Innerer oder indizierter Wärmeverbrauch in kcal/PS _i h |
| b_e Bezogener Kraftstoffverbrauch (Kraftstoffnutzverbrauch) in g/PS _e h | B_h Wärmestundenverbrauch in kg/h |
| b_i Innerer oder indizierter Kraftstoffverbrauch in g/PS _i h | W_h Kraftstoffstundenverbrauch in kcal/h |

η_m Mechanischer Wirkungsgrad in %	S Hub in mm
p_e Mittlerer wirksamer Arbeitsdruck (Nutzdruck) in kg/cm^2	V_H Gesamthubraum in l
p_i Mittlerer Innendruck (indizierter Druck) in kg/cm^2	V_h Zylinderhubraum in l
M_d Drehmoment in mkg	ε Verdichtungsverhältnis
c_m Mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek	t_A Auspufftemperatur in $^\circ\text{C}$.
D Zylinderdurchmesser in mm	p_c Verdichtungsenddruck in kg/cm^2
	p_z Zündhöchstdruck in kg/cm^2 .

1. Dieselmotoren.

Vom langsamlaufenden, nach dem Einblaseverfahren arbeitenden Dieselmotor für ortsfeste und Schiffsanlagen ging die Entwicklung zum verdichterlosen Dieselmotor. Erst mit dessen Schöpfung und Durchbildung zur Betriebsreife war dem Dieselmotor das Gebiet des Schnellläufers, vor allem des kleinen raschlaufenden Motors, erschlossen und damit sein Vordringen auf allen Anwendungsgebieten ermöglicht, die für den Einsatz von Verbrennungskraftmaschinen überhaupt offen stehen.

Für die Gemischbildung der verdichterlosen Dieselmotoren wurden mehrere Verfahren entwickelt, die sich in folgende Gruppen zusammenfassen lassen:

- a) Vorkammermotoren
- b) Wirbelkammer- und Wälzkammermotoren
- c) Luftspeichermotoren
- d) Motoren mit direkter Einspritzung (Strahlverfahren).

a) Raschlaufende Dieselmotoren für Kraftfahrzeuge.

(Einschließlich Motoren für Schlepper, Bootsmotoren, Einbaumotoren.)

α) Viertaktmotoren.

Auf dem Gebiet des raschlaufenden kleinen Dieselmotors für die oben erwähnten Verwendungszwecke herrscht zur Zeit hinsichtlich der angewandten Verbrennungsverfahren keine einheitliche Ausrichtung. Je nach den Ursprungsländern der Maschinen, mitbeeinflusst von der in diesen bestehenden Lage der Kraftstoffversorgung, wird nach Zahlentafel 1

Zahlentafel 1.

Herkunftsland	Deutschland			England			Übriges Europa			USA.		
	Anzahl	Anzahl v. H.	Verbrauch bei Nennleistung g/PSh	Anzahl	Anzahl v. H.	Verbrauch bei Nennleistung g/PSh	Anzahl	Anzahl v. H.	Verbrauch bei Nennleistung g/PSh	Anzahl	Anzahl v. H.	Verbrauch bei Nennleistung g/PSh
Vorkammer	51	52,0	195—240	11	10,3	200—213	26	28,3	180—220	10	18,2	195—213
Wirbelkammer . . .	23	23,5	180—225	64	59,8	177—204	21	22,8	176—213	16	29,1	186—225
Luftspeicher	14	14,3	190—210	3	2,8	180—200	3	3,2	204	10	18,2	208—225
Strahlverfahren . .	10	10,2	165—205	29	27,1	163—220	35	38,1	163—208	6	10,9	185—204
Niederdruckverfahren	—	—	—	—	—	—	7	7,6	205—235	13	23,6	208—235

das eine oder das andere Verfahren bevorzugt. Die Zahlentafel 1 enthält Angaben über einen Großteil der heute gebauten und in dieses Anwendungsgebiet fallenden Maschinen, soweit diese zur Zeit bekannt und zugänglich sind. In diese Übersicht wurden auch die nicht unmittelbar hierher gehörigen Niederdruckmotoren aufgenommen, die in einzelnen Ländern einen recht beträchtlichen Anteil am Fahrzeugmotorenbau erreicht haben. Auf Seite 193 wird auf dieses Verfahren noch näher eingegangen.

Aus den Abb. 206—209, welche die Nennleistungsverbrauchswerte der einzelnen Motorentypen aller in Zahlentafel 1 erfaßten Maschinen in verschiedenen Abhängigkeiten wiedergeben, geht hervor, daß zwischen dem Verbrauch einerseits und der mittleren Kol-

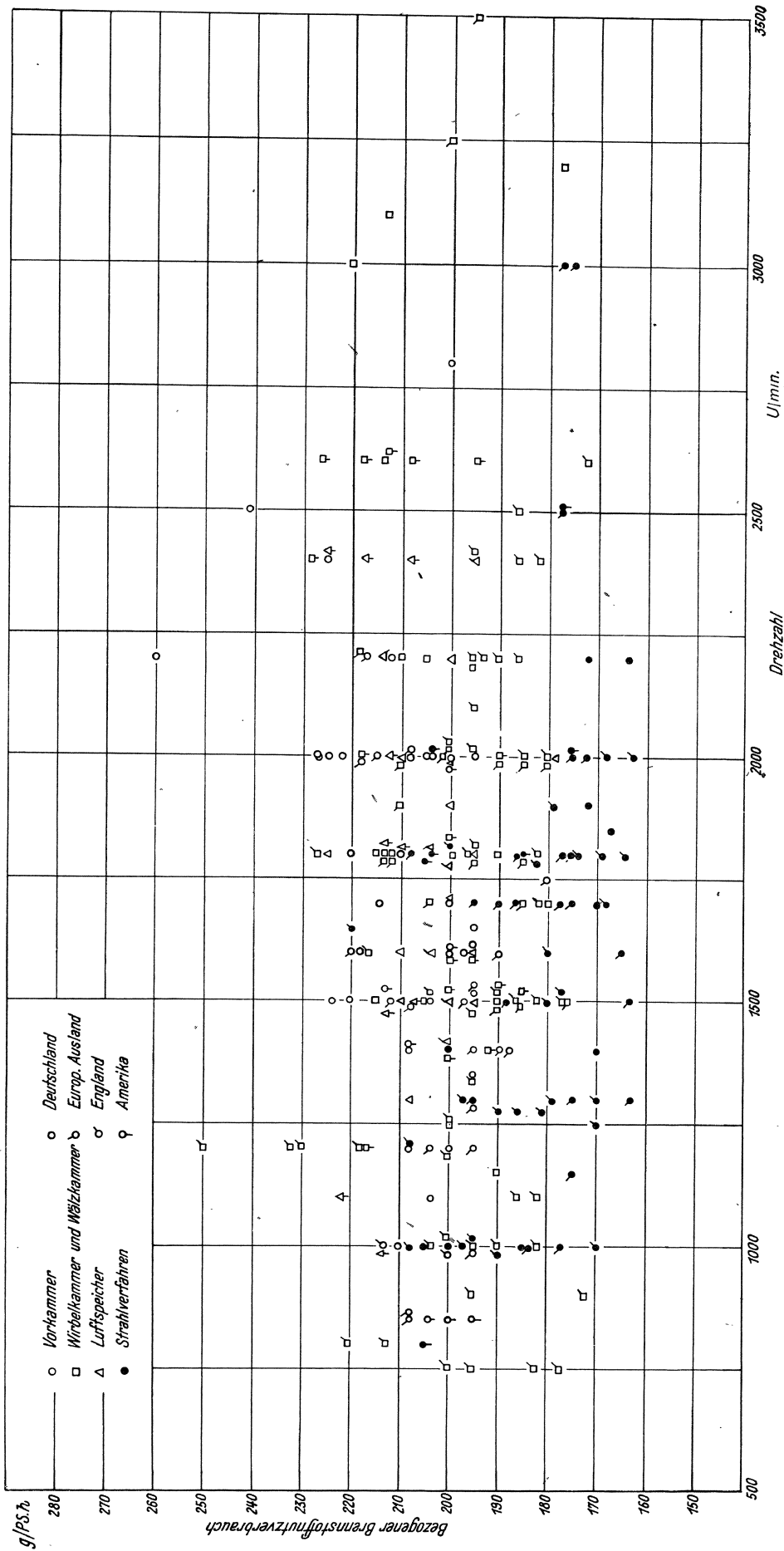


Abb. 206. Kraftstoffverbrauch abhängig von der Drehzahl.

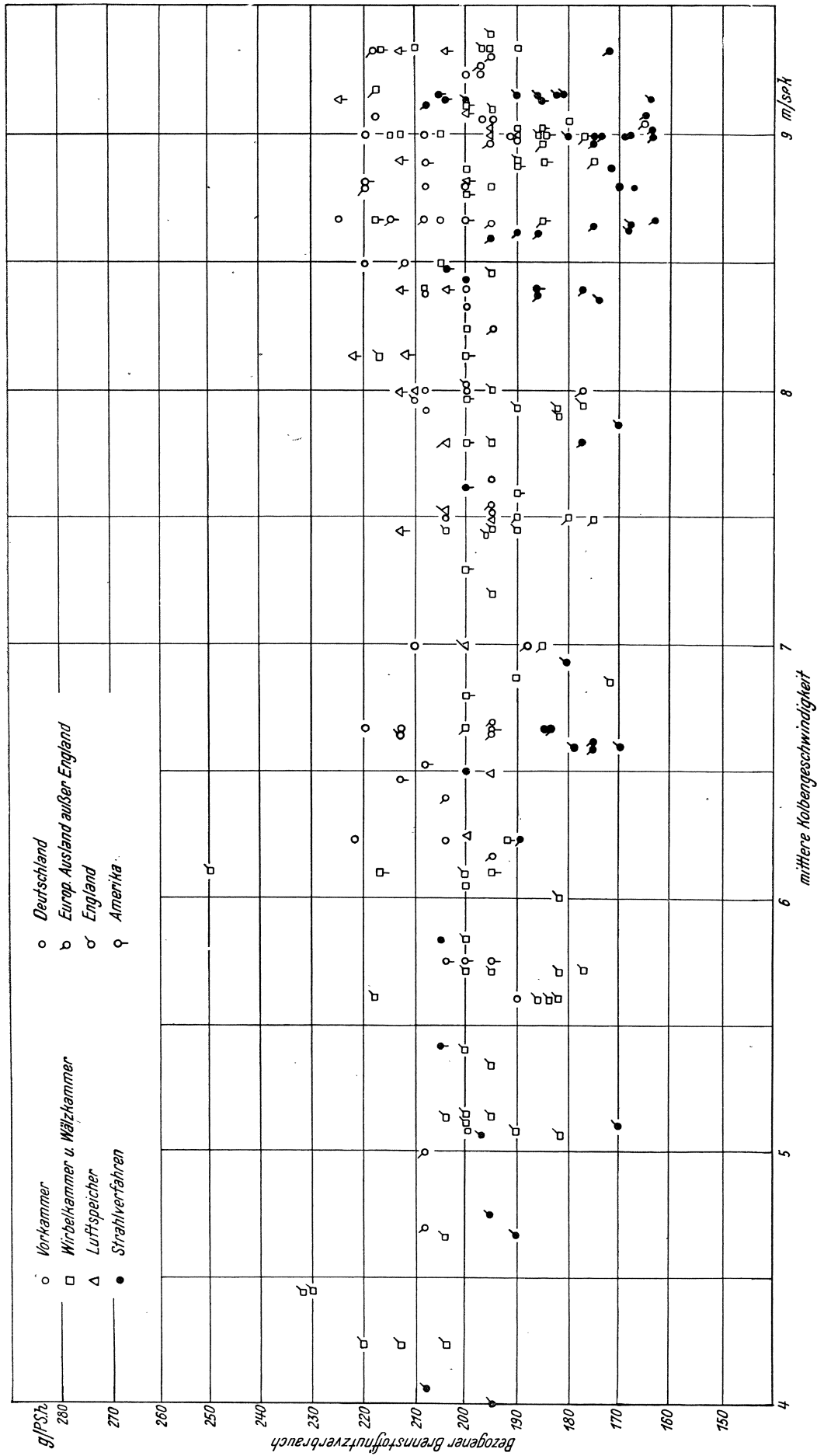


Abb. 207. Kraftstoffverbrauch abhängig von der mittleren Kolbengeschwindigkeit (Fortsetzung S. 158).

bengeschwindigkeit sowie der Literleistung andererseits kein Zusammenhang besteht. Ein gewisser Zusammenhang läßt sich aber zwischen Hubraum und Vollastverbrauch erkennen: je kleiner der Zylinderinhalt, desto höher liegt im allgemeinen der Verbrauch. Aus den genannten Abbildungen läßt sich ferner entnehmen, daß die Vorkammermaschinen bei

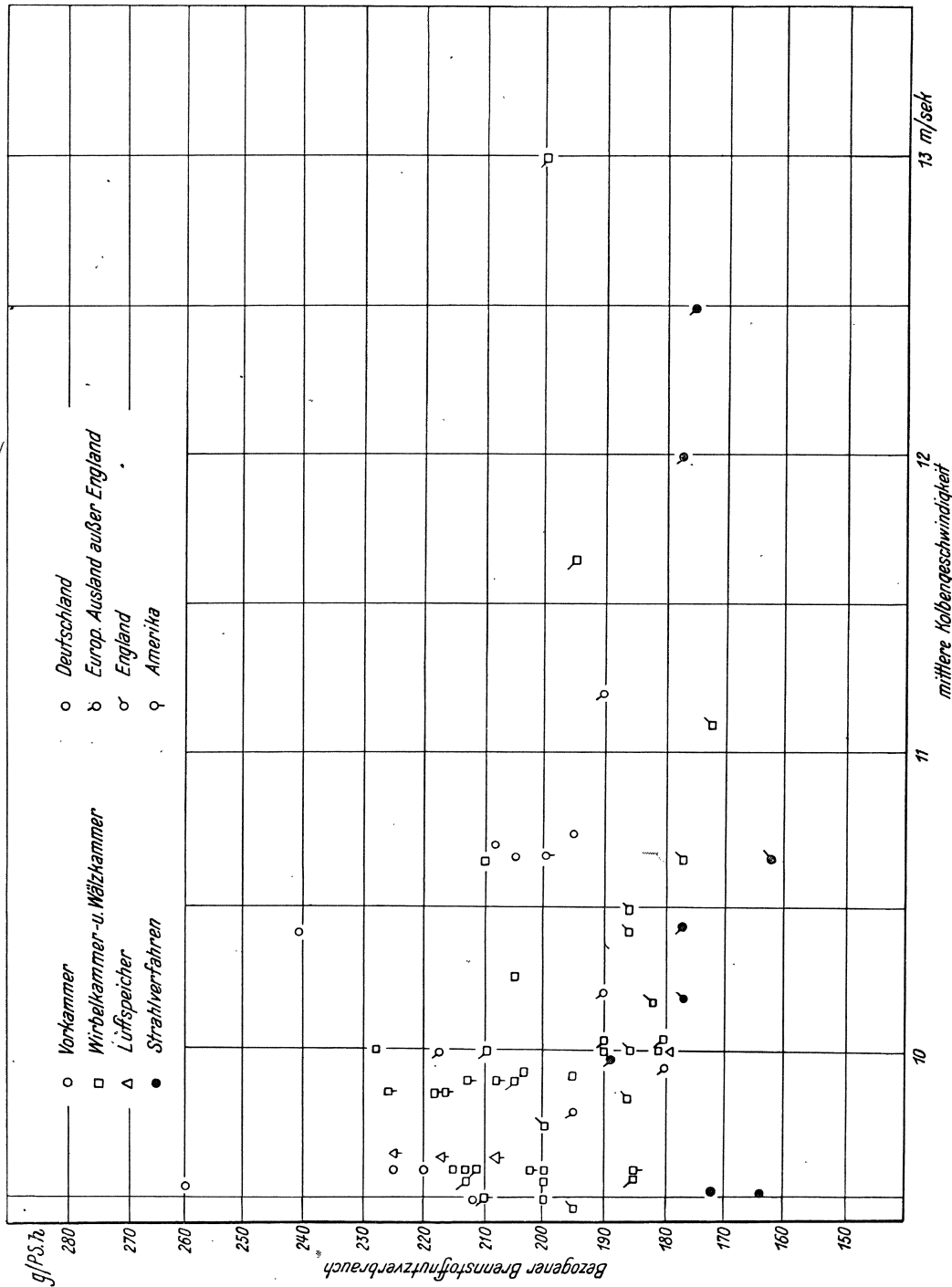


Abb. 207a. Kraftstoffverbrauch abhängig von der mittleren Kolbengeschwindigkeit (Fortsetzung von S. 157).

Nennleistung durchschnittlich die höchsten, die nach dem Strahlverfahren arbeitenden Maschinen im allgemeinen die niedrigsten Verbräuche aufweisen; dazwischen liegen die Maschinen mit anderen Unterteilungen des Verbrennungsraumes. Bei Motoren von hoher Drehzahl und Kolbengeschwindigkeit überwiegt das Wirbelkammerverfahren, bei Mo-

toren von großem Hubraum der geteilte Brennraum im allgemeinen und bei Motoren von großer Literleistung die Wirbelkammer- und die Strahleinspritzung.

In den Abb. 210 bis 236 sind Verbrauchs- und Leistungsschaubilder sowie Wärmebilanzen einer Reihe von Fahrzeugdieselmotoren, nach steigendem Zylinderhubraum geordnet, gegeben. Die einzelnen Verbrennungsverfahren sind grundsätzlich in Heft 2 und in Schaubildern von ausgeführten Motoren in Heft 11 dargestellt. Entsprechend den verschiedenen Verbrennungsverfahren werden in Fahrzeugmotoren etwa die folgenden Nutzdricke bei Dauerleistung (Nennleistung) zugelassen:

- Vorkammermotoren $6-7,9 \text{ kg/cm}^2$
- Wirbel- und Wälzkammermotoren $6,5-7,2 \text{ kg/cm}^2$
- Luftspeichermotoren $6,5-7,0 \text{ kg/cm}^2$
- im Strahlverfahren $6,5-7,0 \text{ kg/cm}^2$

Der Nutzdruk erreicht im allgemeinen bei mittleren Drehzahlen seinen Höchstwert und fällt von dort meist sowohl gegen niedrigere Drehzahlen, als auch gegen den höheren Drehzahlbereich hin ab. Dieser Abfall nach den niedrigen Drehzahlen ist besonders deutlich bei

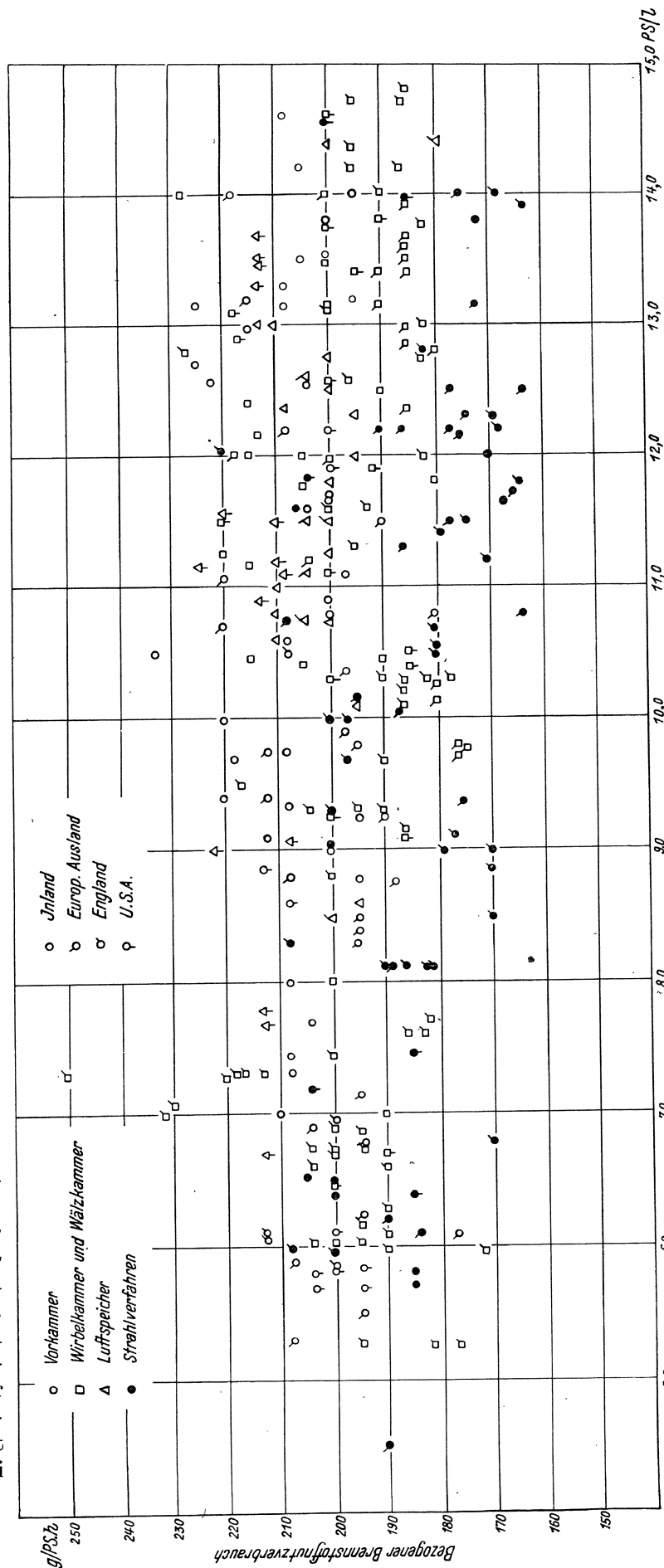


Abb. 208. Kraftstoffverbrauch abhängig von der Literleistung (Fortsetzung auf S. 160).

Wirbelkammermotoren, während Vorkammermaschinen diese Erscheinung in geringerem Maß aufweisen.

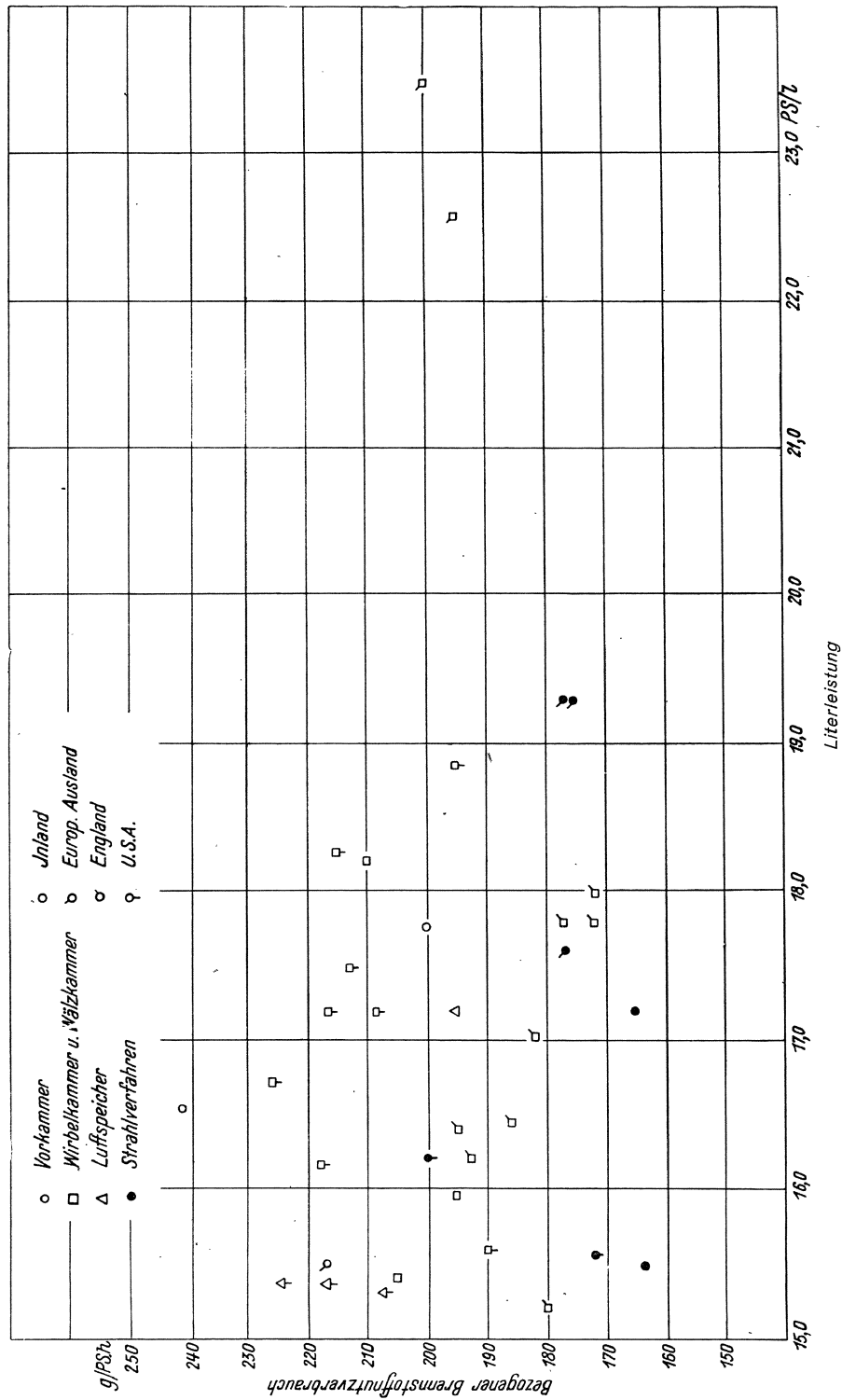


Abb. 208a. Kraftstoffverbrauch abhängig von der Literleistung (Fortsetzung von S. 160).

Einem größeren Höchstwert des Nutzdruckes entspricht nicht immer auch eine größere Literleistung, auch wenn gleiche Drehzahlbereiche der miteinander verglichenen Maschinen vorausgesetzt werden, denn der Nutzdruck kann im Gebiet höherer Drehzahlen verschieden stark abfallen.

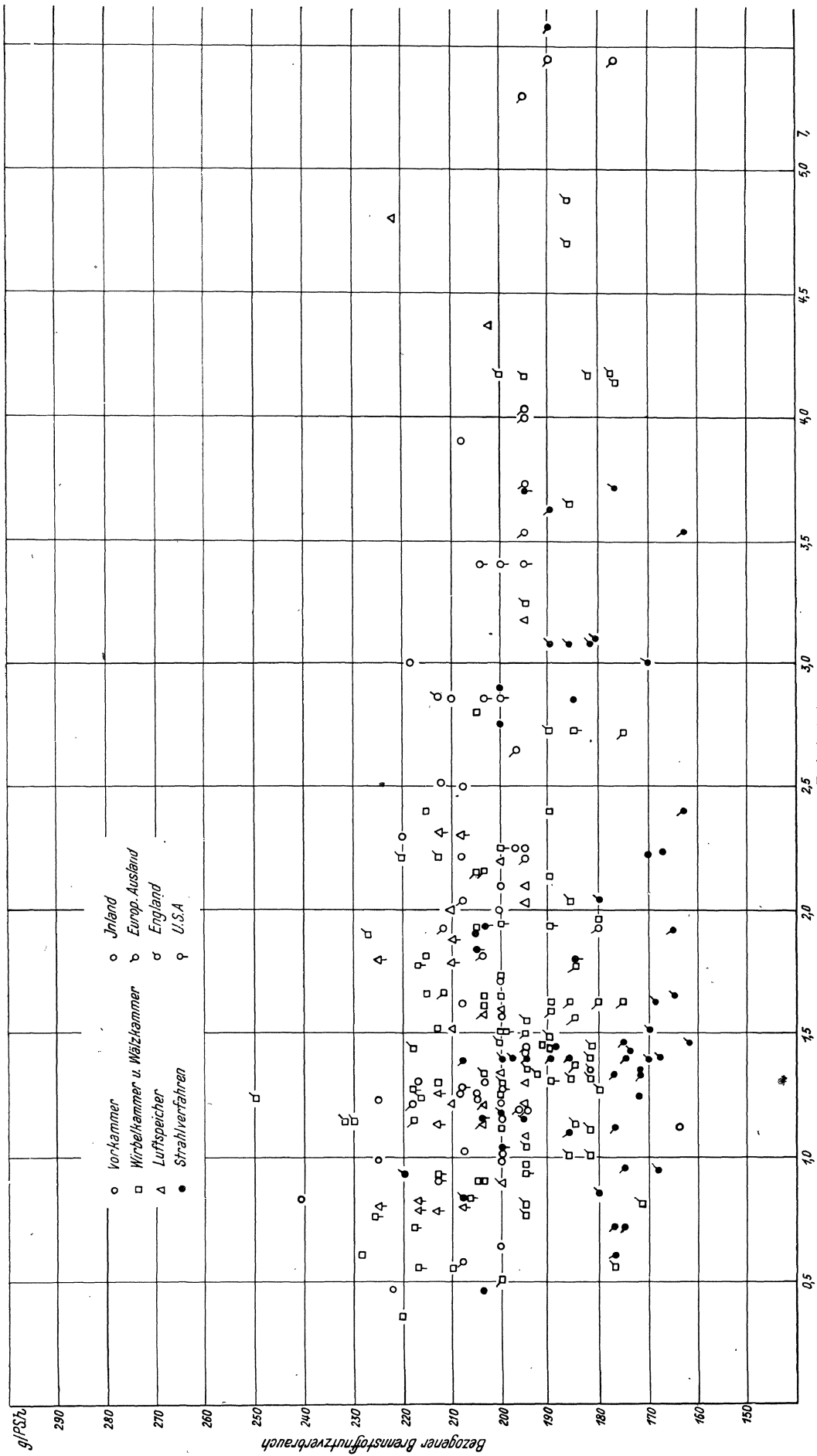


Abb. 209. Kraftstoffverbrauch abhängig vom Zylinderhubraum.

Der Arbeitsverlust, den die höhere Gemischbildungsarbeit bei Maschinen mit unterteiltem Verbrennungsraum mit sich bringt, wird im allgemeinen durch die Möglichkeit,

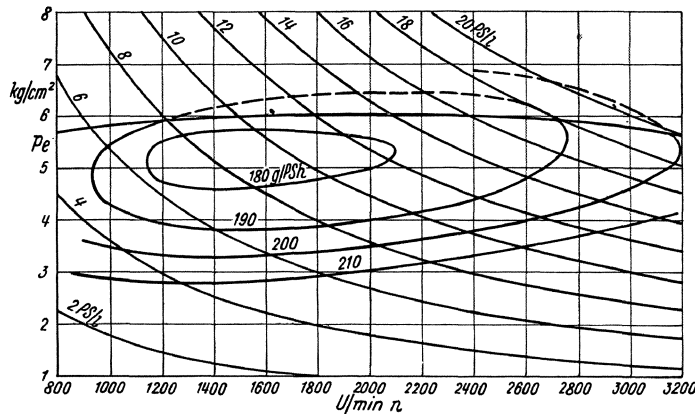


Abb. 210. Strahleinspritzmaschine mit Doppelwirbelraum im Kolben (Saurer) 6 Zyl. $D = 80$ mm, $S = 120$ mm, $V_h = 0.61$ l; $V_H = 3.62$ l, $\epsilon = 18.5$.

mit geringerem Luftüberschuß verbrennen zu können, wettgemacht. Trotz geringerem Wirkungsgrad steigt daher mit zunehmender Verwirbelung die Höchstleistung der Maschine.

Während das Strahlverfahren bei Betrieb an der Rauchgrenze Luftüberschußzahlen zwischen 1,4 und 1,7 verlangt, erfolgt die Verbrennung in Vorkammer- und Wirbelkammermaschinen noch bei Luftüberschußzahlen von 1,2 bis 1,4 rauchlos. Dementsprechend lassen sich als Höchstwerte an der Rauchgrenze folgende Nutzdrücke erreichen: Bei Motoren mit direkter Einspritzung: $p_e = 6,7-7,0$ kg/cm²; bei Vorkammer- und Wirbelkammermotoren $p_e = 7,5-8,3$ kg/cm².

Bei Motoren mit direkter Einspritzung: $p_e = 6,7-7,0$ kg/cm²; bei Vorkammer- und Wirbelkammermotoren $p_e = 7,5-8,3$ kg/cm².

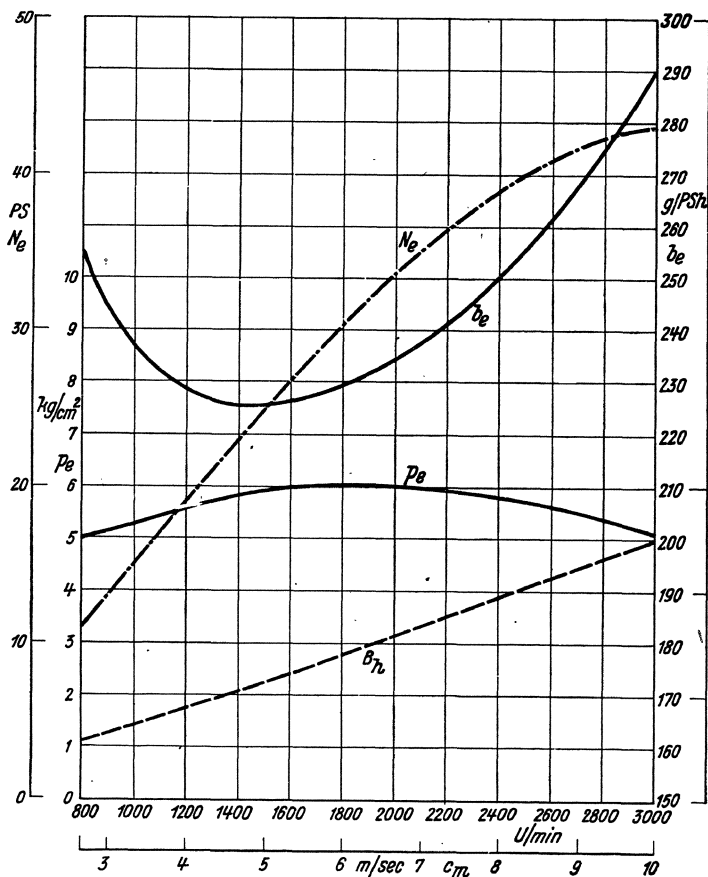


Abb. 211. Vorkammermaschine (Daimler-Benz) 4 Zyl. $D = 90$ mm, $S = 100$ mm, $V_h = 0.63$ l, $V_H = 2.54$ l, $\epsilon = 22.5$.

Die Mindestverbrauchswerte liegen bei allen Verfahren mit unterteiltem Verbrennungsraum ungefähr zwischen 165 und 195 g/PSch u. zw. bei Wirbelkammermotoren im allgemeinen an der unteren Grenze, bei Luftspeichermotoren in der Mitte, bei Vorkammermotoren im allgemeinen an der oberen Grenze dieses Gebietes. Bei neuzzeitlichen Strahlverfahren liegt dagegen der Mindestverbrauch vielfach niedriger, es werden hier Verbrauchsziffern bis herab zu 158 g/PSch gemessen (Abb. 214).

Bei der Einstellung der Maschine sucht man den niedrigsten Verbrauch in die Nähe jener Drehzahl zu legen, mit welcher die Maschine voraussichtlich am häufigsten betrieben wird, das ist im Fahrbetrieb ungefähr $\frac{2}{3}$ der Höchstdrehzahl. Die durch den Pumpenanschlag begrenzte Höchstleistung der Maschine wird so eingestellt, daß sie etwas unterhalb der Rauchgrenze liegt (Abb. 219).

Einige aus RIEKERT und ERNST „Untersuchungen an Fahrzeugdieselmotoren“ [11] entnommenen Abbildungen 215, 217, 223, 224, 228, 229, 234, veranschaulichen die Ergebnisse von Untersuchungen, die sich über den ganzen Drehzahl- und Leistungsbereich einer Anzahl

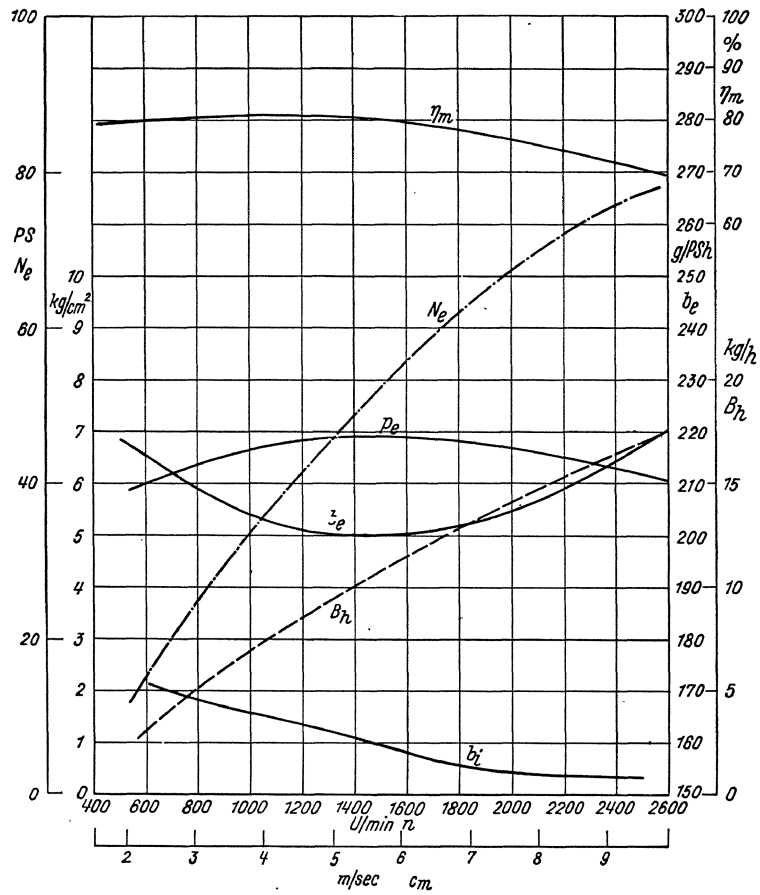


Abb. 212. Wirbelkammermotor (Herkules USA) 6 Zyl. $D = 89$ mm, $S = 114$ mm, $V_h = 0,71$ l, $V_H = 4,25$ l, $\epsilon = 16$.

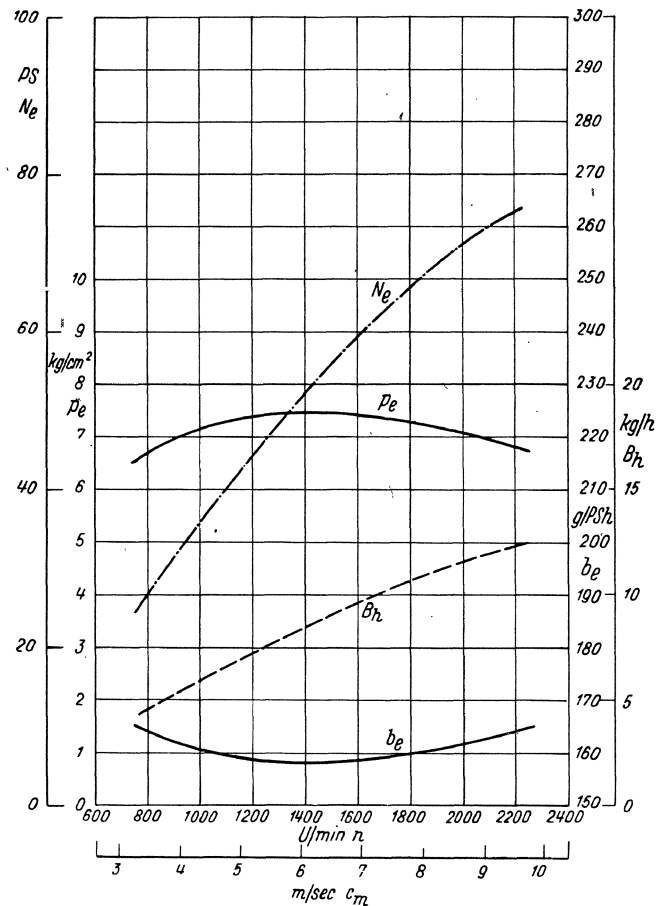


Abb. 214. Strahlspritzmaschine mit Kugelbrennraum im Kolben (MAN) 4 Zyl. $D = 105$, $S = 130$, $V_h = 1,125$ l, $V_H = 4,5$ l, $\epsilon = 18$.

von nach verschiedenen Verbrennungsverfahren arbeitenden Fahrzeugdieselmotoren erstreckten; die Prüfung dieser Motoren wurde nach einheitlichen Grundsätzen durchgeführt. Die Meßergebnisse sind einheitlich in $p_e - n$ -Schaubildern

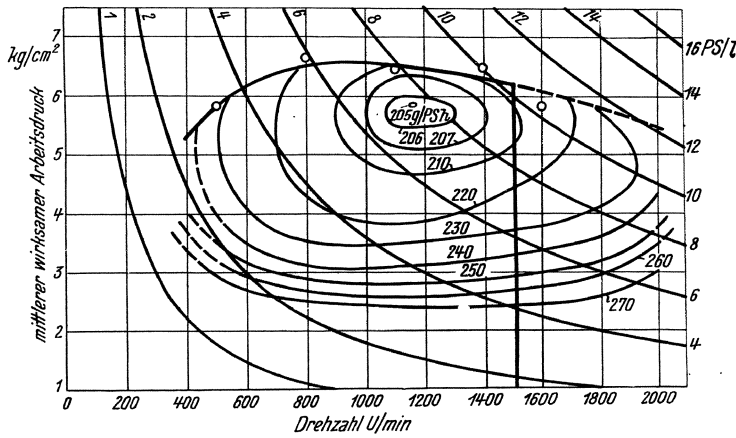


Abb. 215.

Abb. 215 und 216. Luftspeichermotor (Südd. Bremse) 4 Zyl. $D = 103$ mm, $S = 130$ mm, $V_h = 1.08$ l, $V_H = 4.32$ l, $\epsilon = 17.5$

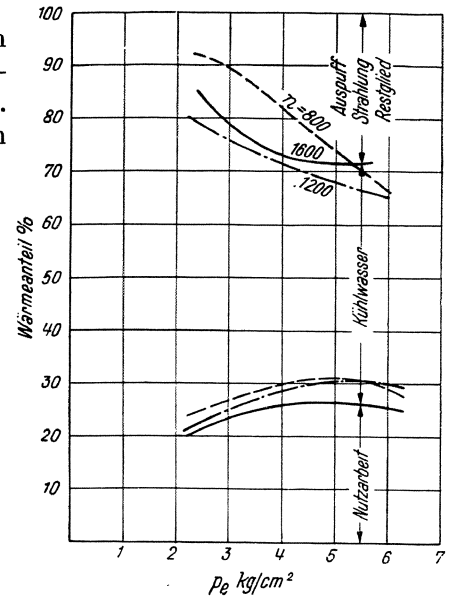


Abb. 216. Wärmebilanz.

dargestellt; das durch den Pumpenanschlag bestimmte höchste Drehmoment des Motors bzw. der diesem entsprechende höchste erreichbare p_e -Wert ist in diesen Bildern als obere Begrenzungskurve des Leistungsfeldes eingetragen. Die rechte Begrenzung des Leistungsfeldes ist durch die zulässige Höchstdrehzahl der Motoren festgelegt.

Ein Vergleich der Schaubilder zeigt, daß mit abnehmendem Hubraum die Literleistungen der Motoren ansteigen. Bei Motoren mit kleinem Hubraum ist die Leistungs-

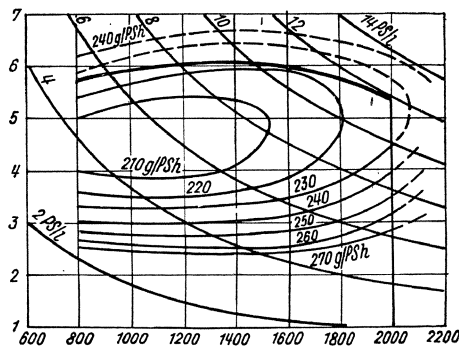


Abb. 213. Vorkammermaschine (Daimler-Benz) 4 Zyl. $D = 100$ mm, $S = 120$ mm, $V_h = 0.94$ l, $V_H = 3.76$ l, $\epsilon = 18$.

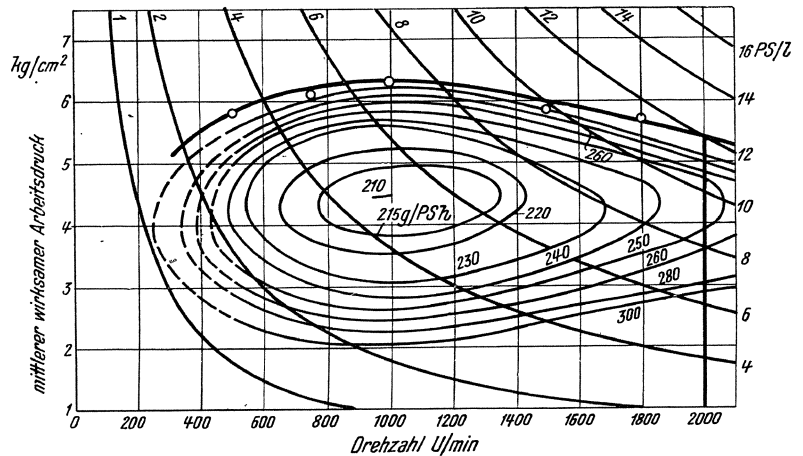


Abb. 217. Vorkammermaschine (Daimler-Benz) 6 Zyl. $D = 105$ mm, $S = 140$ mm, $V_h = 1.21$ l, $V_H = 7.26$ l, $\epsilon = 17$.

grenze durch die Forderung nach einwandfreier Verbrennung, bei großem Zylinderinhalt durch die Höhe der auftretenden thermischen Beanspruchungen gegeben.

Den Einfluß der Verwendung verschiedener Kraftstoffe auf die Verbrauchsbilder einiger Fahrzeugmotoren zeigen die Abbildungen 223 u. 224 bzw. 228 u. 229.

Bei Verwendung von Teeröl liegt der Verbrauch etwas höher als mit Gasöl und die Verbrauchskurven verlaufen ungleichmäßiger; doch zeigen sich grundsätzlich in den Schaubildern bei der Verwendung der verschiedenen Kraftstoffe keine wesentlichen Unterschiede.

Liegen die Eigenschaften der Kraftstoffe weiter auseinander, als dies in den vor-

erwähnten Beispielen der Fall ist, so können allerdings auch die Verbrauchswerte und Leistungen in viel weiteren Grenzen voneinander abweichen. Insbesondere kann die Gemischbildung und ein einwandfreier Ablauf des Verbrennungsvorganges durch eine zu hohe Cetenzahl

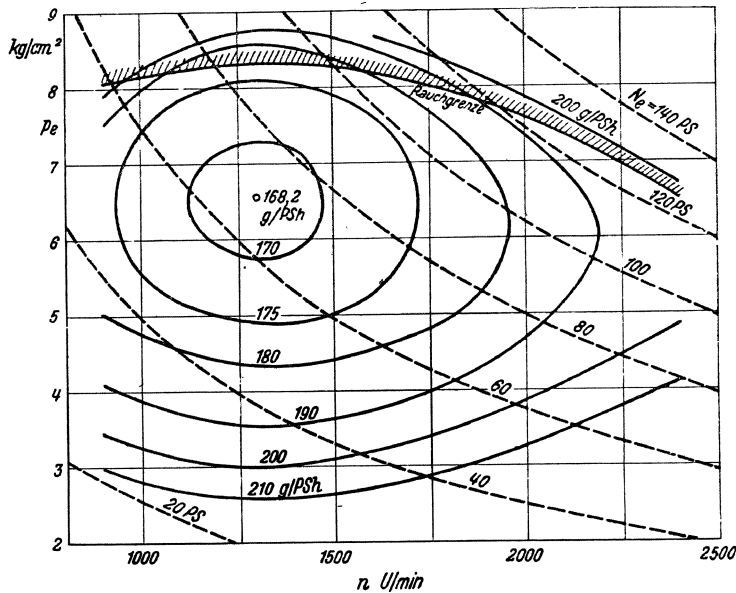


Abb. 218.

Abb. 218 bis 221. Wirbelkammermotor (Deutz) 6 Zyl. $D = 105$ mm, $S = 140$ mm
 $V_h = 1,21$, $V_H = 7,26$, $\epsilon = 18,5$.

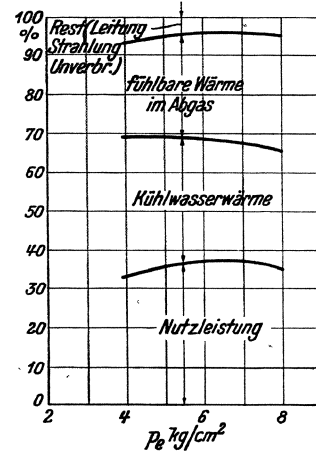


Abb. 221. Wärmebilanz bei $n = 1600$ U/min.

und den dadurch bewirkten kleinen Zündverzug im Motor ungünstig beeinflusst werden. Größere Zündverzögerungen bewirken dagegen manchmal eine bessere Aufbereitung des Gemisches, so daß sich der Verbrennungsvorgang mehr

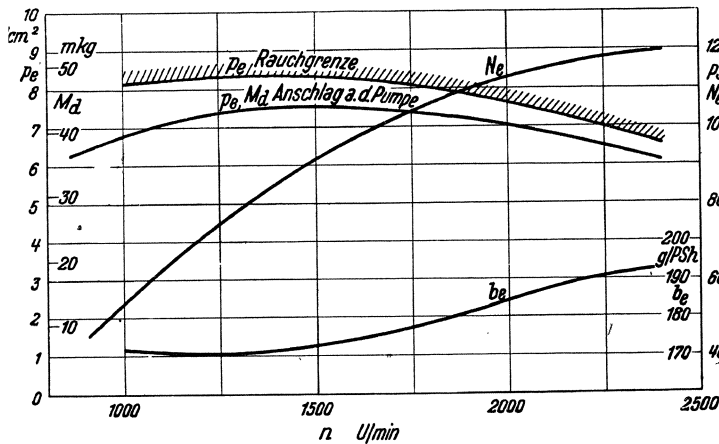


Abb. 219. Vollastkennlinien.

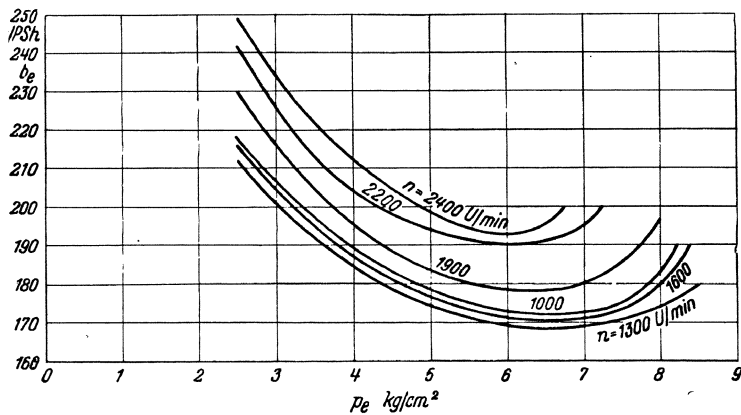


Abb. 220. Kraftstoffverbrauchskurven.

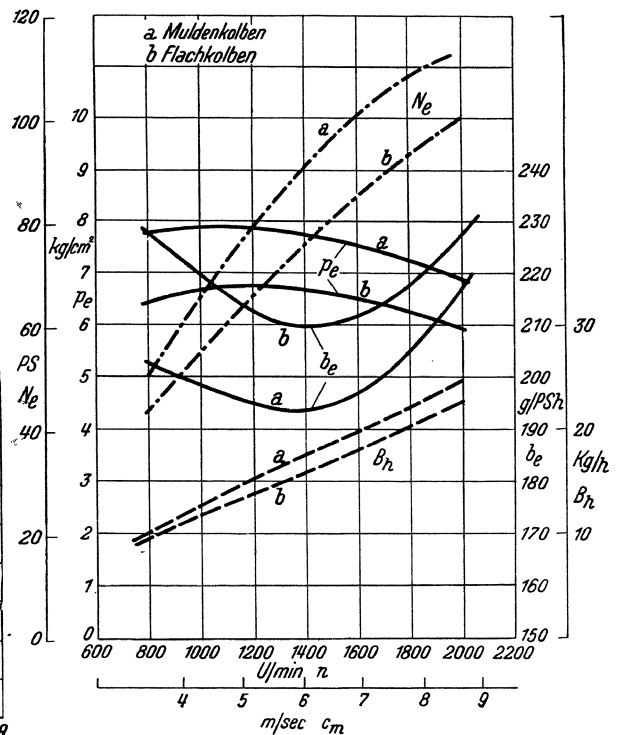


Abb. 222. Vorkammermaschine (Büssing-NA G) 6 Zy $D = 110$ mm, $S = 130$ mm, $V_h = 1,23$ l, $V_H = 7,41$ l, $\epsilon = 17,5$.

der Gleichraumverbrennung nähert und der Wirkungsgrad steigt, allerdings verursacht dies höhere Zünddrücke und einen härteren Gang der Maschine.

Jedem Kraftstoff ist dementsprechend ein günstigster Einspritzbeginn zuzuordnen; wie überhaupt alle Einflußgrößen, von denen die Gemischbildung und der Verbrennungsablauf abhängt, auf die Eigenschaften des Kraftstoffes abgestimmt sein müssen, um Bestwerte von Leistung und Verbrauch zu erzielen. Verbrennungsablauf und Zündverzug werden von der Art des Verbrennungsverfahrens stark beeinflusst, so daß allgemein gültige Angaben hier nicht gemacht werden können.

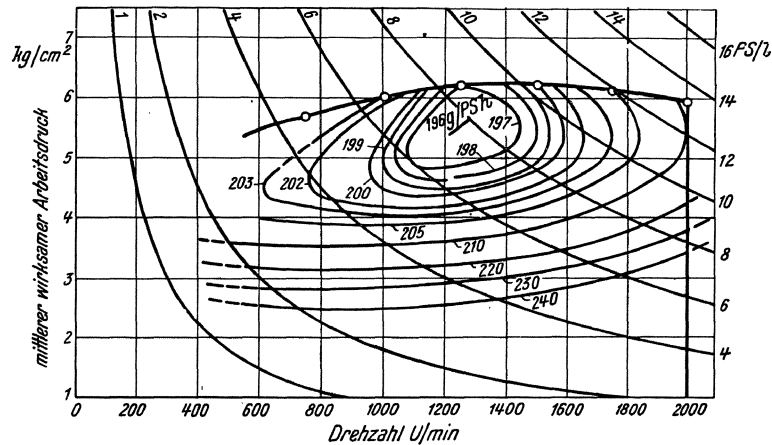


Abb. 223. Betrieb mit Gasöl.

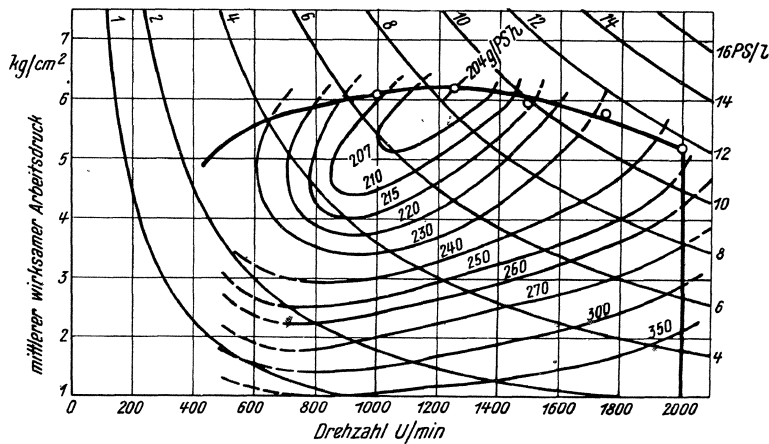


Abb. 224. Betrieb mit Braunkohlenteeröl.

Abb. 223 und 224. Vorkammermaschine (Büssing NAG) 4 Zyl. $D = 110$ mm,
 $S = 130$ mm, $V_h = 1,23$ l, $V_H = 8,41$ l, $\varepsilon = 16,5$.

Die für einzelne Fahrzeugmotoren aufgestellten Wärmebilanzen (Abb. 216, 221, 227, 235) zeigen stark unterschiedliche Werte des Nutzwirkungsgrades, obwohl dieser nur in geringem Maß vom gewählten Verbrennungsverfahren abhängt. Dies liegt an der ständig in Fluß befindlichen Entwicklung der Fahrzeugmotoren in Richtung auf sparsamen Verbrauch. Neuzeitliche Motoren mit unmittelbarer Einspritzung erreichen Bestwerte des Nutzwirkungsgrades bis zu 40 v. H. (vgl. z. B. Abb. 214).

Der Kühlwasserwärmeanteil fällt mit zunehmender Belastung und meist auch mit zunehmender Drehzahl ab; bei jenen Verfahren aber, die mit sehr heftiger Wirbelung des Brennrauminhaltes arbeiten, zeigt sich vielfach auch ein Anstieg des verhältnismäßigen Kühlwasserverlustes bei höheren Drehzahlen. Die Höhe des Kühlwasserwärmeverlustes ist bei den einzelnen Verbrennungsverfahren sehr verschieden. Er schwankt bei Höchst-

leistung, abhängig von der Drehzahl, zwischen 23 und 35% für das Strahlverfahren, zwischen 30 und 45 v. H. für andere Verfahren und erreicht bei Teillasten bis zu 70% und darüber.

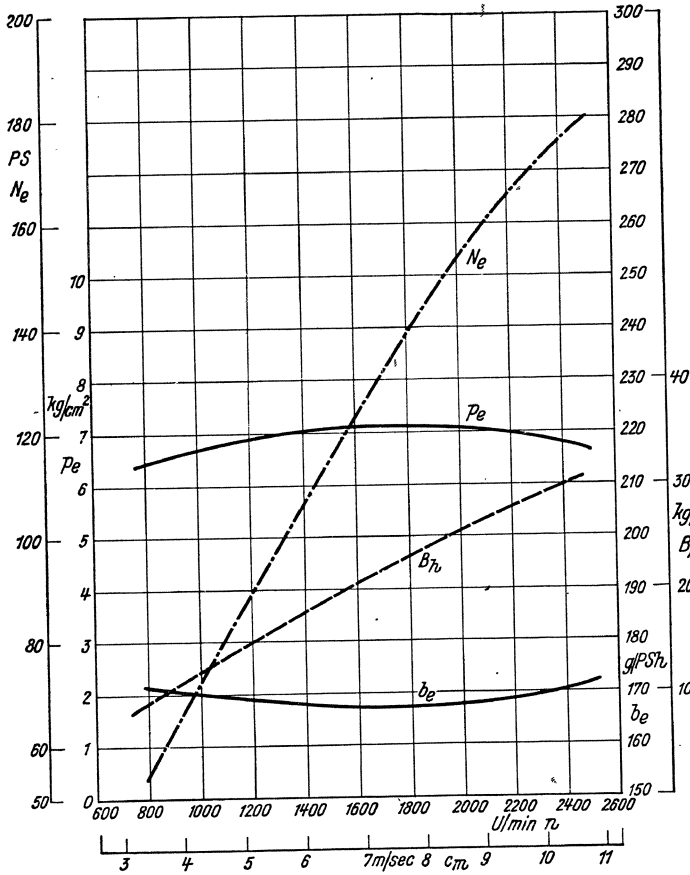


Abb. 225. Strahlenspritzmaschine mit Kugelbrennraum im Kolben (MAN) 8 Zyl., $V = 110$ mm, $S = 130$ mm, $V_h = 1,2361$, $V_H = 9,9$, $\epsilon = 18$.

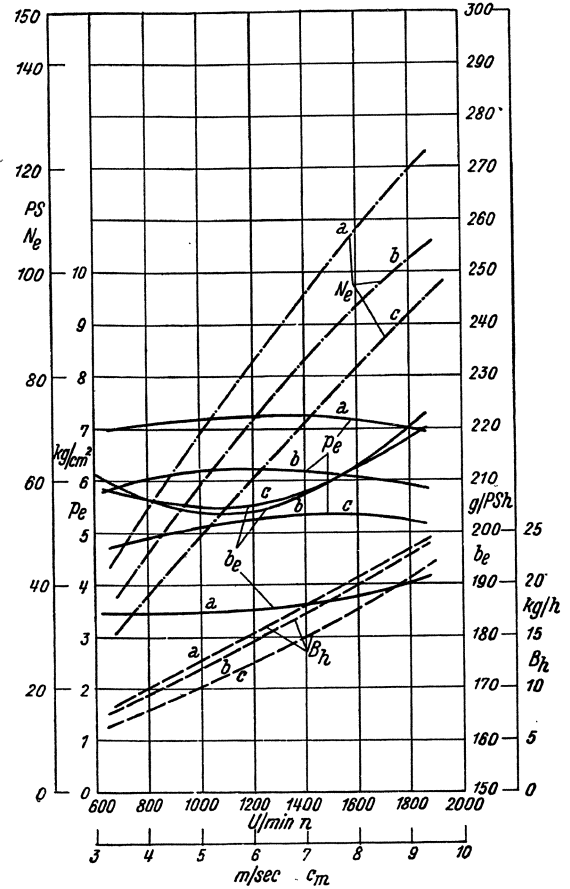


Abb. 226. Fahrzeugdieselmotor (Saurer) mit verschiedenen Verbrennungsverfahren, 6 Zyl., $D = 110$ mm, $S = 150$ mm, $V_h = 1,425$ l, $V_H = 8,55$ l.

- a) Strahlenspritzung (Doppelwirbelraum im Kolben)
- b) Luftspeicher (Kreuzstrom),
- c) Luftspeicher (Außenspeicher).

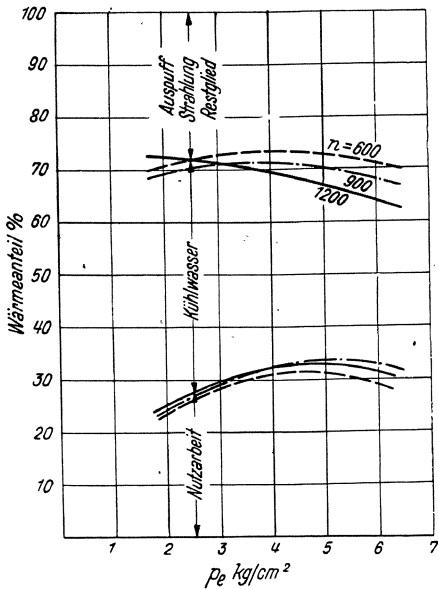


Abb. 227. Wärmebilanz. Betrieb mit Gasöl.

Abb. 227 bis 229. Vorkammermaschine (Deutz) 6 Zyl., $D = 120$ mm, $S = 170$ mm, $V_h = 1,92$ l, $V_H = 11,54$ l, $\epsilon = 18$.

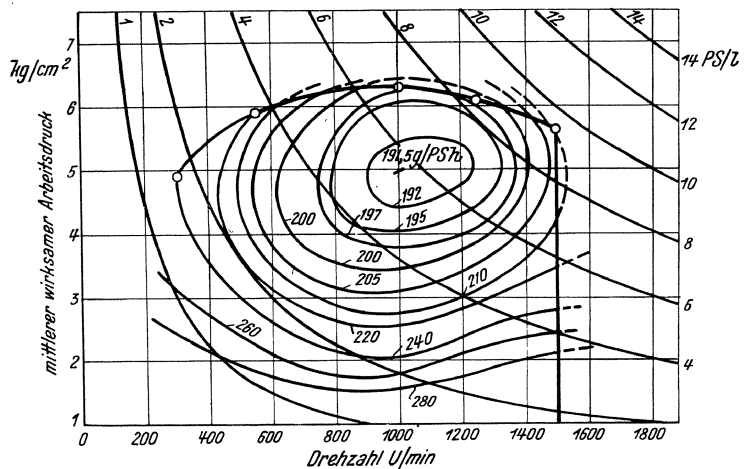


Abb. 228. Betrieb mit Gasöl.

β) Zweitaktmotoren.

Neben die im Fahrzeugdieselmotorenbau weitaus vorherrschende Viertaktbauart trat schon vor längerer Zeit der Zweitakt-Doppelkolbenmotor.

Abb. 237 zeigt die Meßergebnisse an einer älteren Gegenkolbenmaschine mit Gleichstromspülung und Schlitzsteuerung. Bemerkenswert ist der hohe Nutzdruck von 6,8 kg/cm²

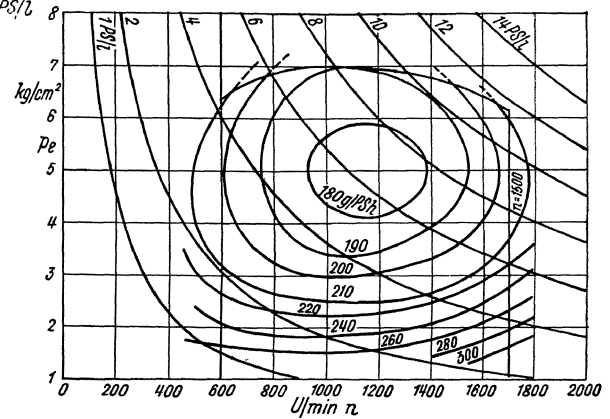
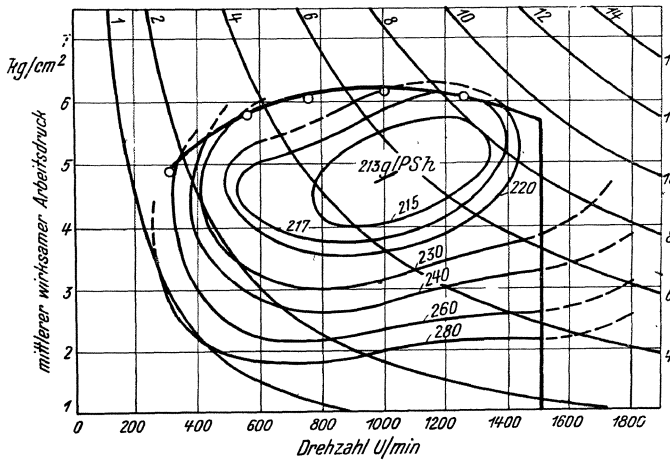


Abb. 229. Betrieb mit Braunkohlenteer.

Abb. 227 bis 229. Vorkammermaschine (Deutz) 6 Zyl., D = 120 mm, S = 170 mm, V_h = 1,92 l, V_H = 11,54 l, ε = 18.

Abb. 231.

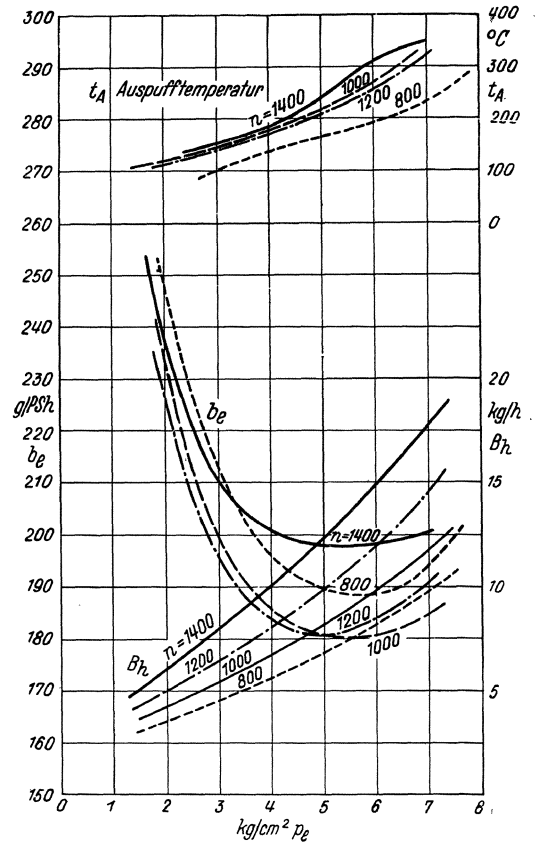
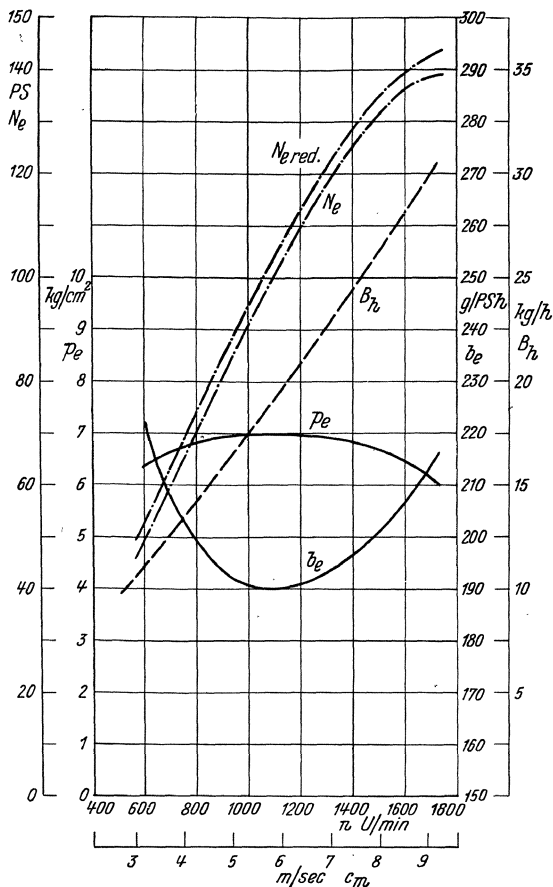


Abb. 230.

Abb. 230 und 231. Wirbelkammermotor (Skoda) 6 Zyl. D = 125 mm, S = 160 mm, V_h = 1,97 l, V_H = 11,82 l.

Abb. 232 und 233. Luftspeichermaschine (Henschel-Lanova). 4 Zyl. D = 120 mm, S = 180 mm, V_h = 2,04 l, V_H = 8,16 l, ε = 12,5.

und die günstige Lage des Verbrauchskleinstwertes von 174 g/PS im Betriebsfeld, beides Zeichen dafür, daß das mechanische Verhalten der Maschine sehr vorteilhaft ist, gleichzeitig aber auch ein Beweis für die

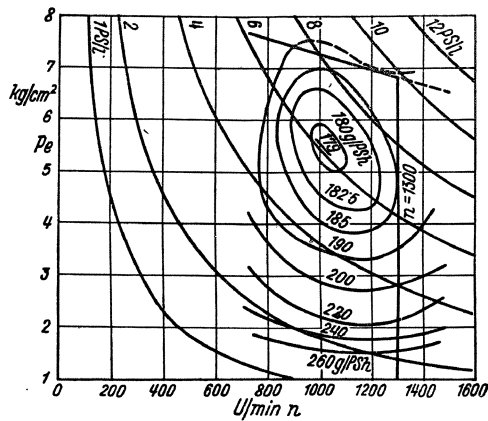


Abb. 233.

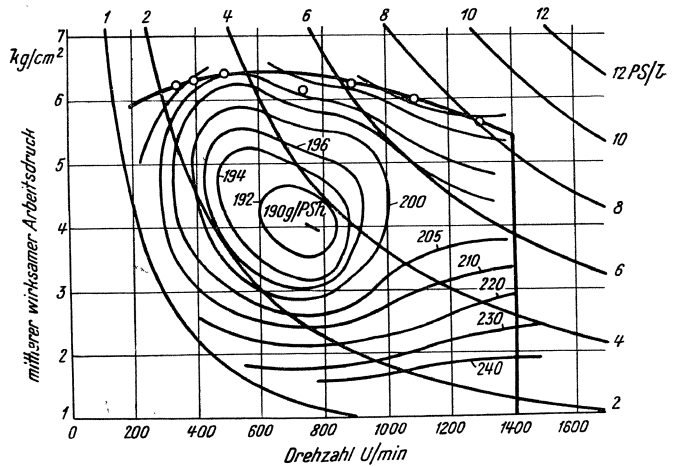


Abb. 234.

Abb. 234 und 235. Strahlenspritzmaschine (MAN) 6 Zyl., $D = 120$ mm, $S = 180$ mm, $V_h = 2.041$, $V_H = 12.221$ l, $\epsilon = 14$.

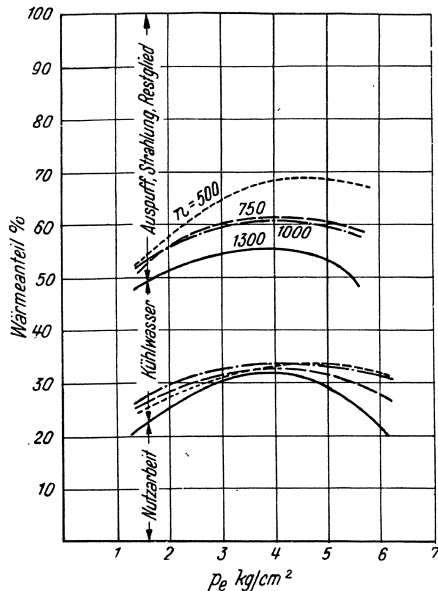


Abb. 235.

günstige Wirkung der verwendeten Gleichstromspülung, die bei der Gegenkolbenbauart in vollkommener Weise verwirklicht erscheint.

Besonders niedrig ist hier der Wärmeverlust an das Kühlwasser; er beträgt bei Vollast und $n = 1500$ nur 21,5% (vgl. Abb. 238).

Die Gleichstromspülung wird auch bei einigen anderen neueren Zweitakt-Fahrzeugsdieselmotoren beibehalten; der Vorzug wird dabei aber der Ventil-Zweitaktmaschine mit vom Kolben gesteuerten Spülschlitzen und im Zylinderkopf gelegenen Auslaßventilen gegeben. Diese Bauart vermeidet die Nachteile des Gegenkolbenmotors; sie ist im Triebwerk einfacher und daher billiger und hat überdies den Vorteil, daß die Schwierigkeiten, welche die, die Auslaßschlitze steuernden Kolben infolge ihrer höheren Wärmebelastungen verursachen, vermieden werden. In den

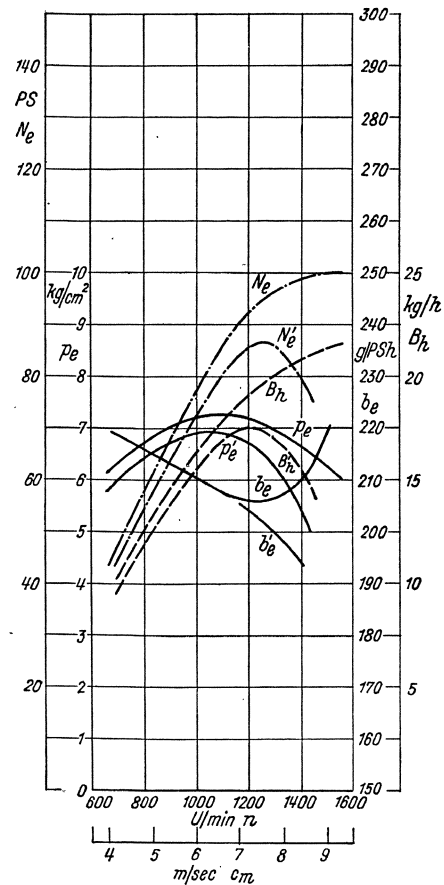


Abb. 236. Wirbelkammermotor (Oberhänsli). 4 Zyl. $D = 130$ mm, $S = 180$ mm, $V_h = 2.391$, $V_H = 9.551$ l, $\epsilon = 14$.

Auslaßventilen, für die eine reiche Entwicklungserfahrung aus dem Viertaktmotorenbau vorliegt, lassen sich die aufgenommenen Wärmemengen leichter beherrschen.

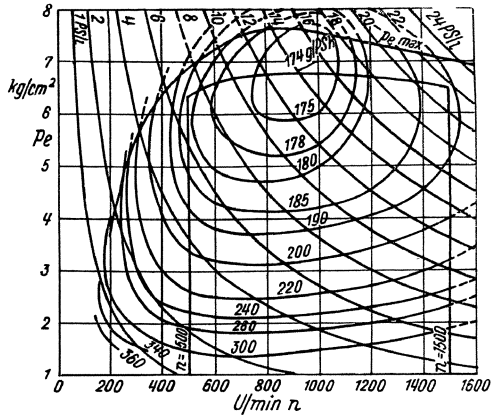


Abb. 237.

Abb. 237 und 238. Gegenkolben-Zweitaktmotor (Junkers) 2 Zyl. $D = 80$ mm, $S = 2 \times 150$, $V_H = 3,01$.

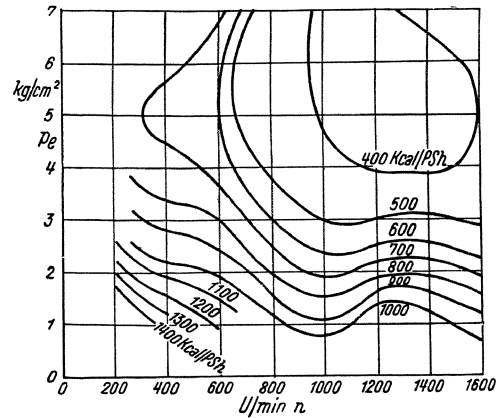


Abb. 238. Kühlwasserwärme.

Bei Zweitaktmotoren kommen die gleichen Verbrennungsverfahren, wie bei der Viertaktbauart zur Anwendung. Strahlverfahren, Vorkammer und Wirbelkammer finden

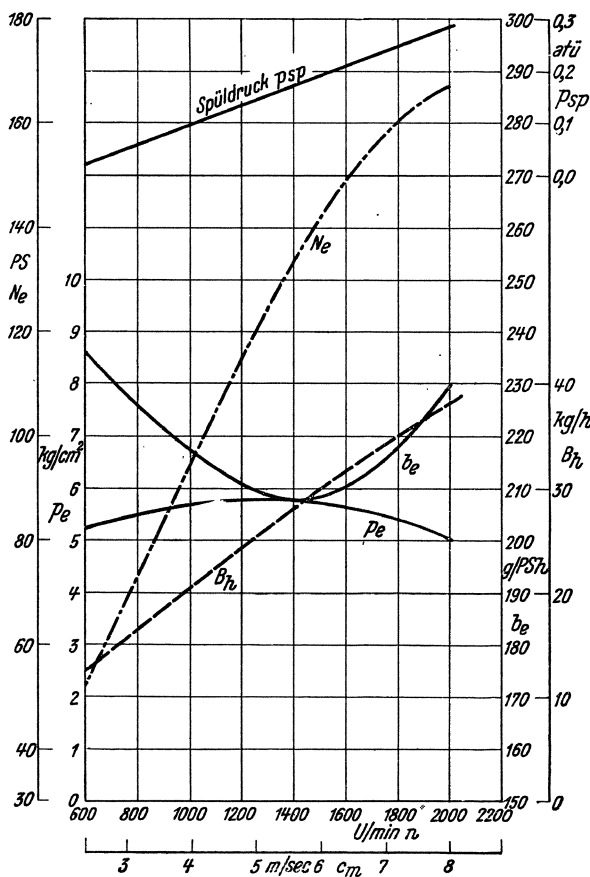


Abb. 239.

Abb. 239 und 240. Zweitakt-Vorkammermaschine (Krupp) mit Gleichstromspülung und ventilsteuertem Auspuff. 8 Zyl. $V, D = 100$ mm, $S = 120$ mm, $V_h = 0,95$ l, $V_H = 7,57$ l.

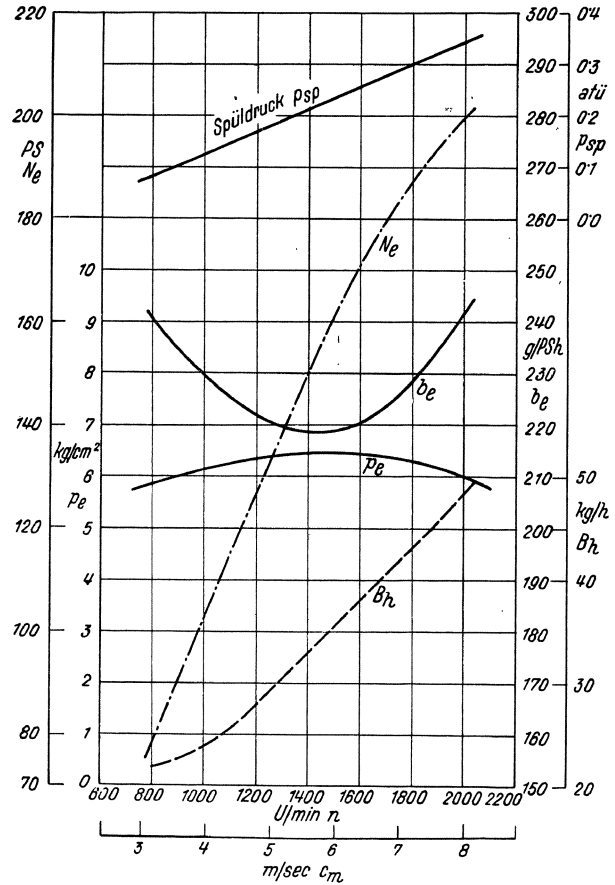


Abb. 240.

sich hier nebeneinander. Die Verbrauchsziffern stimmen mit jenen der Viertaktmaschinen gleicher Leistung und Drehzahl ungefähr überein.

Die Abb. 239 und 240 geben die Meßergebnisse an einem Vertreter dieser Bauart wieder. Der Verlauf der p_e -Kurve über der Drehzahl ist auffallend flach. Das erreichte p_e von 5,8 ist für die Normalbauart nach Abb. 239 niedriger als bei Viertakt-Vorkammermotoren; bei der Sonderbauart nach Abb. 240 erreicht es etwa den gleich hohen Wert wie bei diesen. Die zugehörigen Verbrauchswerte lassen aber erkennen, daß die Zweitaktmaschine hierbei näher an der Leistungsgrenze liegt, als der Viertaktmotor mit gleichem Nutzdruck.

b) Raschlaufende Dieselmotoren für Eisenbahnfahrzeuge.

Im Eisenbahnbetrieb hat sich der Dieselmotor mehrfache Anwendungsgebiete gesichert: Als Triebwagenmotor bewährt er sich im Fernschnellverkehr auf Hauptverkehrslinien und im Nahverkehr, als Lokomotivmotor im Verschubdienst. Zögernder erfolgt das Vordringen des Dieselmotors als Lokomotivmotor größerer Leistung für die Förderung schwerer Personen- oder Güterzüge; er wird aber auch dafür, je nach der Lage der Kraftstoff- und Wasserversorgung, in manchen Ländern noch stärker als bisher zum Einsatz kommen.

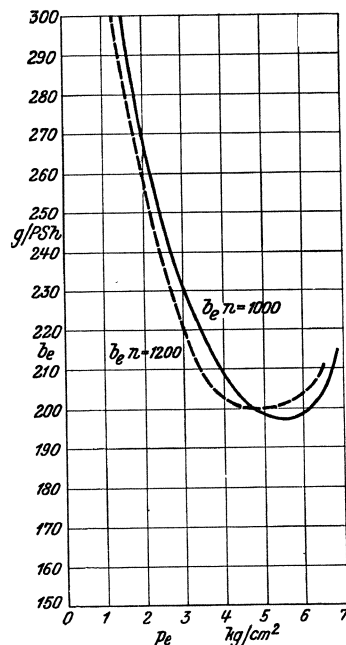


Abb. 242. Kraftstoffverbrauchskurven.

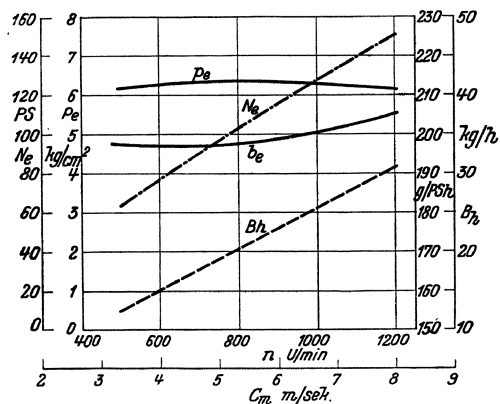


Abb. 241. Vollastkennlinien.

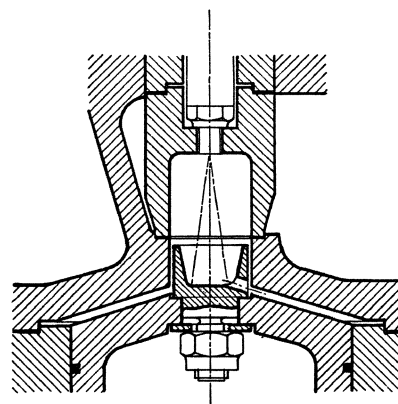


Abb. 243. Verbrennungsraum.

Abb. 241 bis 243. Lokomotivmotor (Orenstein u. Koppel) 6 Zyl. $D = 140$ mm, $S = 200$ mm, $V_h = 3.07$, $V_H = 18.4$, $\epsilon = 17$.

α) Verschublokomotiven:

Für den Verschubdienst in kleineren Stationen mit geringerem Verkehr, sowie auf Industrieanschlußgleisen, ferner im Bergwerksdienst und auf Baustellen hat sich die Diesellokomotive gut durchgesetzt. Der Hauptvorteil solcher Motorlokomotiven liegt außer in der Wirtschaftlichkeit des Dieselmotors vor allem in dem Umstand, daß mit dem Stillstand der Lokomotiven auch jeder Kraftstoffverbrauch fortfällt, während im Gegensatz hierzu die Dampflokomotive auch während der Stillstandzeiten stets unter Feuer gehalten werden muß. Der Dieselmotor ist überdies jederzeit und fast augenblicklich betriebsbereit, während bei Dampflokomotiven mit erheblichen Anheizzeiten zu rechnen ist.

Die Abb. 241 und 242 zeigen die Verbrauchs- und Leistungsschaubilder eines Antriebsmotors für Verschublokomotiven. Der Motor läuft im Betrieb mit Drehzahlen von 500 bis 1200 U/min. Das gewählte Verbrennungsverfahren Abb. 243 gestattet das Anfahren auch bei kalter Witterung ohne besondere Hilfsmittel.

Im Betrieb wird der Nutzdruck bei höchster Leistung durch Pumpenanschlag auf

5,5 kg/cm² eingestellt, so daß die thermische Belastung der Maschine verhältnismäßig niedrig bleibt.

β) Triebwagenmotoren und Lokomotiven.

Für den Einbau in Eisenbahntriebwagen wurden ursprünglich starke Kraftwagenmotoren oder anderen Zwecken dienende Motoren verwendet und stehen Dieselmotoren dieser Bauart hier wohl auch heute noch mehrfach im Dienst, während Ottomotoren als Antriebsmaschinen für Triebwagen, vor allem wegen der Feuergefährlichkeit des Kraftstoffes, dann aber auch wegen ihres ungünstigeren Verbrauchs, so gut wie gänzlich verschwunden sind. Im Laufe der Zeit wurden Sonderbauarten von Dieselmotoren

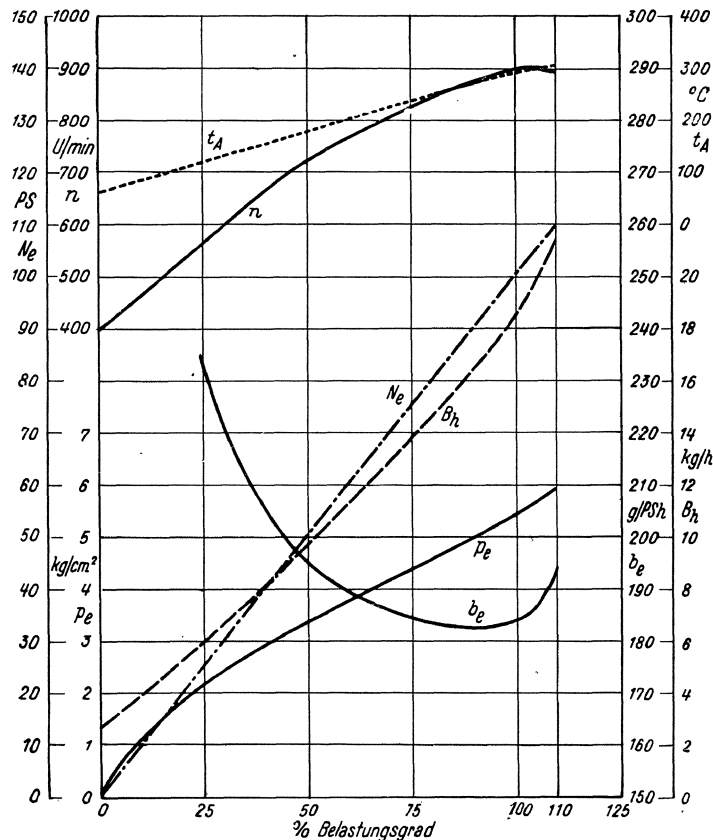


Abb. 244. Triebwagenmotor-Viertakt-Vorkammer (DWK) 8 Zyl., $D = 128$ mm, $S = 180$ mm, $V_h = 2,32$ l, $V_H = 18,53$ l, $\epsilon = 17,15$.

entwickelt, die dem Triebwagenbetrieb in besonderem Maße Rechnung tragen.

Im allgemeinen ist das Verhältnis von Dauerleistung zu Höchstleistung für Triebwagenmotoren größer als für andere Fahrzeugmotoren; lediglich bei der Verwendung von Kraftfahrzeugen auf den Autobahnen ergeben sich auch für normale Fahrzeugmotoren ähnliche Beanspruchungen. Gekennzeichnet sind diese Betriebsbedingungen dadurch, daß die durchschnittliche Drehzahl nahe der Höchstdrehzahl und das durchschnittliche Drehmoment dauernd nahe der Höchstgrenze liegt.

Die Nennleistung der Triebwagenmotoren wird daher vielfach so ausgelegt, daß diese mit verhältnismäßig niedrigem Nutzdruk arbeiten, d. h. sie werden mit größerer Leistungsreserve ausgeführt als Kraftwagenmotoren. Hinsichtlich der absoluten Höhe der Nutzleistung liegen die Triebwagenmotoren,

da die zu fördernden Gewichte und die einzuhaltenden Geschwindigkeiten wesentlich größer sind als bei Straßenfahrzeugen, ganz beträchtlich höher als die Motoren der letzteren.

Triebwagenmotoren sind durchwegs ausgesprochene Schnellläufer und werden in Leichtbauweise ausgeführt.

Der im Fahrbetrieb vorkommende häufige Wechsel von Steigungen und Gefällen sowie von Beschleunigungen und Verzögerungen verlangt von Triebwagenmotoren hohe Betriebsicherheit in einem weiten Drehzahl- und Belastungsbereich und günstiges Leerlaufverhalten; es ergeben sich damit sehr hohe Anforderungen an die Beherrschung des Verbrennungsvorganges und — mit Rücksicht auf die Art des Betriebes und die Wartungsmöglichkeiten — auch an die Unempfindlichkeit des Motors. Aus diesem Grund, sowie wegen der Forderung, weitgehend unabhängig von der Gattung des Kraftstoffes zu sein, verwenden die meisten Motoren unterteilte Verbrennungsräume. Vorkammer und Wirbelkammer herrschen im Inland vor; in anderen Ländern wird — wohl durch die Brenn-

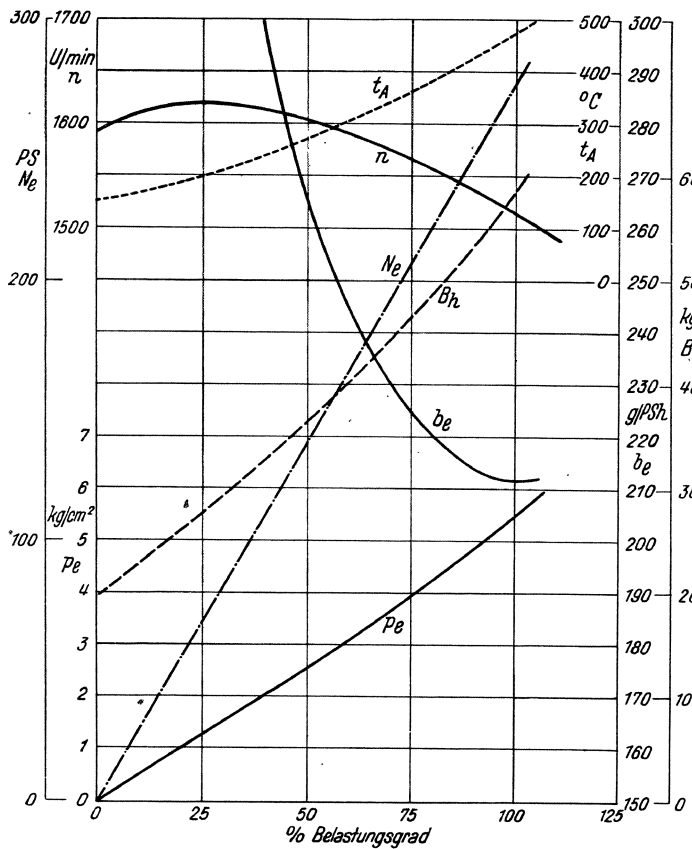


Abb. 245.

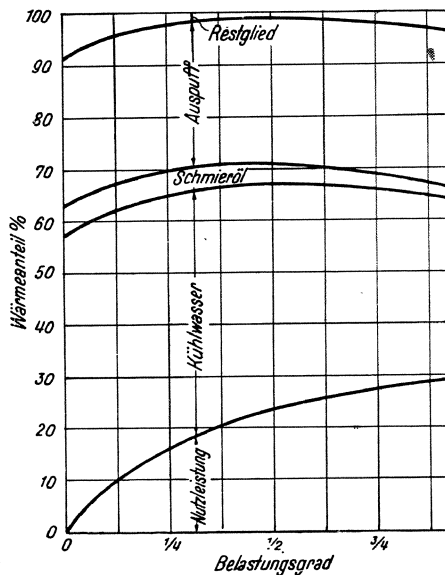


Abb. 246. Wärmebilanz.

Abb. 245 und Abb. 246.
 Triebwagenmotor-Viertakt-Vorkammer
 (DWK) 12 Zyl. Boxer, $D = 130$ mm,
 $S = 190$ mm, $V_h = 2,52$ l, $V_H = 30,24$ l,
 $\epsilon = 17,4$.

stofflage bedingt — daneben aber auch die unmittelbare Einspritzung angewendet.

Zur Leistungssteigerung werden Triebwagenmotoren häufig aufgeladen.

Die Bilder 244 bis 254 geben die Meßergebnisse an einer Reihe neuer Triebwagenmotoren wieder, unter denen die Bilder 247 bis 249 einen nach dem Büchiverfahren aufgeladenen Motor betreffen.

Die Meßergebnisse an Lokomotiv-Diesel-

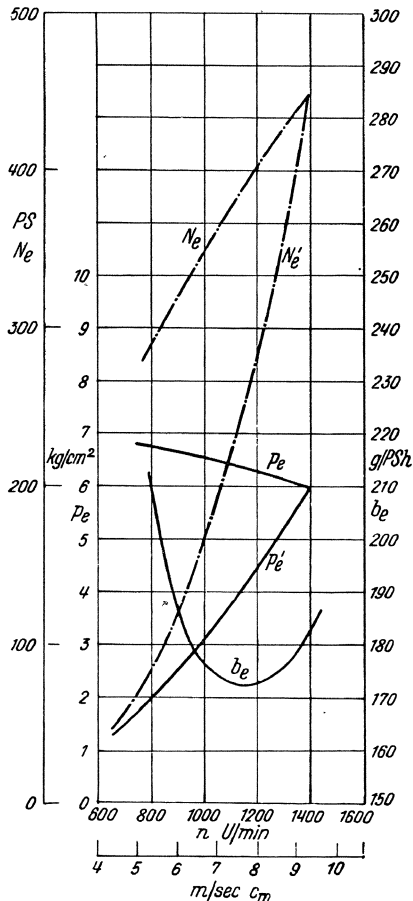


Abb. 247. Ohne Aufladung.

(p_e' und N_e' entsprechen der Abbremsung nach der Propellerkurve)

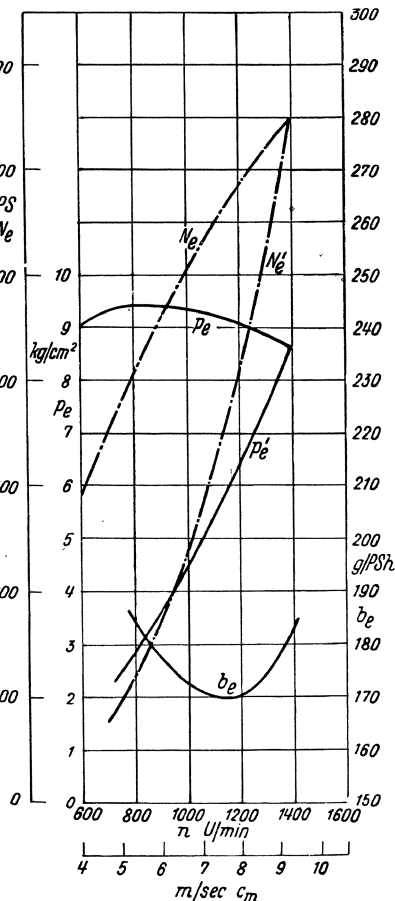


Abb. 248. Mit Büchi-Aufladung.

Abb. 247 bis 249.
 Triebwagenmotor-Viertakt-Vorkammer (Maybach) 12 Zyl. V,
 $D = 160$ mm, $S = 200$ mm,
 $V_h = 402$ l, $V_H = 42,24$ l,
 $\epsilon = 16$.

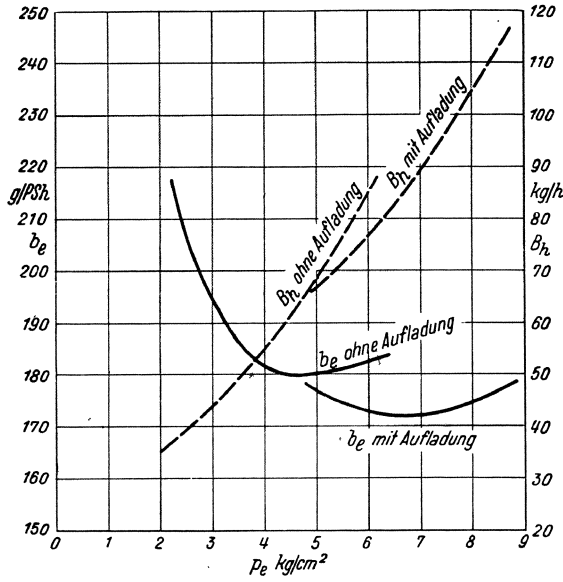


Abb. 247 bis 249. Triebwagenmotor-Viertakt-Vorkammer (Maybach) 12 Zyl. V, $D = 160$ mm, $S = 200$ mm, $V_h = 402$ l, $V_H = 42,24$ l, $\epsilon = 16$.

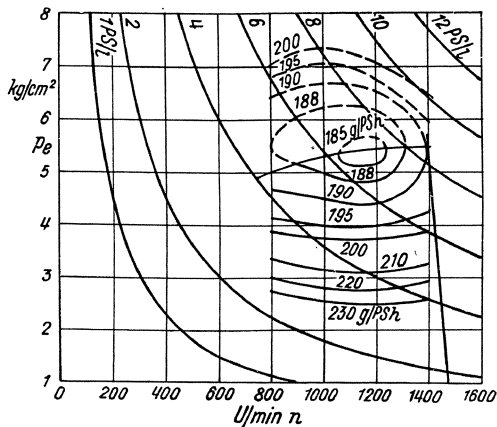


Abb. 250. Kennlinienfeld.

Abb. 250 u. 251. Triebwagenmotor-Viertakt-Vorkammer (Deutz) 12 Zyl. V; $D = 160$, $S = 220$, $V_h = 4,42$ l, $V_H = 53$ l, $\epsilon = 19$.

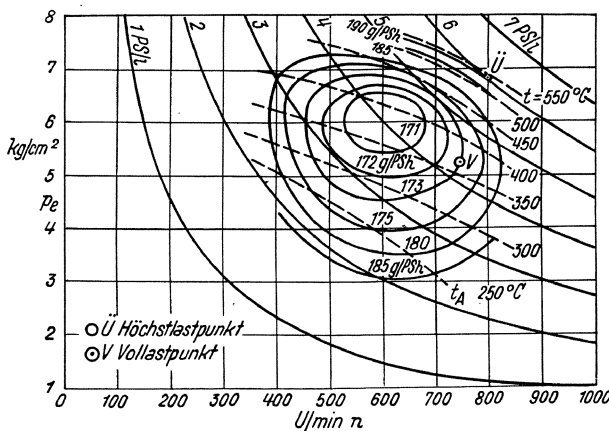


Abb. 252. Kennlinienfeld.

Abb. 252 bis 254. Triebwagenmotor-Viertakt-Vorkammer (Ganz-Jendrasik) 8 Zyl.; $D = 216$, $S = 310$, $V_h = 11,36$ l, $V_H = 90,9$ l.

motoren größerer Leistung, ebenfalls aufgeladen nach BÜCHI, sind in den Abb. 255 bis 257 dargestellt.

c) Ortsfeste Motoren.

Sofern Motoren mit im allgemeinen dauernd gleicher, vom Geschwindigkeitsregler selbsttätig ohne äußeren Eingriff beeinflusster Drehzahl betrieben werden, sollen sie hier als „Dieselmotoren für ortsfeste Anlagen“ zusammengefaßt werden.

Von geringen Leistungen von wenigen Pferdestärken an bis zum Großmotor von vielen tausend PS, vom Notstrommaschinensatz und der kleinen Eigenzentrale bis zur elektrischen Großzentrale, hier vielfach als Kraftreserve oder zur Deckung der

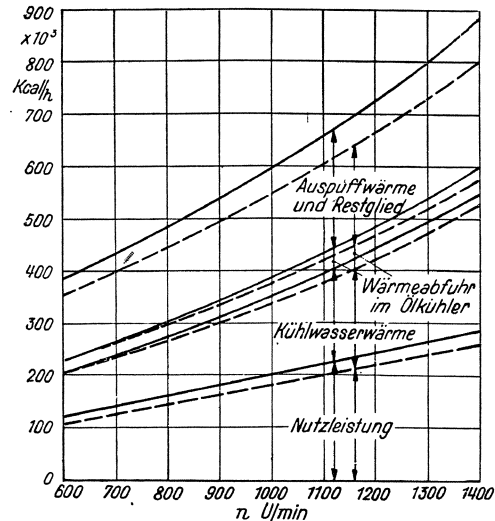


Abb. 251. Wärmebilanz ——— $P_e = 5,5$ kg/cm²
 - - - - - $P_e = 5,0$ kg/cm²

Spitzenlast eingesetzt, ferner in Kleingewerbeanlagen, in der Landwirtschaft, in Baumaschinen, für Hilfsantriebe aller Art im Schiffbau stehen im allgemeinen für den jeweiligen Verwendungszweck zwar besonders entwickelte, in ihren Grundformen aber übereinstimmende Dieselmotoren in Verwendung.

Im Gebiet kleiner und mittlerer Leistungen bestehen hierbei Zweitakt und Viertakt nebeneinander, ohne daß die eine oder die andere Bauart entscheidende Vorteile zeigt. Oberhalb einer Leistung von etwa 250 PS je Zylinder herrscht der Zweitakt, unterhalb desselben der Viertakt vor. Doppeltwir-

kende Viertaktmotoren mit Leistungen von 1100 PS je Zylinder stellen die oberste Grenze für diese selten angewendete Bauart dar. Einfachwirkende Zweitakt-Dieselmotoren werden für Höchstleistungen von etwa 600 PS je Zylinder ausgeführt; darüber

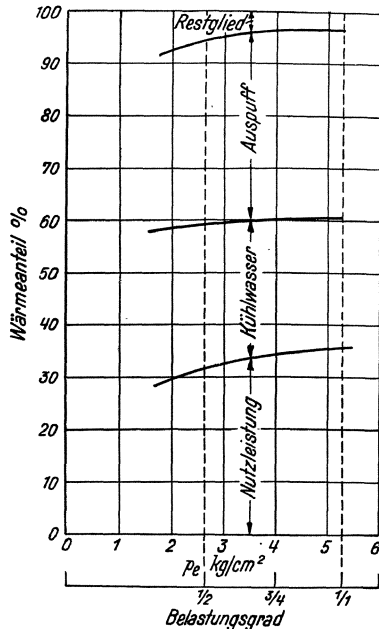


Abb. 253. Verhältnismäßige Wärmebilanz bei $n = 750$ U/min.

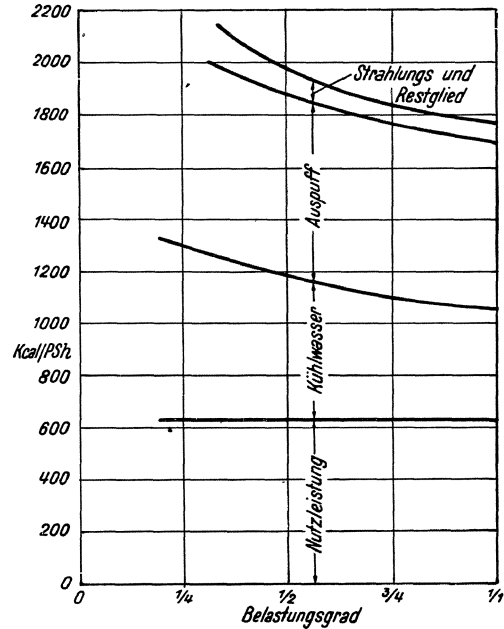


Abb. 254. Wärmeverbrauch bei $n = 750$ U/min.

liegt das Gebiet des doppeltwirkenden Zweitaktmotors. Der Aufbau und die Konstruktion ortsfester Motoren wird in Heft 12 eingehend behandelt.

Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit des Betriebes ortsfester Dieselmotoren ist der Verlauf der Verbrauchskurve über den ganzen Belastungsbereich vom Leerlauf bis zur höchsten zulässigen Überlast von Bedeutung. Abb. 258 gibt die Bereiche der verhältnismäßigen Stundenverbrauchswerte einer gro-

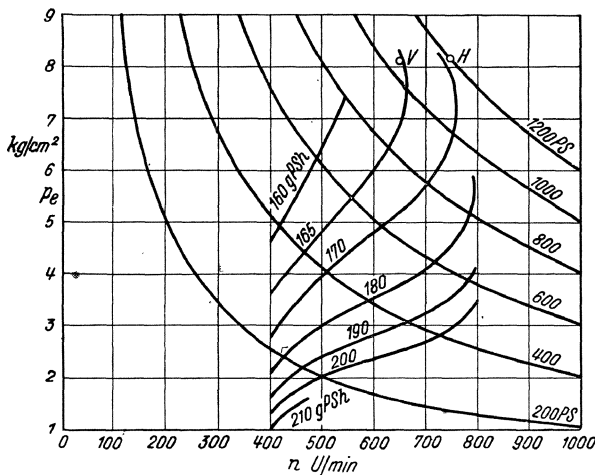


Abb. 255. V = Vollast, H = Höchstlast.

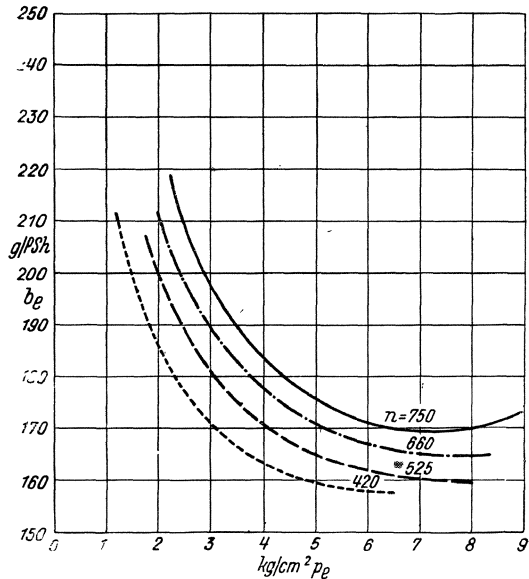


Abb. 256.

Abb. 255 und 256. Lokomotivmotor Viertakt. Direkte Einspritzung. Mit Büchi-Aufladung (Sulzer). 8 Zyl. $D = 280$ mm, $S = 360$ mm, $V_h = 22,11$, $V_H = 176,81$.

ßen Zahl ortsfester Dieselmotoren der verschiedensten Nennleistungen und Drehzahlen abhängig vom Belastungsgrad, in Bruchteilen des Vollastverbrauches ausgedrückt, wieder. Die Streubereiche erscheinen in dieser Darstellungsweise verhältnismäßig eng, was

darauf hindeutet, daß bei modernen Maschinen allgemein die Verbrennung über den ganzen Lastbereich hin fast gleich günstig erfolgt und daß die Reibungsverlustleistung der Maschinen sich mit dem Belastungsgrad nur verhältnismäßig wenig ändert. Errechnet man sich aus diesem Schaubild nach dem

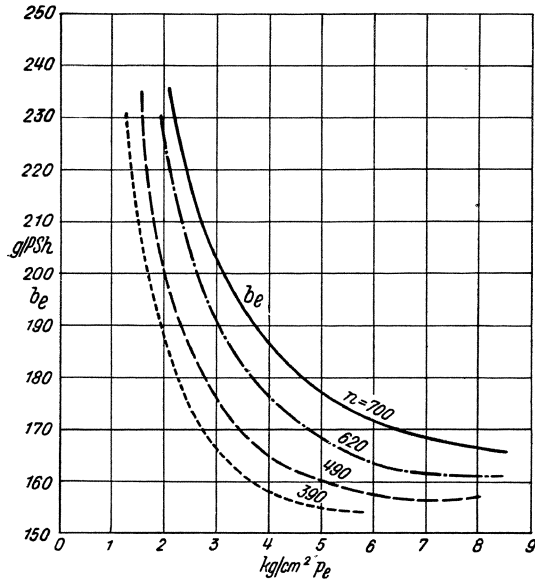


Abb. 257. Lokomotivmotor. Viertakt. Direkte Einspritzung.
Mit Büchi-Aufladung (Sulzer) 12 Zyl., $D = 310$ mm
 $S = 390$ mm, $V_h = 29,4$ l, $V_H = 353$ l.

Verfahren von ROMBERG (Seite 145) den mechanischen Wirkungsgrad, so liegt dieser im allgemeinen für Zweitaktmotoren etwas günstiger als für Viertaktmaschinen, doch überschneiden sich die Streugebiete; es ist dabei auch zu berücksichtigen, daß ins Gebiet der Zweitaktmaschinen vielfach solche sehr großer Leistung mit an sich günstigeren mechanischen Wirkungsgraden fallen, als diese etwa kleinen Schnellläufern zukommen. Abb. 259 gibt die Drehzahlen und Vollast-Verbrauchswerte einer größeren Zahl von 6-Zylindermotoren europäischer und amerikanischer Herkunft von verschiedenem Hubraum.

Die Nennleistung der Motoren wird im ortsfesten Betrieb meist derart festgelegt, daß eine hinreichende Leistungsreserve vorhanden bleibt; eine 10%ige Überlast soll von der Maschine im allgemeinen noch während einer Stunde anstandslos ertragen werden.

Bei kleinen Schnellläufern und bestimmten, hinsichtlich der Belastungsverhältnisse ganz klar liegenden Fällen wird diese Überlastbarkeit mit 5% bemessen oder überhaupt nicht zugelassen.

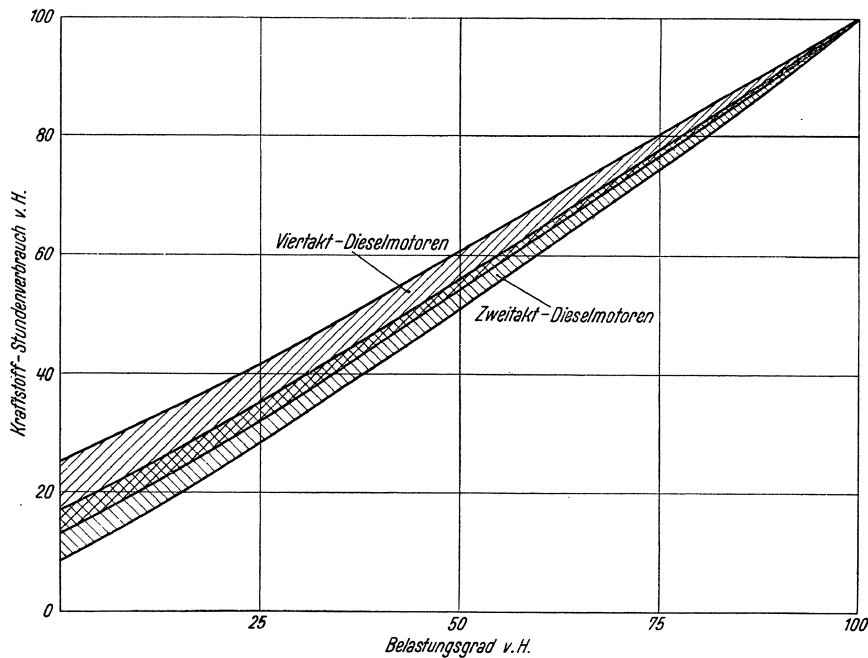


Abb. 258. Kraftstoffverbrauch ortsfester Motoren bei Teillast auf den Vollastverbrauch bezogen.

α) Viertaktmotoren.

Während ursprünglich der Langsamläufer allein gebaut wurde, wird heute in allen Anwendungsgebieten der Schnellläufer in dauernd zunehmendem Maß eingesetzt. Soweit

es sich hierbei um Kleinmotoren handelt, deren Bauart mit jenen der Fahrzeugmotoren übereinstimmt, sei auf die in diesem Abschnitt gegebenen Angaben verwiesen. Bei kleineren Motoren, etwas bis zu einem Zylinderhubraum von 2 l, herrscht der unterteilte Brennraum vor; je größer das Hubvolumen, desto eindeutiger überwiegt aber das Strahlverfahren, welches auch hier die günstigeren Verbrauchswerte ergibt. Nur vereinzelte

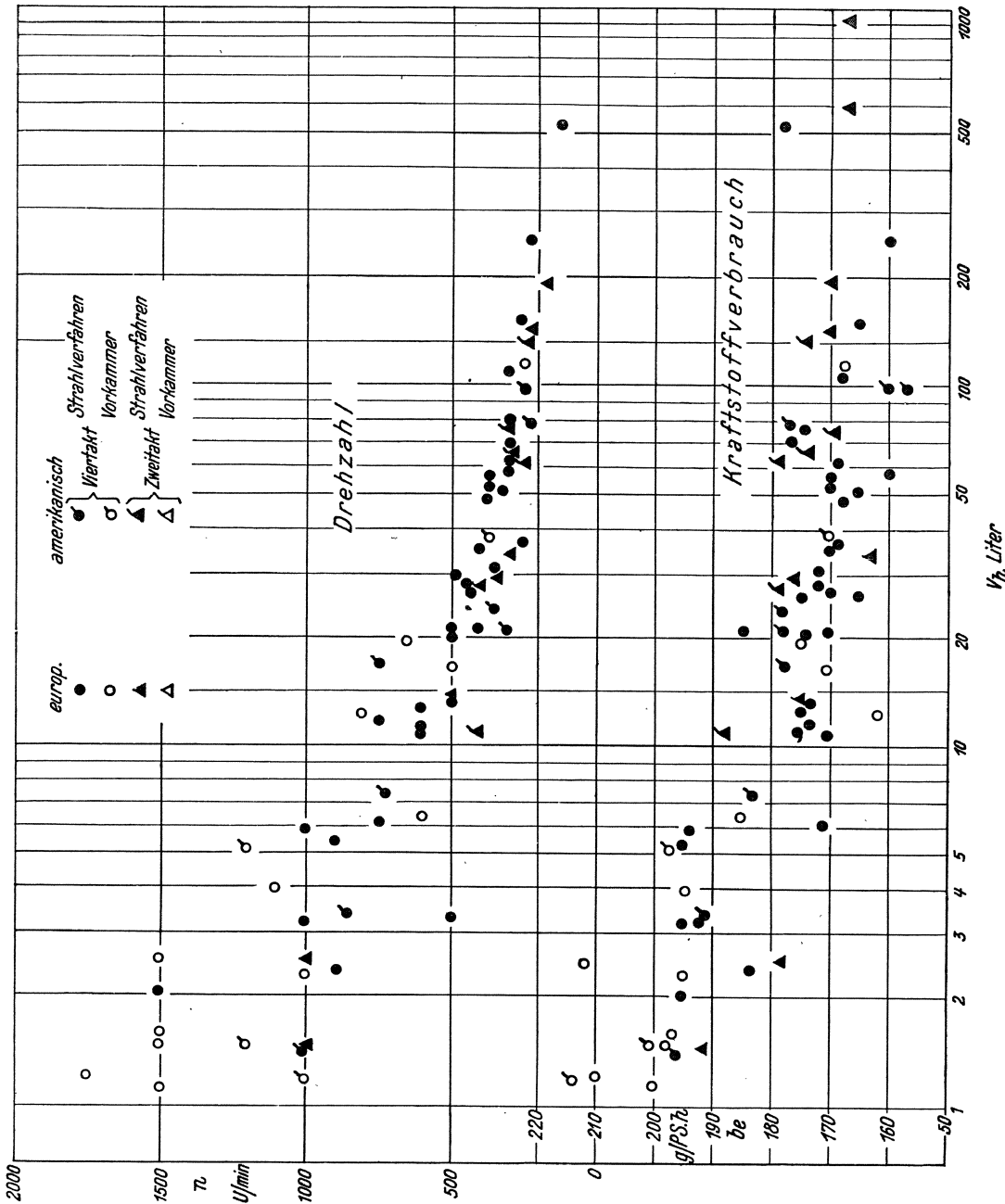


Abb. 259. Brennstoffverbrauch und Drehzahl bei Nennleistung von ortsfesten 6-Zylindermotoren verschiedener Größe.

Bauarten arbeiten auch bei größeren Zylindereinheiten, etwa bis zu einem Hubraum von 115 l, nach dem Vorkammerv erfahren.

In der Abb. 260 sind die Streubereiche der Nutzverbrauchswerte einer Anzahl neuzeitlicher stationärer Viertakt-Dieselmotoren dargestellt. Die Hubraumgrößen sind hier in Gruppen zusammengefaßt und die Verbräuche für Vollast, 3/4-, 1/2- und 1/4-Last wieder-

gegeben; gleichzeitig erscheint für jede Gruppe der Drehzahlbereich angedeutet, innerhalb welchem die jeweils in der Gruppe zusammengefaßten Maschinen arbeiten. Mit steigendem Zylinderinhalt und sinkender Drehzahl fallen die Verbräuche (vgl. auch Abb. 268 und 269): der Einfluß des Hubverhältnisses der Maschinen erwies sich bei dieser Untersuchung nur von geringem Einfluß auf die Verbrauchswerte in dem Sinn, daß langhubige Maschinen etwas niedrigere Verbräuche, wohl infolge eines etwas verbesserten mechanischen Wirkungsgrades, erreichen. Bis zu einem Zylinderhubraum von etwa 250 l herrscht die Tauchkolbenbauart, darüberhinaus die Kreuzkopfbauart vor. Da das mechanische Verhalten beider Bauarten übereinstimmt, unterscheiden sich die Verbrauchswerte nur im Zusammenhang mit der Zylindergröße.

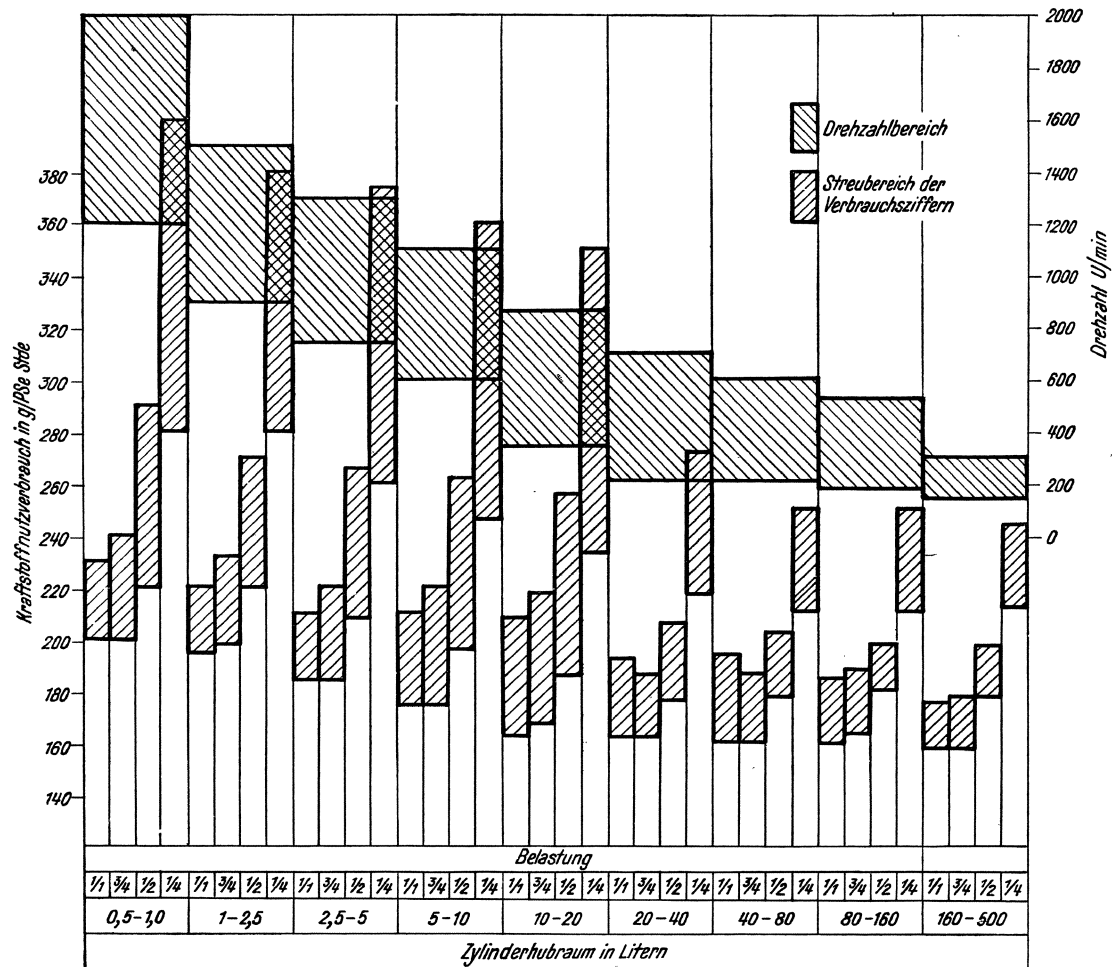


Abb. 260. Brennstoffverbrauch und Drehzahl ortsfester Viertaktmotoren.

Die Abb. 261 bis 267 geben die Verbrauchskurven einer Reihe von ortsfesten Viertaktmaschinen verschiedener Größe wieder. Kenngrößen und Leistungsangaben zu den untersuchten Maschinen sind unter die Abbildungen gesetzt.

Die Abb. 268 und 269 geben die Verbrauchskurven für eine Motoren-Baureihe derselben Firma mit verschiedenen Abmessungen und Drehzahlen. Die Abb. 270 bis 272 zeigen die Wärmebilanzen einiger ortsfester Viertaktmotoren.

Soweit unterteilte Verbrennungsräume zur Anwendung kommen, erweisen sich die Verbrauchszahlen — gleiche Zylinderabmessungen und Drehzahlen vorausgesetzt — vom gewählten Verfahren nur wenig abhängig. Unter den nach dem Strahlverfahren arbeitenden Maschinen zeigen die mit offenen Düsen etwas höhere Verbrauchswerte, als

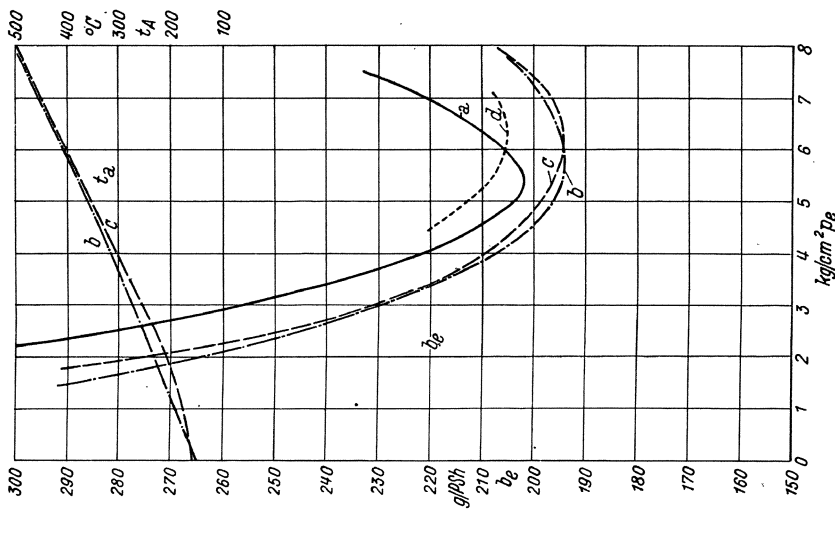


Abb. 261. Kraftstoffverbrauch und Auspufftemperatur ortsfester Viertaktmotoren.

- a) Wirbelkammer (Oberhänsli) 1 Zyl. $D = 100$ mm, $S = 150$ mm, $V_h = 1,18$ l, $\epsilon = 13,7$; 15 PS bei 1800 U/min.
- b) Wälzkammer (Güldner) 1 Zyl. $D = 115$ mm, $S = 150$ mm, $V_h = 1,56$ l; 18 PS bei 1500 U/min.
- c) Wälzkammer (Güldner) 1 Zyl. (Hiegend) $D = 120$ mm, $S = 145$ mm, $V_h = 1,64$ l; 19 PS bei 1500 U/min.
- d) Strahlverfahren mit 2 offenen Einlochdüsen (Pokorny und Wittekind) 2 Zyl., $D = 138$ mm, $S = 195$ mm, $V_h = 2,91$ l, $V_h = 5,82$ l, $\epsilon = 15$; 38 PS bei 1000 U/min.

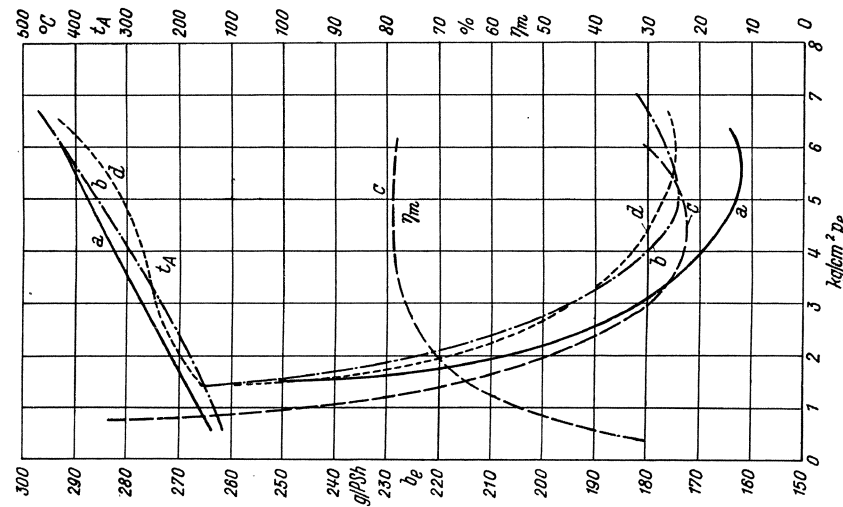


Abb. 262. Kraftstoffverbrauch, Auspufftemperatur und mechan. Wirkungsgrad ortsfester Viertaktmotoren.

- a) Wirbelkammer (Brotherhood-Ricardo) 8 Zyl. $D = 214$ mm, $S = 842,5$ mm, $V_h = 12,25$ l, $V_H = 98,1$; 500 PS bei 800 U/min.
- b) Strahlverfahren (DWK) 6 Zyl., $D = 210$ mm, $S = 320$ mm, $V_h = 11,09$ l, $V_H = 66,54$ l, $\epsilon = 13,25$; 200 PS bei 500 U/min.
- c) Strahlverfahren (Skoda) 3 Zyl., $D = 215$ mm, $S = 300$ mm, $V_h = 10,9$ l, $V_H = 32,7$ l, $\epsilon = 13$; 112 PS bei 600 U/min.
- d) Strahlverfahren (DWK) 4 Zyl. $D = 215$ mm, $S = 360$ mm, $V_h = 13,07$ l, $V_H = 52,28$ l; 165 PS bei 500 U/min.

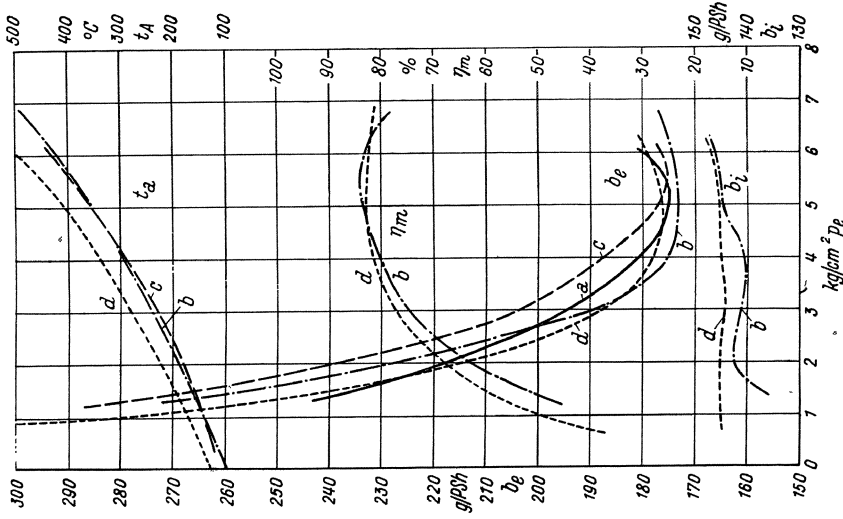


Abb. 263. Kraftstoffverbrauch, Auspufftemperatur und mech. Wirkungsgrad ortsfester Viertaktmotoren.

- a) Strahlverfahren (Deutz) 6 Zyl., $D = 220$ mm, $S = 280$ mm, $V_h = 10,65$ l, $V_H = 63,8$ l, $\epsilon = 15,6$; 230 PS bei 600 U/min.
- b) Strahlverfahren (DWK) 6 Zyl., $D = 225$ mm, $S = 300$ mm, $V_h = 11,92$ l, $V_H = 71,52$ l, $\epsilon = 15,2$; 325 PS bei 750 U/min.
- c) Strahlverfahren (DWK) 6 Zyl., $D = 265$ mm, $S = 350$ mm, $V_h = 19,3$ l, $V_H = 115,8$ l, $\epsilon = 14,34$; 450 PS bei 650 U/min.
- d) Strahlverfahren (Skoda) 4 Zyl., $D = 270$ mm, $S = 360$ mm, $V_h = 20,6$ l, $V_H = 82,3$ l, $\epsilon = 13$; 250 PS bei 500 U/min.

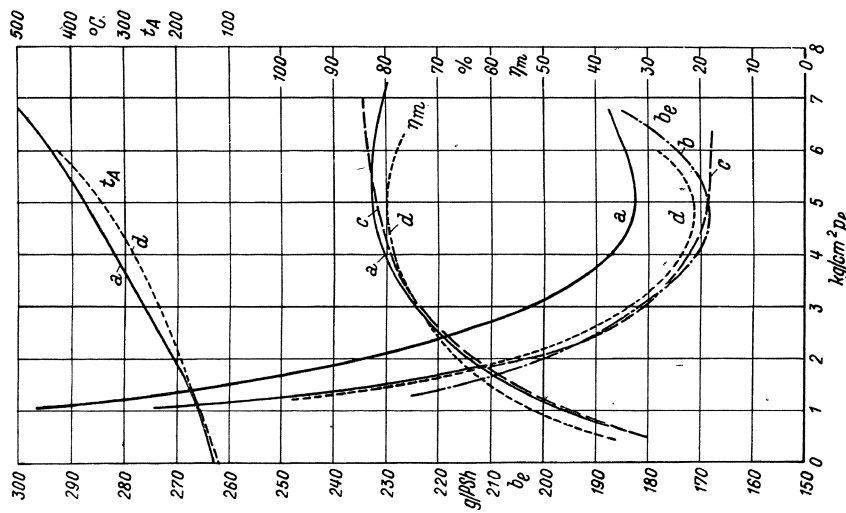


Abb. 264. Kraftstoffverbrauch, Auspufftemperatur und mech. Wirkungsgrad ortsfester Viertaktmotoren.
 a) Strahlverfahren (Skoda) 6 Zyl., $D = 270$ mm, $S = 360$ mm, $V_h = 20,6$ l, $V_H = 123,6$ l, $\epsilon = 13$; 335 PS bei 400 U/min.
 b) Strahlverfahren (Deutz) 6 Zyl., $D = 270$, $S = 380$ mm, $V_h = 20,6$ l, $V_H = 123,6$ l, $\epsilon = 12,4$; 375 PS bei 500 U/min.
 c) Strahlverfahren (Deutz) 3 Zyl., $D = 280$ mm, $S = 450$ mm, $V_h = 27,7$ l, $V_H = 83,1$ l, 120 PS bei 250 U/min.
 d) Strahlverfahren (Skoda) 8 Zyl., $D = 305$ mm, $S = 420$ mm, $V_h = 30,7$ l, $V_H = 246$ l, $\epsilon = 13$; 500 PS bei 350 U/min.

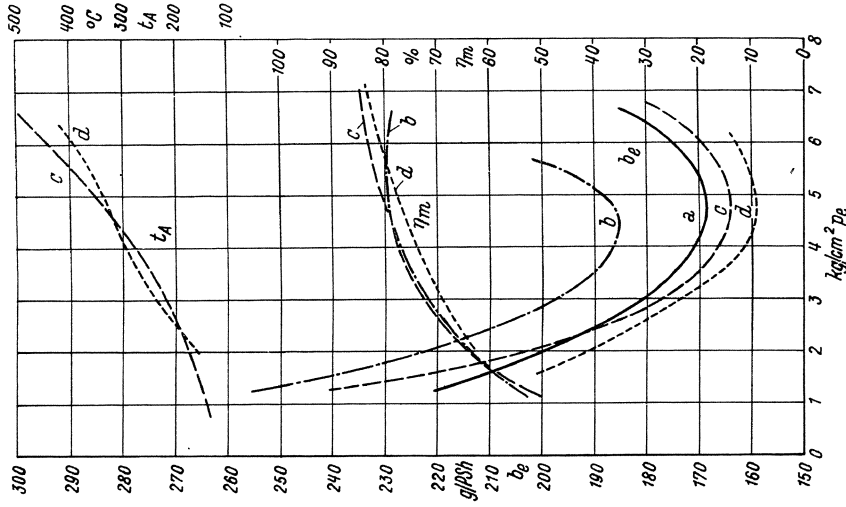


Abb. 265. Kraftstoffverbrauch, Auspufftemperatur und mech. Wirkungsgrad ortsfester Viertaktmotoren.
 a) Strahlverfahren (Deutz) 6 Zyl., $D = 320$ mm, $S = 450$ mm, $V_h = 36,2$ l, $V_H = 217$ l, $\epsilon = 12,41$; 525 PS bei 400 U/min.
 b) Strahlverfahren (MAN) 2 Zyl., $D = 345$ mm, $S = 490$ mm, $V_h = 46$ l, $V_H = 92$ l, 120 PS bei 215 U/min.
 c) Strahlverfahren (Krupp) 6 Zyl., $D = 365$ mm, $S = 500$ mm, $V_h = 52,3$ l, $V_H = 314$ l, $\epsilon = 13,5$; 640 PS bei 330 U/min.
 d) Strahlverfahren (Wumag) 8 Zyl., $D = 365$ mm, $S = 550$ mm, $V_h = 57,4$ l, $V_H = 480$ l; 830 PS bei 300 U/min.

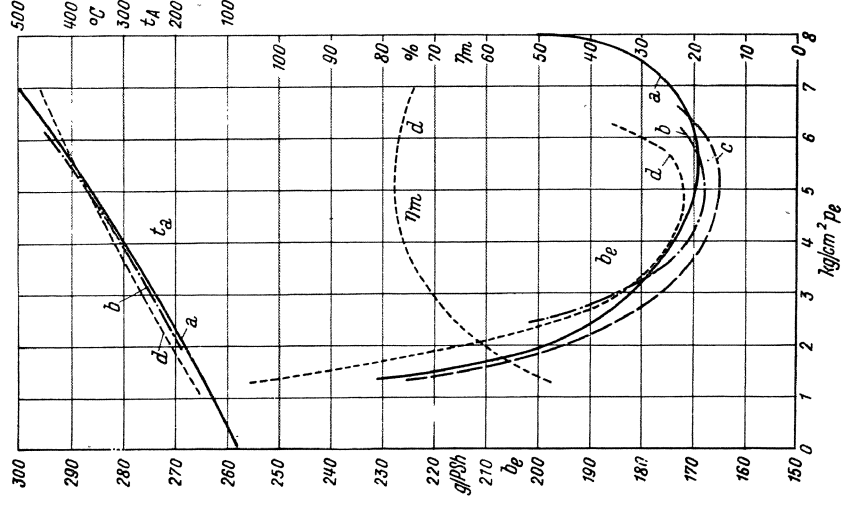


Abb. 266. Kraftstoffverbrauch, Auspufftemperatur und mech. Wirkungsgrad ortsfester Viertaktmotoren.
 a) Strahlverfahren Hesselmann (Aktiebolaget Bofors) 4 Zyl., $D = 380$ mm, $S = 540$ mm, $V_h = 61,2$ l, $V_H = 245$ l; 300 PS bei 220 U/min.
 b) Strahlverfahren (DWK) 4 Zyl., $D = 385$ mm, $S = 520$ mm, $V_h = 60,6$ l, $V_H = 242,4$ l, $\epsilon = 13,2$; 630 PS bei 300 U/min.
 c) Strahlverfahren (Deutz) 6 Zyl., $D = 420$ mm, $S = 660$ mm, $V_h = 91,5$ l, $V_H = 549$ l, $\epsilon = 14$; 900 PS bei 275 U/min.
 d) Strahlverfahren mit offener Düse (Skoda) 8 Zyl., $D = 425$ mm, $S = 600$ mm, $V_h = 85,14$ l, $V_H = 681$ l, $\epsilon = 13$; 1000 PS bei 250 U/min.

jene mit geschlossenen Düsen. Ältere Bauarten weisen meist höhere Verbrauchswerte auf (z. B. Abb. 265b und Abb. 267).

Der bezogene Verbrauch erreicht im allgemeinen zwischen $\frac{3}{4}$ - und Vollast seinen Mindestwert. Werden aber Motoren für Sonderzwecke derart verwendet, daß Belastung und Drehzahl dauernd fast gleich hoch bleiben, so wird getrachtet, das Minimum der Verbrauchskurve dieser Betriebsbelastung zuzuordnen.

β) Zweitaktmotoren.

Während bei Viertaktmotoren die Steuerung des Arbeitsvorganges in fast allen Fällen grundsätzlich auf gleiche Weise erfolgt, ist dies bei Zweitaktmotoren nicht der Fall. Diese unterscheiden sich weitgehend hinsichtlich der Steuerung des Spülvorganges und der Spülluftverdichtung.

Für Schnellläufer geringerer Leistung wird auch heute noch vielfach die Kurbelkastenspülung angewendet. Angaben über solche Motoren werden in einem besonderen Abschnitt gemacht.

Größere Zweitaktmotoren für ortsfeste Anlagen wurden meist nicht gesondert für diese entwickelt,

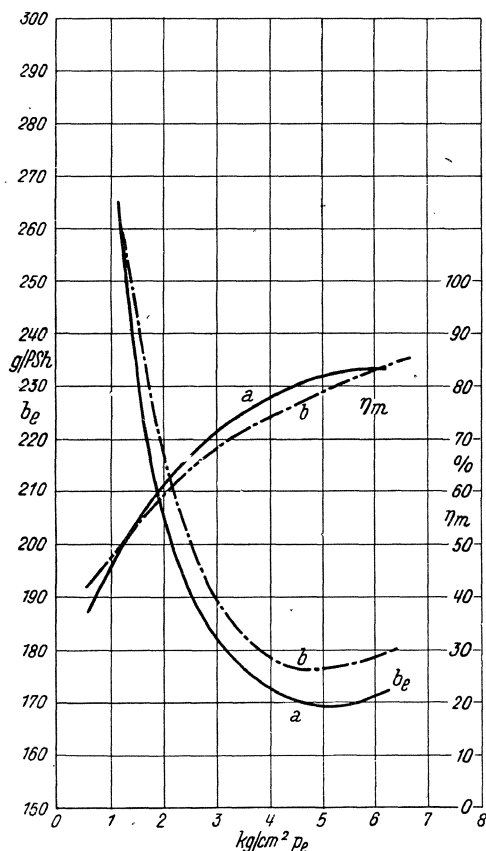


Abb. 267. Kraftstoffverbrauch und mech. Wirkungsgrad ortsfester Viertaktmotoren.
 a) Strahlverfahren (Krupp) 4 Zyl., $D = 460$ mm, $S = 630$ mm, $V_h = 104,6$ l, $V_H = 4181$; 550 PS bei 215 U/min.
 b) Luftspritzung (Krupp) 4 Zyl., $D = 500$ mm, $S = 700$ mm, $V_h = 138$ l, $V_H = 550$ l; 480 PS bei 155 U/min.

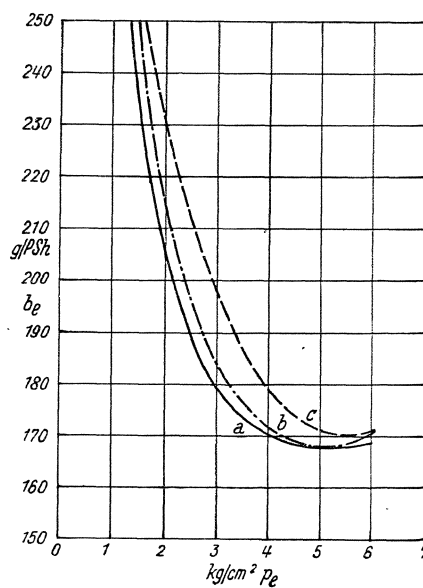


Abb. 268.

	D mm	S mm	n U/min.	N_e PS	p_e kg/cm 2	c_m m/sec.
Abb. 268 a	460	680	250	1000	5,31	5,67
b	375	550	300	700	5,77	5,5
c	320	480	375	530	5,7	6,0

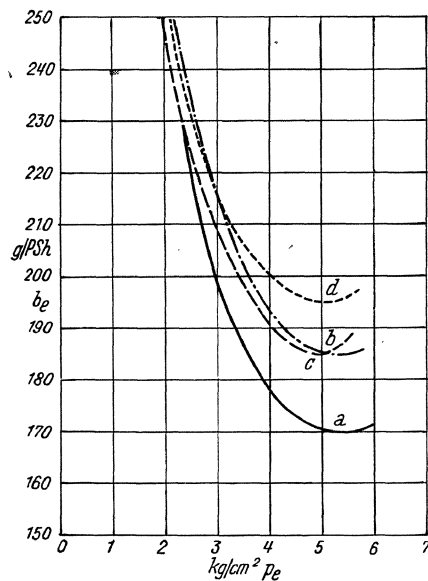


Abb. 269.

	D mm	S mm	n U/min.	N_e PS	p_e kg/cm 2	c_m m/sec.
Abb. 269. a	250	350	500	320	5,6	5,2
b	175	260	600	140	5,6	5,2
c	175	260	1000	210	5,04	8,66
d	150	220	1100	150	5,25	8,60

Abb. 268 und 269. Kraftstoffverbrauchskurven einer Reihe von 6 Zyl.-Viertakt-Vorkammermotoren (MWM).

sondern es wurden Schiffsmotorbauarten der ortsfesten Verwendung angepaßt. Je nach der Größe der Motoren findet man hier bis rund 700 PS Zylinderleistung einfachwirkende Mo-

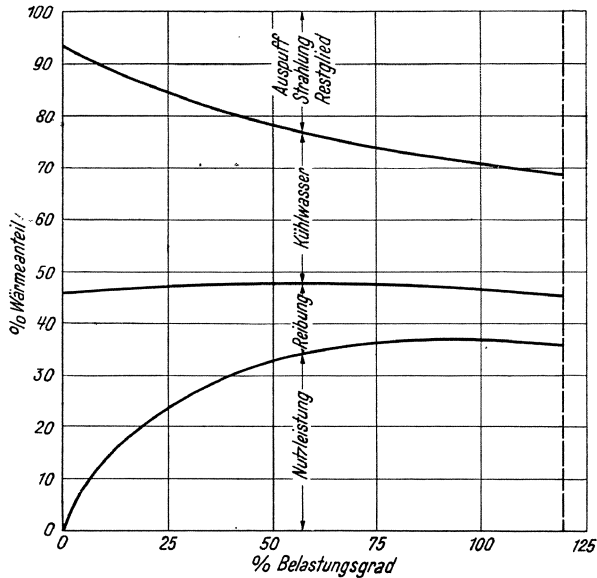


Abb. 270. Wärmebilanz zum Motor Abb. 262, b.

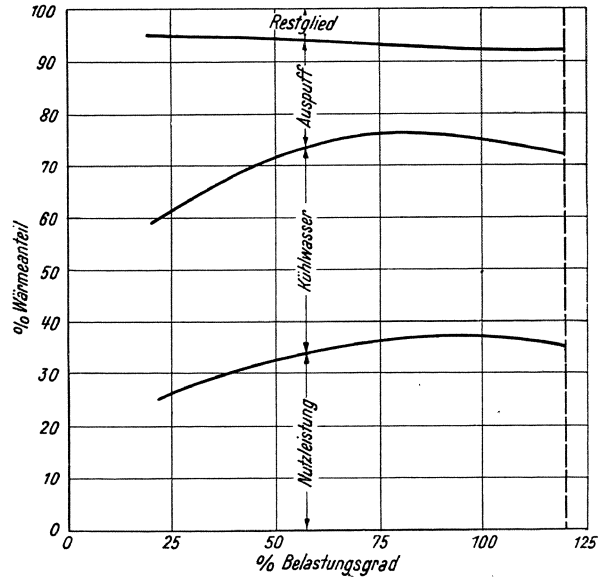


Abb. 271. Wärmebilanz zum Motor Abb. 265, d.

toren als Tauchkolben und Kreuzkopfmotoren, bei größeren Leistungen doppelt wirkende Motoren.

Die Verbrauchswerte der Zweitaktmotoren reihen sich vollkommen in jene der Viertaktmaschinen ein, wie aus Abb. 259 zu entnehmen ist.

Die Abb. 273 gibt Kennlinien für eine einfachwirkende Tauchkolbenmaschine. Die Spülung er-

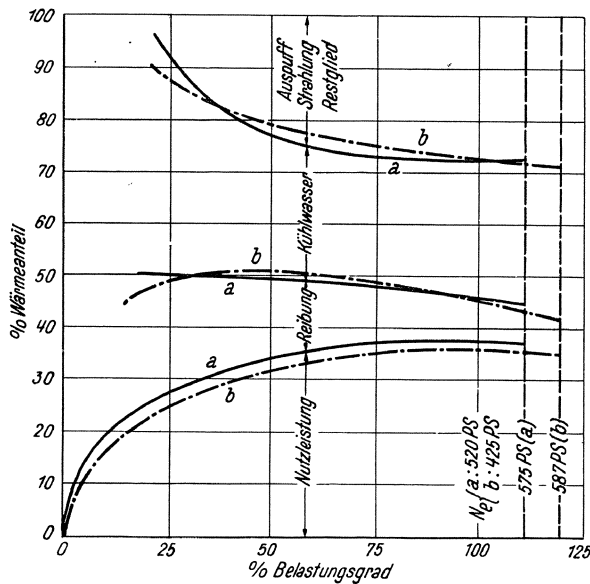


Abb. 272. Wärmebilanz der Motoren. Abb. 267.

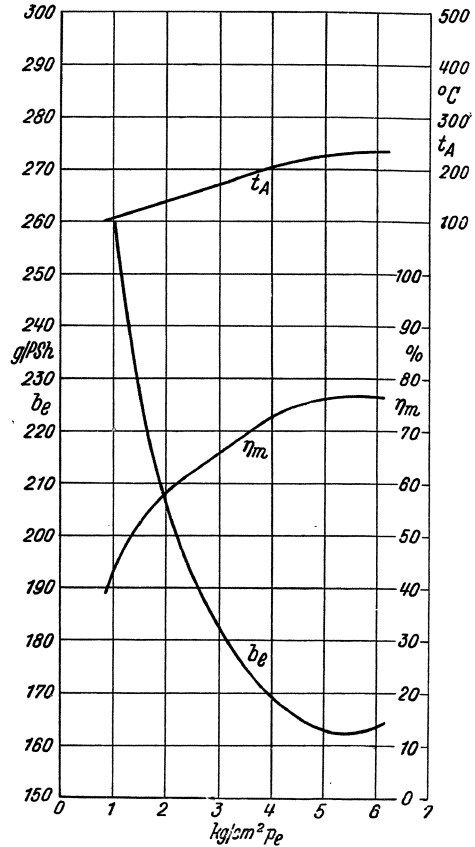


Abb. 273. Kraftstoffverbrauch, Auspufftemperatur und mech. Wirkungsgrad einer ortsfesten, einfachwirkenden, Zweitakt-Tauchkolbenmaschine (Möller und Jochumson) 4 Zyl., $D = 290$ mm, $S = 500$ mm, $V_h = 33$ l, $V_H = 132$ l; 450 PS bei 300 U/min.

folgt durch Spülschlitze und im Zylinderkopf angeordnete Auslaßventile als Gleichstromspülung.

Der Verbrauch dieser Maschine wird bei einem mechanischen Vollastwirkungsgrad von 76% mit 163 g/PS_h angegeben. Das würde einem b_i für Vollast von knapp 124 g/PS_h entsprechen.

Der Nutzverbrauch liegt bis zu einer Überlast von 120% unverändert wie bei Vollast.

Abb. 274 gibt das Kennlinienfeld einer Zweitaktmaschine neuerer Bauart mit Schnürle-Umkehrspülung und direkt angetriebenem Schleudergebläse. Der Motor wird auch zum Schiffsantrieb verwendet.

Die Abb. 275 zeigt Verbrauchswerte sowie Temperaturen und CO₂-Gehalte der Abgase großer doppeltwirkender Zweitaktmotoren, und zwar von einer Maschine mit Luftereinblasung und von einer nach dem Strahlverfahren arbeitenden Maschine. Beide arbeiten mit MAN-Umkehrspülung. Die Nutzverbrauchswerte dieser älteren Maschinen liegen etwas höher als

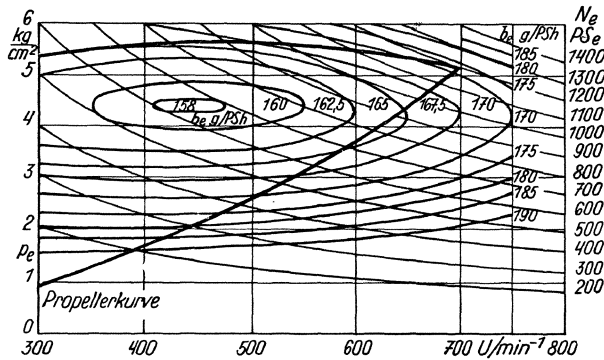


Abb. 274. Kennlinienfeld einer Zweitaktmaschine mit Umkehrspülung (Deutz) 12 Zyl. V , $D = 220$ mm, $S = 330$ mm, $V_h = 12,54$ l, $V_H = 150,52$ l; 1200 PS bei 700 U/min.

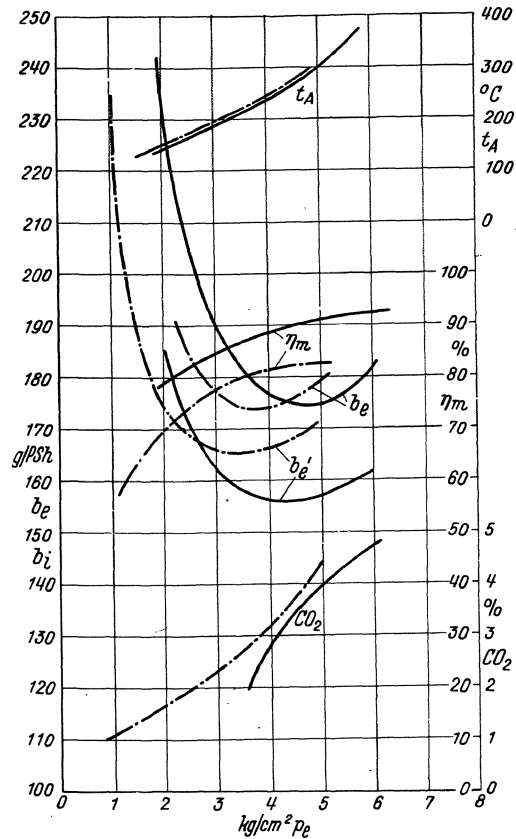


Abb. 275. Kraftstoffverbrauch, Auspufftemperatur mech. Wirkungsgrad und CO₂-Gehalt der Abgase von doppeltwirkenden ortsfesten Zweitaktmotoren (MAN)

b_e : Nutzverbrauch,

b_e' : Verbrauch ohne Hilfsantriebe,

a — Strahlverfahren, 10 Zyl. $D = 600$ mm, $S = 900$ mm.

$V_h = 254$ l, $V_H = 2540$ l; 10000 PS bei 214 U/min,

b - - - Luftereinblasung 9 Zyl. $D = 860$ mm, $S = 1500$ mm,

$V_h = 1736$ l, $V_H = 15620$ l; 15000 PS bei 94 U/min.

bei Maschinen neuerer Bauart. Abb. 276 zeigt die Wärmebilanz einer dieser Maschinen.

d) Schiffsdieselmotoren.

Als Schiffsantriebsmaschine hat sich der Dieselmotor für Handels- und Kriegsschiffe weitgehend durchgesetzt. Neben dem langsamlaufenden Großmotor in der Hochseeschifffahrt wird für kleinere Leistungen der schnelllaufende Dieselmotor verwendet.

Mehr noch als in anderen Anwendungsgebieten steht im Schiffsbetrieb die Forderung nach Betriebssicherheit an der Spitze. In dieser Richtung ist es erwiesen, daß der Dieselmotor in den bisher entwickelten Sonderbauarten den Anforderungen des Seebetriebs voll genügt. Die laufenden Instandsetzungsarbeiten lassen sich bei

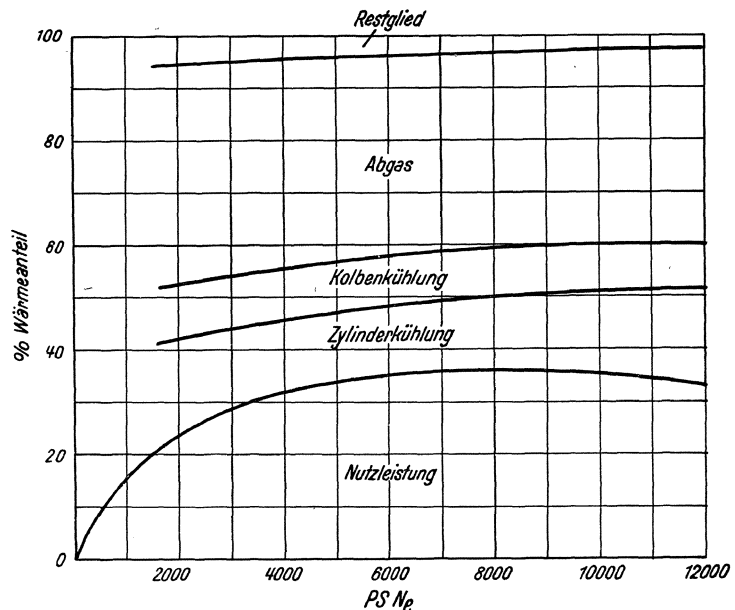
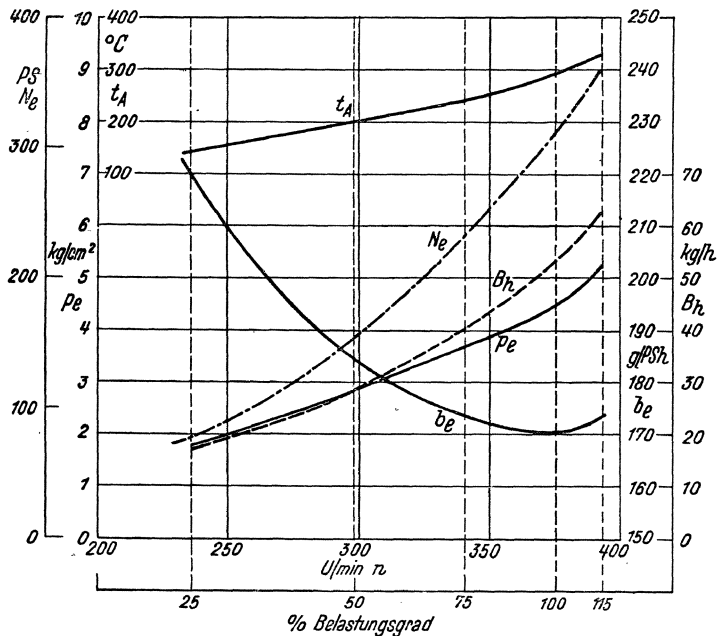
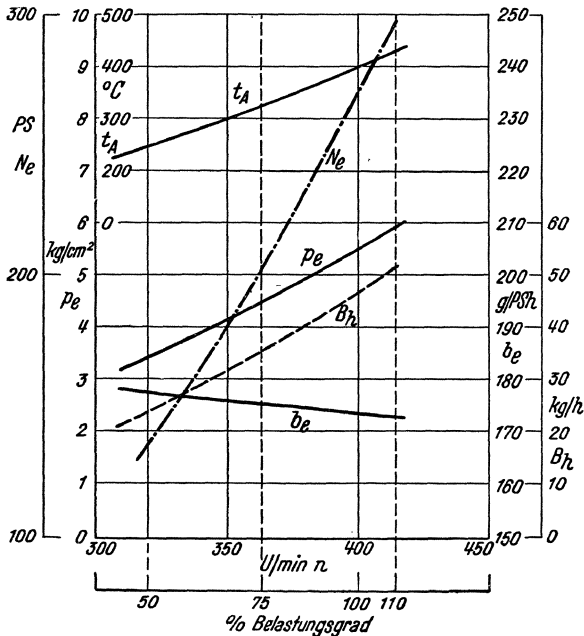
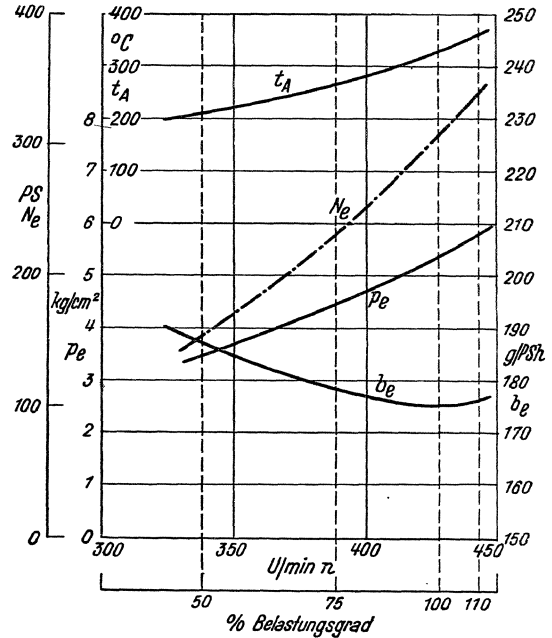
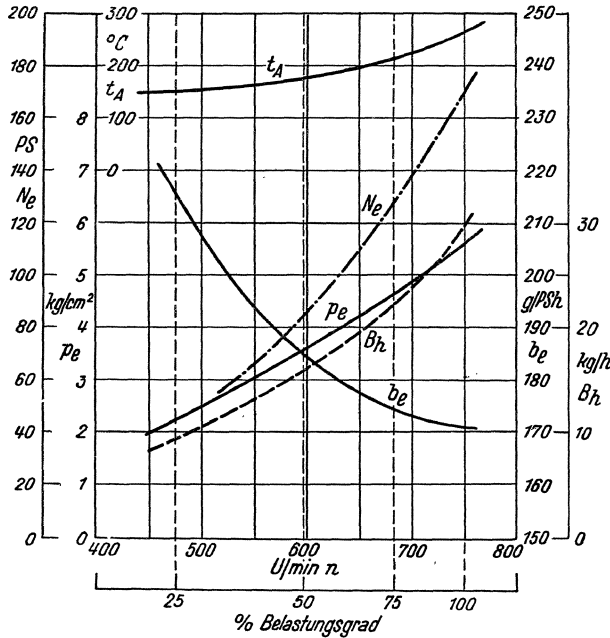


Abb. 276. Wärmebilanz zur Maschine Abb. 275 (a).

Dieselmotoren in kürzerer Zeit ausführen, als die Instandsetzung der Kesselanlagen bei Schiffen mit Dampftrieb.

Durch ihre stete Betriebsbereitschaft bietet die Dieselmachine dem Schiff auch noch



zusätzliche Sicherheit, wie z. B. in dem Fall, wo das auf offener Reede liegende Schiff durch das plötzliche Aufkommen von Schlechtwetter oder andere Umstände zu raschem Verlassen des Ankerplatzes gezwungen wird. Selbst während Reparaturzeiten wird sich bei Schiffen mit zwei Hauptantriebsmaschinen die stete Betriebsbereitschaft wenigstens

der einen sichern lassen, während bei Dampfmaschinen unter diesen Umständen mit sehr erheblichen Anheizzeiten zu rechnen ist.

Ein besonderer Vorteil für den Dieselmotor im Schiffsbetrieb ist die Verwendung von

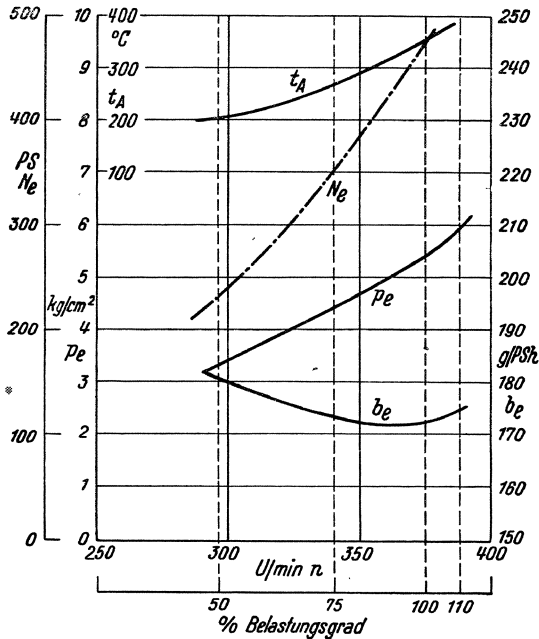


Abb. 281. Viertakt-Schiffsdieselmotor (Wumag) 6 Zyl. Strahlverfahren, Tauchkolben, $D = 300$ mm, $S = 500$ mm, $V_h = 35,3$ l, $V_H = 211,5$ l

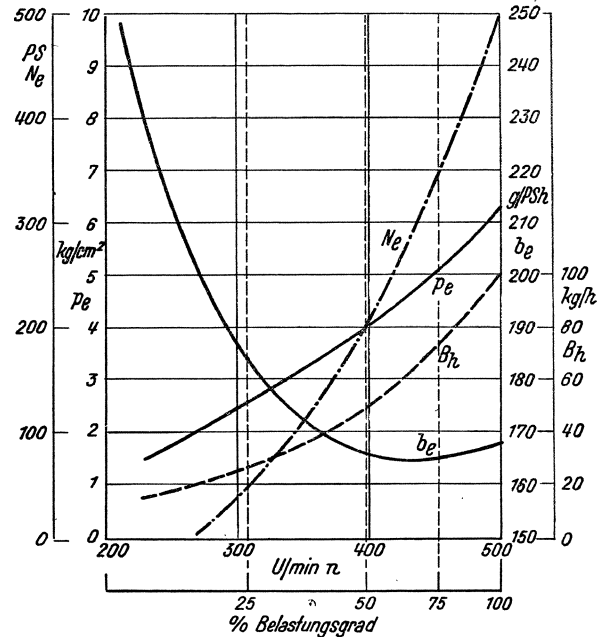


Abb. 282. Viertakt-U-Bootsmotor (Vickers) 6 Zyl. Strahlverfahren Tauchkolben, $D = 324$ mm, $S = 343$ mm, $V_h = 28,3$ l, $V_H = 169,8$ l.

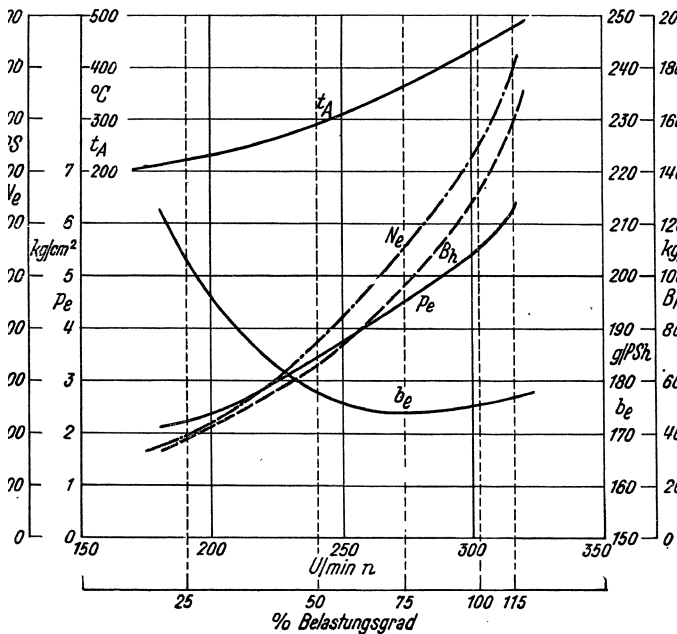


Abb. 283. Viertakt-Schiffsdieselmotor (DWK) 6 Zyl. Strahlverfahren, Tauchkolben, $D = 385$ mm, $S = 580$ mm, $V_h = 67,5$ l, $V_H = 405$ l.

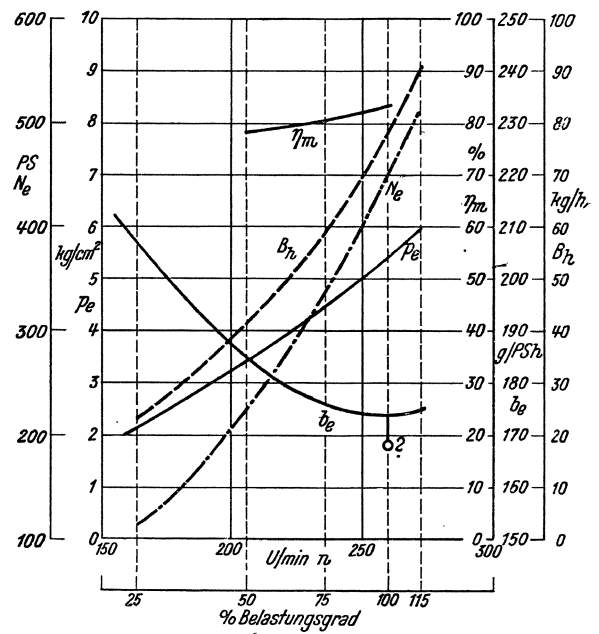


Abb. 284. Viertakt-Schiffsdieselmotor (DWK) 6 Zyl. Strahlverfahren, Tauchkolben, $D = 350$ mm, $S = 500$ mm, $V_h = 48,1$ l, $V_H = 288,6$ l.

flüssigem Kraftstoff. Zunächst sind die für Schiffsmotoren in Frage kommenden Kraftstoffe bei richtiger Handhabung und Lagerung weniger feuergefährlich als Steinkohlen. Zudem lassen sie sich weit günstiger und mit weit weniger Platzaufwand lagern, als feste Kraftstoffe. Besonders vorteilhaft gestaltet sich ferner die Übernahme flüssiger

Kraftstoffe auf Schiffen, da diese in sauberer* und einfacher Weise durch Überpumpen oder mit natürlichem Gefälle erfolgt und den übrigen Schiffbetrieb weit weniger stört

als die Kohlenübernahme. Die Ersparnis an Löhnen bei der Übernahme flüssiger Kraftstoffe ist gegenüber der Kohlenübernahme oft sehr erheblich. Überdies ist der gewichtsmäßige Kohlenverbrauch beim Dampfschiff mit kohlegefeuerten Kesseln bei gleicher Antriebsleistung wesentlich höher, als beim Motorschiff, so daß bei ersterem bei gleichen gewichtsmäßigen Vorräten die Kohlenübernahme weit öfter erfolgen muß, als die Ölübernahme bei letzterem. Ferner hinterläßt die Verbrennung im Dieselmotor keine nennenswerten Rückstände, wogegen bei Kohlenfeuerung das dauernde Reinigen der Feuerungen und das Überbordbringen der Schlacken und Asche erheblichen Arbeitsaufwand bedingen.

Die letztgenannten Vorteile hat der Dieselmotor allerdings mit ölgefeuerten Dampfkesseln gemein. Diesen gegenüber aber fällt der weitaus geringere Kraftstoffverbrauch des Dieselmotors ins Gewicht, darüber hinaus noch der Entfall der eigentlichen Kesselarbeiten sowie die Schwierigkeiten der Speisewasserversorgung.

Im Schiffsbetrieb — und hier wieder vor allem in der Hochseefahrt mit ihren langen Fahrzeiten von Ölstation zu Ölstation — gewinnt der tatsächlich erzielte Verbrauch erhöhte Bedeutung und jedes Gramm bezogenen Mehrverbrauchs fällt bei den meist recht bedeutenden Maschinenleistungen und langen Fahrzeiten ins Gewicht. Deshalb ist die dauernde Überwachung des Verbrauchs gerade bei größeren Schiffsmotoren von besonderer Wichtigkeit.

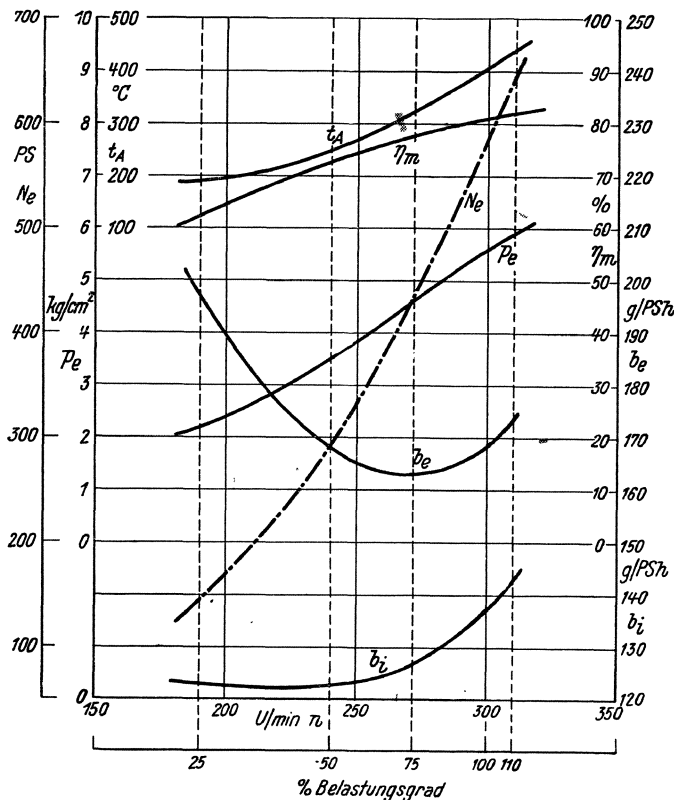


Abb. 285. Viertakt-Schiffsdieselmotor (Krupp) 6 Zyl. Tauchkolben
 $D = 365 \text{ mm}$, $S = 500 \text{ mm}$, $V_h = 52,3 \text{ l}$, $V_H = 314 \text{ l}$.

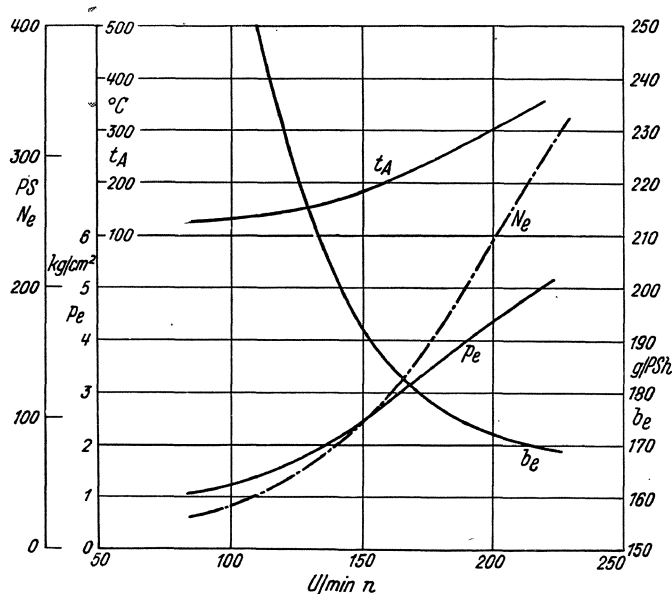


Abb. 286. Viertakt-Schiffsdieselmotor (Aktiebolaget Bofors) 4 Zyl. Strahlverfahren nach Hesselman. $D = 380 \text{ mm}$, $S = 540 \text{ mm}$, $V_h = 61,2 \text{ l}$, $V_H = 245 \text{ l}$.

α) Viertaktmotoren.

Einfachwirkende Viertakt-Schiffsdieselmotoren der großen Schifffahrt arbeiten bei Nennleistung im allgemeinen mit einem p_e von rund $5,5 \text{ kg/cm}^2$. Die Einstellung erfolgt

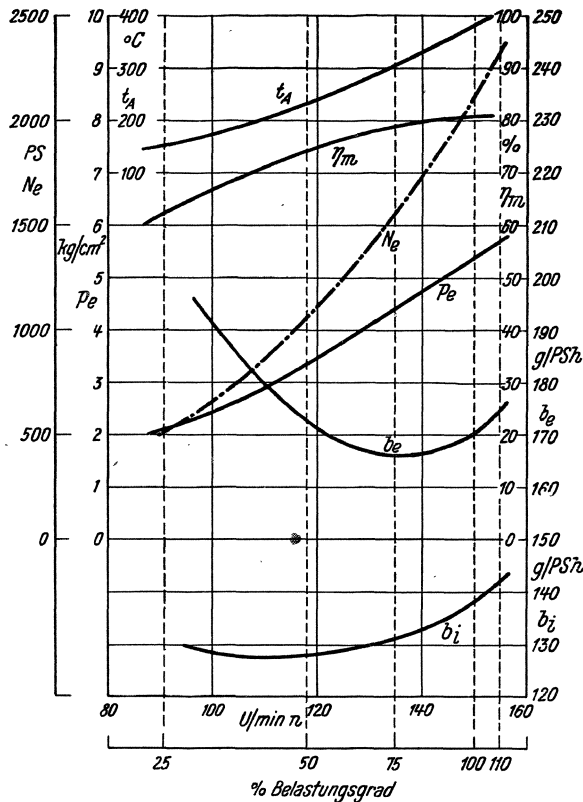


Abb. 287. Umsteuerbarer Viertakt-Schiffsdieselmotor (Krupp), 8 Zyl., Strahlverfahren ölgekühlter Tauchkolben. $D = 600$ mm $S = 1050$ mm, $V_h = 297$ l, $V_H = 2377$ l.

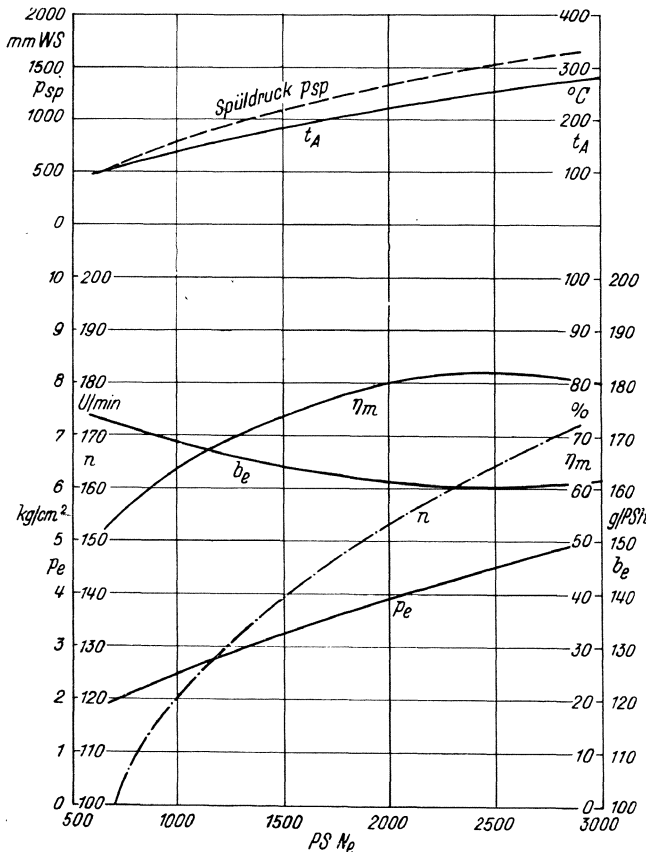


Abb. 288. Einfachwirkender Zweitaktmotor, (MAN) 8 Zyl. Strahlverfahren, ölgekühlter Tauchkolben, $D = 520$ mm $S = 900$ mm, $V_h = 1911$ l, $V_H = 1529$ l.

derart, daß das Verbrauchsminimum bei der Nennleistung erreicht wird, da mit dieser, vor allem in der Hochsee- und großen Küstenfahrt, während des allergrößten Teils der Betriebszeit gefahren wird.

Die Abb. 277 bis 285 geben Kennlinien von Schnellläufern, die Abb. 286 und 287 von Langsamläufern. Darunter betreffen die Abb. 285 und 286 dieselben Maschinen, die als ortsfeste Maschinen in Abb. 265c und 266a beschrieben sind. Der Vollastverbrauch von Viertakt-Schiffsdieselmotoren liegt im allgemeinen bei etwa 165 bis 180 g/PSh für Schnellläufer und bei etwa 155—165 g/PSh für Langsamläufer.

Schnellläufer als Antriebsmaschinen für U-Boote haben bei Nennleistung Nutzdruclce von $p_e = 6,5$ kg/cm² ohne Aufladung bis zu $p_e = 8,5$ kg/cm² mit Aufladung, letztere bei einem etwas höheren Verbrauch von 170—185 g/PSh.

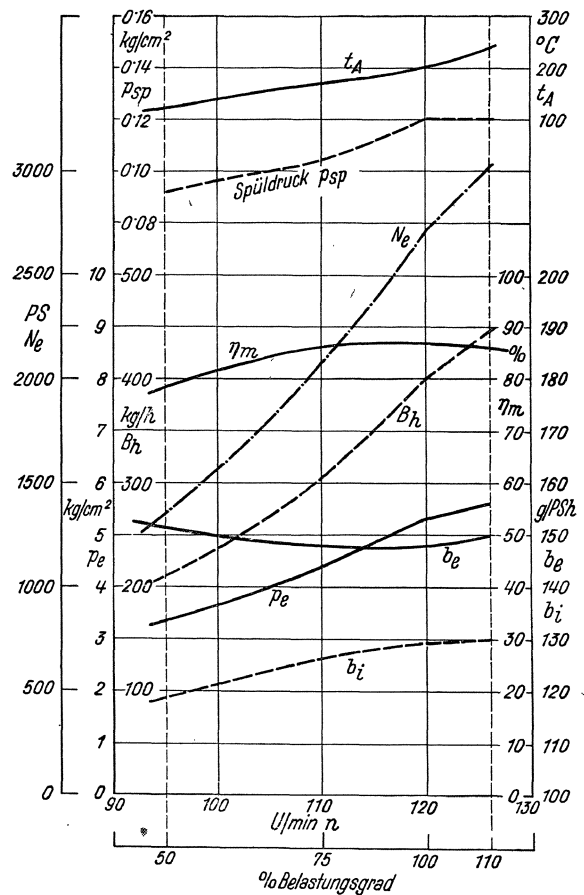


Abb. 289. Einfachwirkender Zweitakt-Schiffsdieselmotor (Armstrong-Sulzer), 6 Zyl. Strahlverfahren, elektrisch fremdgetriebenes Spülluftgebläse, $D = 600$ mm $S = 1130$ mm, $V_h = 3201$ l, $V_H = 1920$ l.

β) Zweitaktmotoren.

Als Schiffsantriebsmaschinen größerer Leistung werden Zweitaktmaschinen entweder einfachwirkend mit einem Nutzdruck bei Nennleistung von $p_e = 4,5$ bis $5,0$ kg/cm² oder doppelwirkend mit einem Nutzdruck von ungefähr $4,75$ kg/cm² an der Kolbenoberseite ausgeführt, während auf der Unterseite der Nutzdruck um ungefähr 10% kleiner ist.

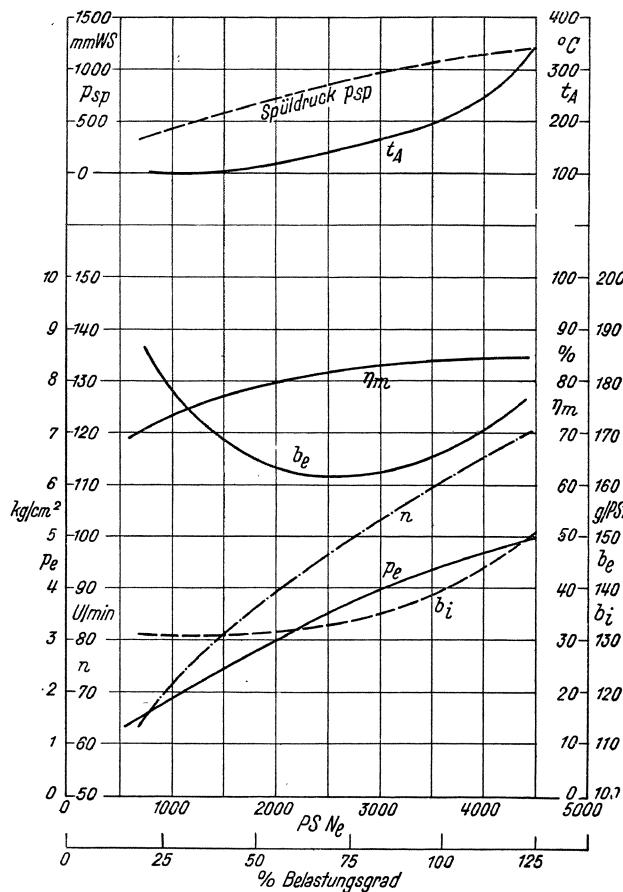


Abb. 290.

Beispiele für Verbrauchs- und Betriebskennlinien, sowie von Wärmebilanzen einfachwirkender Zweitaktmaschinen geben die Abbildungen: Abb. 288 bis 293 für Langsamläufer und Abb. 294 für eine rascher laufende Maschine.

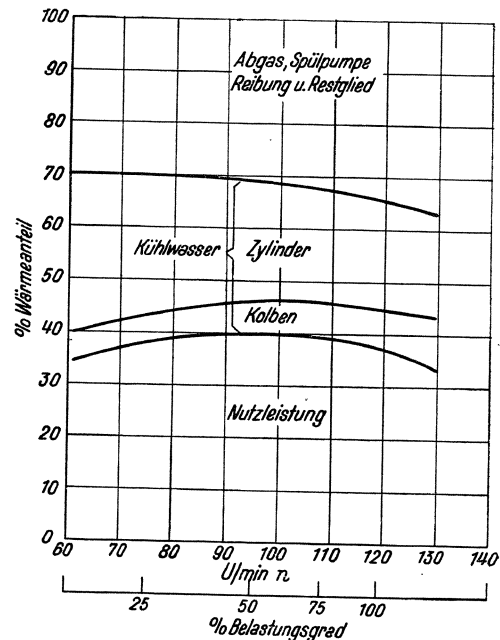


Abb. 291. Wärmebilanz.

Abb. 290 und 291. Einfachwirkender Zweitakt-Schiffsdieselmotor (Krupp) 8 Zyl. Kraftstoffeinspritzung nach ARCHAIOULOFF; Överspülung mit Absaugschlitzen, $D = 650$ mm, $S = 1250$ mm, $V_h = 415$ l, $V_H = 3320$ l.

Kennlinien doppelwirkender Zweitaktmaschinen sind in den Abb. 295 und 296 wiedergegeben.

Der Nutzverbrauch liegt bei Nennleistung zwischen 150 und 175 g/PSh. Die bezogenen Teillastverbräuche weichen im Schiffsbetrieb nur verhältnismäßig wenig vom Vollastverbrauch ab; die Unterschiede zwischen Volleistung und Viertelastleistung betragen kaum 20 g/PSh, in manchen Fällen verlaufen die Verbrauchskurven noch wesentlich flacher, wie z. B. in den in Abb. 288 und 289 dargestellten Fällen.

Die Überlastbarkeit der Maschinen ist meist sehr beträchtlich; so konnte bei der in Abb. 292 und 293 ausgewerteten Maschine mit 25% und selbst 35% Überlast unter der Rauchgrenze gefahren werden.

Der mechanische Wirkungsgrad liegt einschließlich der für die Spülpumpen aufgewendeten Leistung durchwegs hoch. Er erreicht bei einfachwirkenden Maschinen für kurzhubige Schnellläufer 80 – 82% , für langhubige Motoren 83 – 88% . Bei doppelwirkenden Motoren wird $\eta_m = 83$ – 85% angegeben.

e) Aufgeladene Viertakt-Dieselmotoren.

Zur Leistungssteigerung wird von der Aufladung von Dieselmotoren in jenen Fällen Gebrauch gemacht, wo entweder an Gewicht besonders gespart werden muß oder wo der Platz für die Unterbringung der Maschine beschränkt ist. Im Schiffsbetrieb, hier wieder vor allem für U-Bootsmotoren, und für Fahrzeugmotoren aller Art, findet die Aufladung ihr Anwendungsgebiet. Bei letzteren wird sie bisher allerdings nur für Triebwagenmotoren angewendet, während für Kraftwagenmotoren die Aufladeverfahren noch keinen Eingang gefunden haben, nicht etwa, weil sie hier nicht am Platze wären, als vielmehr deshalb, weil es an geeigneten kleinen, rasch laufenden Aufladegeräten am Markte mangelt.

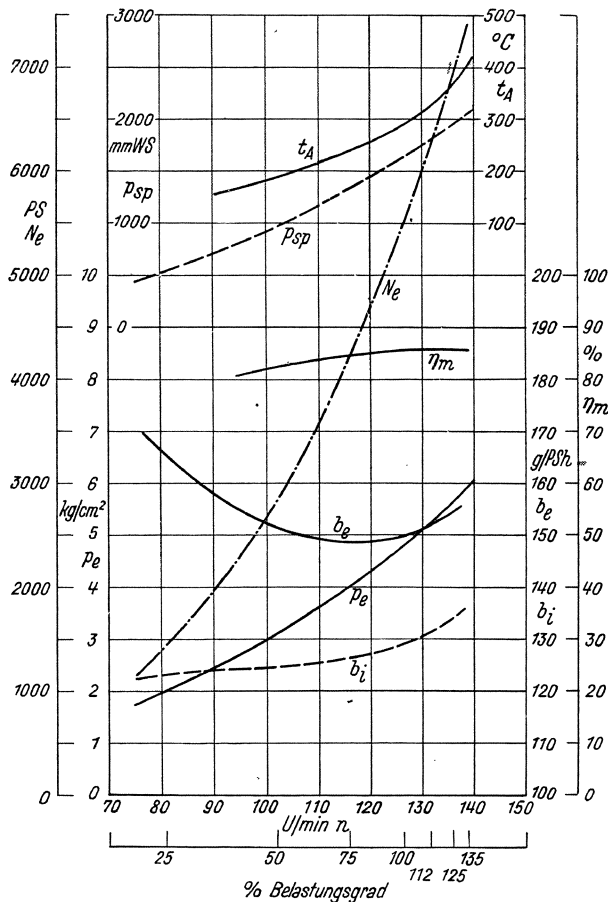


Abb. 292.

Bei letzteren wird sie bisher allerdings nur für Triebwagenmotoren angewendet, während für Kraftwagenmotoren die Aufladeverfahren noch keinen Eingang gefunden haben, nicht etwa, weil sie hier nicht am Platze wären, als vielmehr deshalb, weil es an geeigneten kleinen, rasch laufenden Aufladegeräten am Markte mangelt.

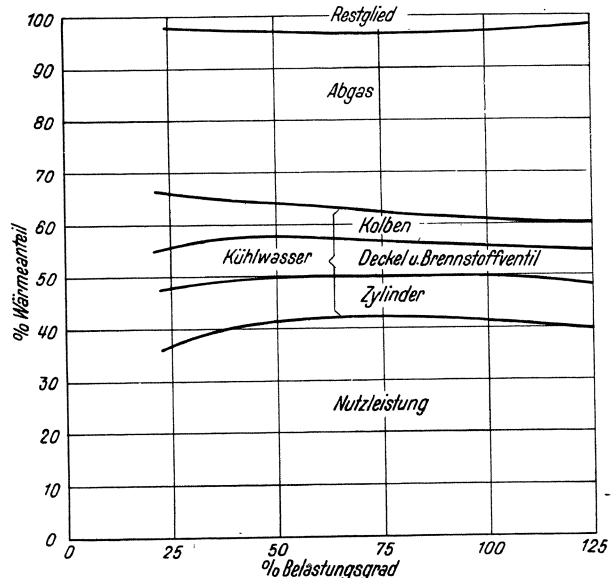


Abb. 293. Wärmebilanz.

Abb. 292 und 293. Einfachwirkender Zweitakt-Schiffsdieselmotor (Sulzer) 8 Zyl. Schmieröl- und Kühlwasserpumpen fremdangetrieben; $D = 720$ mm, $S = 1250$ mm. $V_h = 509$ l, $V_H = 4070$ l. ($H_u = 10138$ kcal/kg).

Die Aufladung kann entweder mit mechanisch unmittelbar vom Motor oder fremd angetriebenen Gebläse erfolgen, oder es kann das Gebläse mittelbar vom Motor durch eine Abgasturbine angetrieben werden.

Dem geänderten Anfangszustand der Frischladung entsprechend wird das Verdichtungsverhältnis beim aufgeladenen Motor, sofern das sichere Anfahren der kalten Maschine es gestattet, meist etwas herabgesetzt, damit bei höchster Aufladung die Höchstdrücke der nicht aufgeladenen Maschine nicht wesentlich überschritten werden. Neben der Leistungserhöhung, die dem größeren im Zylinder arbeitenden Luftgewicht entspricht, wird ein weiterer Leistungsgewinn durch die Spülung des Verbrennungsraumes erzielt, welche den Gaswechsellvorgang beim Auflademotor kennzeichnet und die durch ein Übergreifen der Ventil-Steuerzeiten ermöglicht wird.

Der innere Verbrauch der aufgeladenen Maschine liegt im allgemeinen nicht ungünstiger als bei der nicht aufgeladenen Maschine. Bei gleichem Mitteldruck wird er im Gegenteil durch den größeren Luftüberschuß wesentlich herabgesetzt. Mit steigendem Aufladegrad

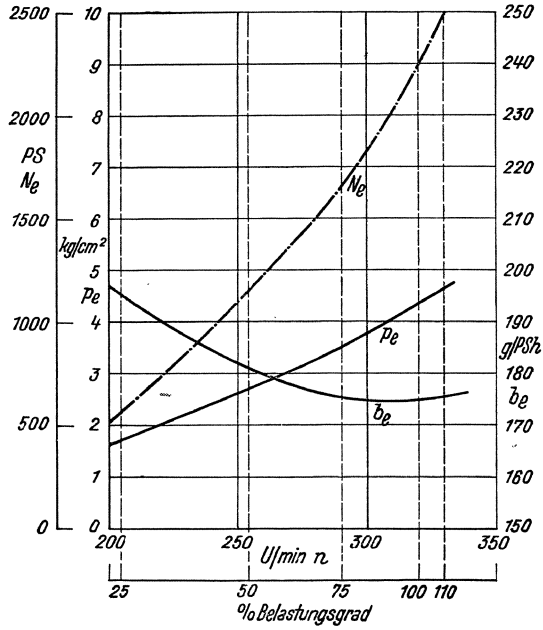


Abb. 294. Einfachwirkender Zweitakt-Schiffsdieselmotor (Sulzer) 12 Zyl. Tauchkolben $D = 360$ mm, $S = 600$ mm, $V_h = 611$, $V_H = 7321$.

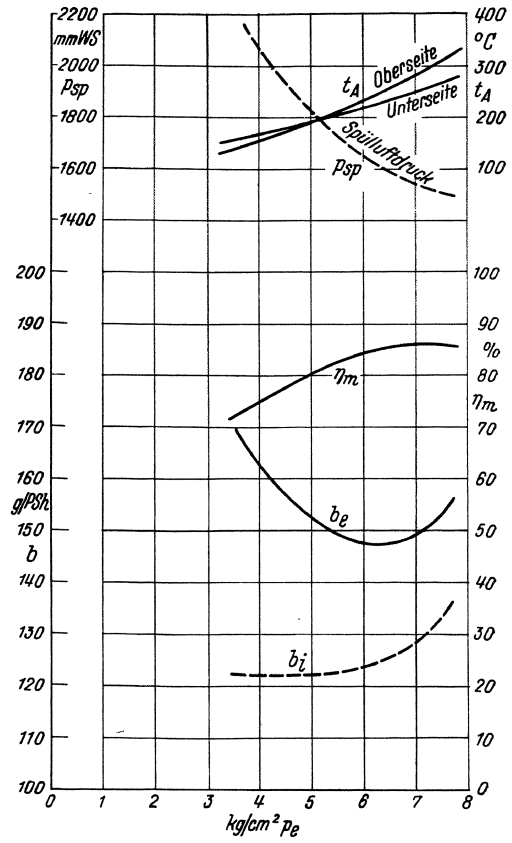


Abb. 295. Doppelwirkender Zweitakt-Schiffsdieselmotor (Burmeister und Wain) 6 Zyl. $D = 620$ mm, $S = 1400$ mm, $V_h = 422,5$ l, $V_H = 2535$ l. 7000 PS bei 105 U/min. (Messungen bei gleichbleibender Drehzahl und abnehmendem Spülluftdruck.)

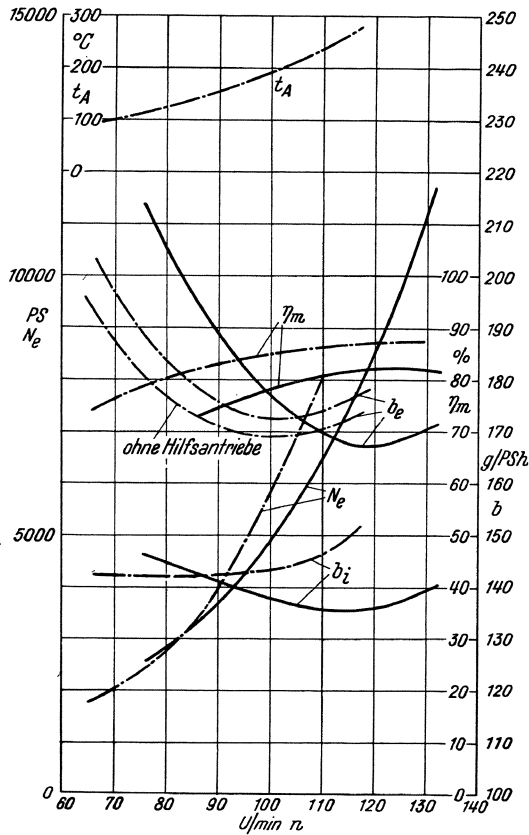


Abb. 296. Doppelwirkende Zweitaktmotoren
 a ——— (Shinko, Japan) 8 Zyl. Strahlverfahren. $D = 760$ mm, $S = 1200$ mm, $V_h = 5451$, $V_H = 4360$ l,
 b - - - - - (Mitsubishi, Japan) 8 Zyl. Druckeinspritzung, $D = 720$ mm, $S = 1200$ mm, $V_h = 488$ l, $V_H = 3904$ l.

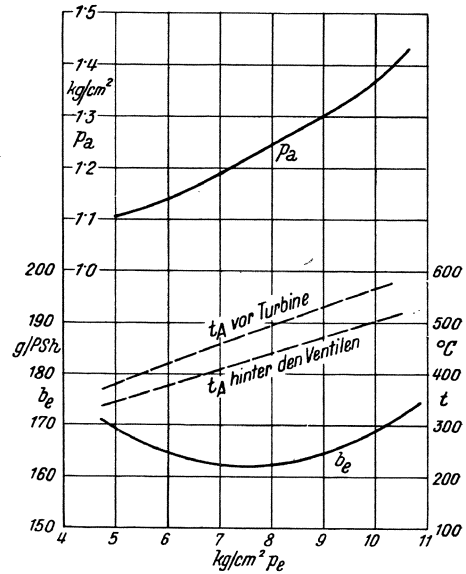


Abb. 297. Aufgeladener Viertakt-Dieselmotor (MAN) 10 Zyl. Abgasturbogebläse nach Büchi; $D = 310$ mm, $S = 345$ mm, $V_h = 26,9$ l, $V_H = 269$ l; $\epsilon = 13,5$. 1150 PS nicht aufgeladen, 1750 PS aufgeladen bei 700 U/min.

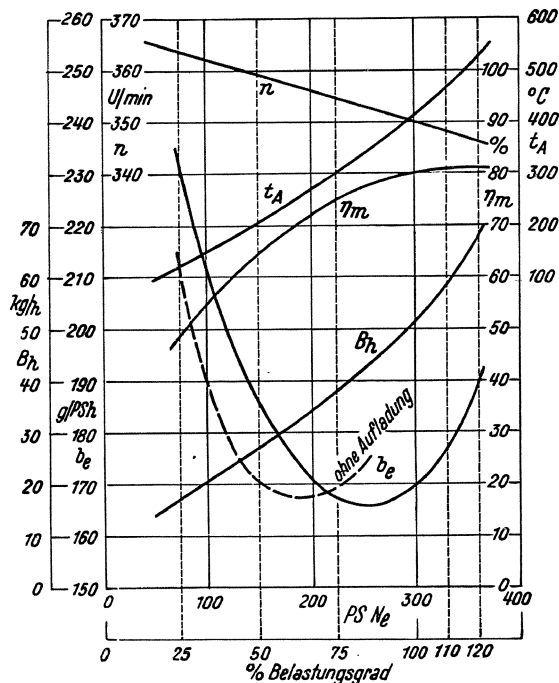


Abb. 298. Viertakt-Dieselmotor (Krupp) 4 Zyl. aufgeladen mit Kapselgebläse. Strahlverfahren; $D = 295 \text{ mm}$, $S = 420 \text{ mm}$, $V_h = 28,81$, $V_H = 115 \text{ l}$

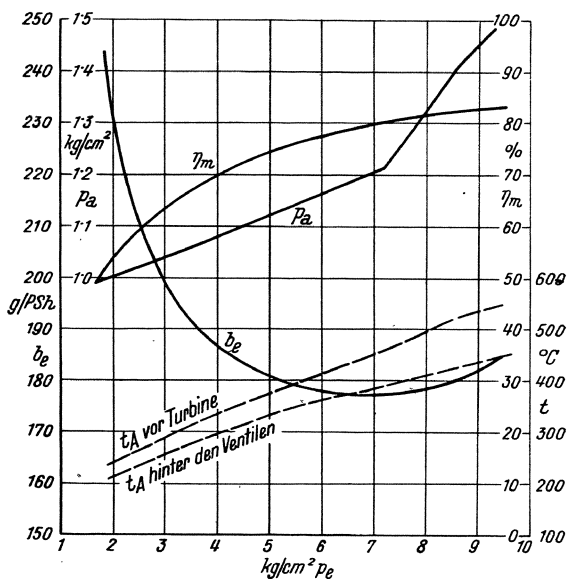


Abb. 299. Aufgeladener Viertakt-Dieselmotor (Lokomotivfabrik Winterthur) 6 Zyl.; Abgasturbogebläse nach Büchi; Luftpfeinblasung; $D = 560 \text{ mm}$, $S = 640 \text{ mm}$, $V_h = 157 \text{ l}$; $V_H = 942 \text{ l}$, 1250 PS bei 167 U/min .

steigt der mechanische Wirkungsgrad (vgl. Abb. 298, 299), da die Reibungsverluste sich durch die Aufladung nur in geringem Maße erhöhen. Der mechanische Wirkungsgrad liegt daher bei Aufladevolleistung meist merklich günstiger als bei Nennleistung ohne Aufladung.

Wird die Antriebsleistung für das Aufladegerbläse von Abgasturbinen geliefert, so liegt der Nutzverbrauch günstiger als beim mechanisch angetriebenen Gebläse.

Für die verschiedenen Anwendungsgebiete geben die folgenden Abbildungen einige Beispiele wieder:

Die Abb. 248, 249, 255 bis 257 auf S. 173 u. f. zeigen Kennlinien aufgeladener Triebwagenmotoren und Lokomotivmotoren. Die Aufladung erfolgt hier mit Abgasturbogebläsen nach dem Bücherverfahren.

Die Abb. 297 bis 299 zeigen die Kennlinien aufgeladener ortsfester Motoren mittlerer Größe, die Abb. 300 bis 302 jene von mittleren und größeren Schiffsmotoren. In der

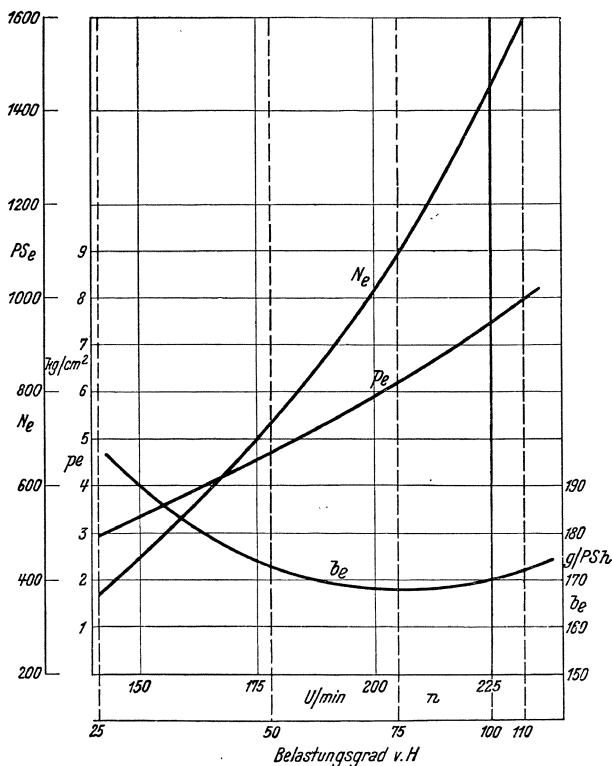


Abb. 300. Aufgeladener Viertakt-Schiffs-Dieselmotor (Krupp) 6 Zyl., aufgeladen mit Kapselgebläse; $D = 460 \text{ mm}$, $S = 780 \text{ mm}$, $V_h = 129,51$, $V_H = 777 \text{ l}$.

Abb. 298 ist zur Verbrauchskurve des aufgeladenen Motors auch jene der unaufgeladenen Maschine eingetragen; durch die Aufladung steigt in diesem Fall die Leistung

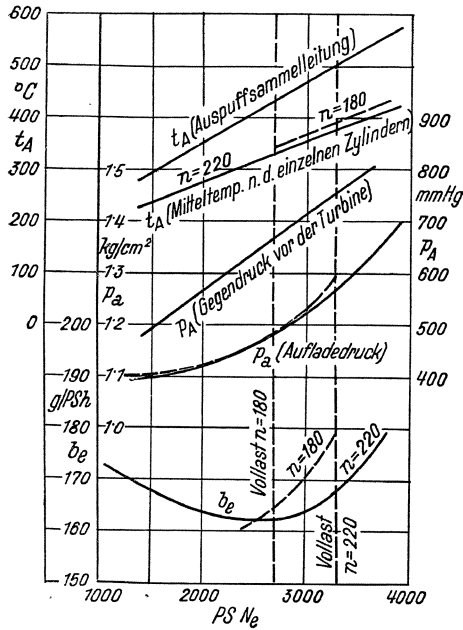


Abb. 301.

Aufgeladener Viertakt-Schiffs-Dieselmotor (Krupp) 9 Zyl. Abgasturbogebläse nach Büchi; $D = 570$ mm, $S = 750$ mm, $V_h = 191,5$ l, $V_H = 1720$ l.

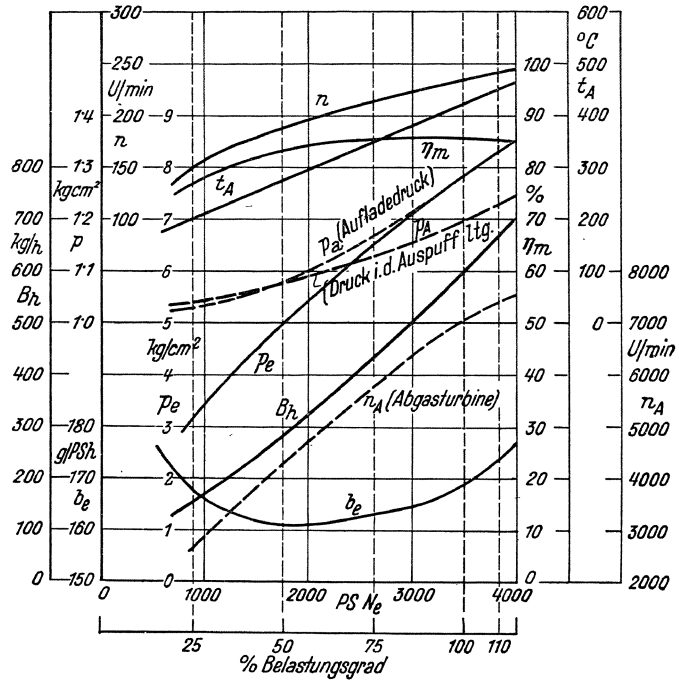


Abb. 302.

von 225 auf 300 PS, also um 33,3 %, wobei der Aufladedruck bei Vollast 0,29 atü beträgt. Die Vollastverbräuche liegen in beiden Fällen gleich hoch, allerdings bei

$p_e = 7,5$ kg/cm² für den Auflademotor gegenüber $p_e = 5,6$ kg/cm² für den Normalmotor. Der Mindestverbrauch liegt für den Auflademotor um etwa 2 g/PS h günstiger.

Bemerkenswert ist die große Überlastbarkeit der aufgeladenen Motoren; insbesondere trifft dies für Abgasturboaufladung zu, bei der die Gebläsedrehzahl mit steigender Belastung ebenfalls ansteigt und damit der Aufladedruck erhöht wird.

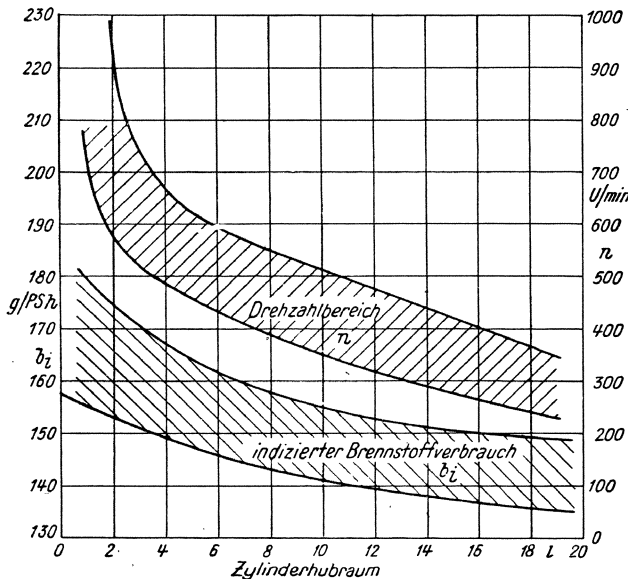


Abb. 303. Indizierter Kraftstoffverbrauch von Zweitakt Dieselmotoren mit Kurbelkastenspülung.

f) Zweitakt Dieselmotoren mit Kurbelkastenspülpumpe.

Zweitaktmotoren mit Kurbelkastenspülpumpe wurden wegen ihrer einfachen Bauart, ungeachtet des niedrigen erreichbaren Nutzdruckes für kleinere Leistungen sehr häufig verwendet. Sie wurden durch den schnellaufenden Vier-

taktmotor in neuerer Zeit aus ihren Anwendungsgebieten zum Teil verdrängt, finden aber als gewerbliche Antriebsmaschinen und als Schiffsmaschinen noch heute Verwendung.

Abb. 303 gibt die mittleren inneren Verbrauchswerte derartiger Maschinen und die zugehörigen Drehzahlbereiche über den für diese Bauart in Frage kommenden Zylindergrößen wieder. Der erreichbare mittlere Nutzdruck liegt bei $p_e = 3,0 \text{ kg/cm}^2$ für einfache Kolben und bei $p_e = 3,5 \text{ kg/cm}^2$ für Stufenkolben. Da aber die mechanischen Reibungsverluste bei diesen Motoren infolge des Wegfallens aller Steuerungsantriebe auch noch im Verhältnis zu diesen p_e -Werten gering bleiben, können günstige Nutzverbrauchswerte erzielt werden; so hat z. B. ein Vierzylindermotor mit Stufenkolben und direkter Einspritzung bei $p_e = 3,5 \text{ kg/cm}^2$ einen Nutzverbrauch von etwa 180 g/PS_h (vgl. Abb. 304). Für einen Vierzylindermotor gleicher Art wie in Abb. 304 beschrieben, wird die Vollast-Wärmebilanz wie folgt angegeben:

Nutzleistung . . .	632 kcal/h	36,2 %
Reibung und Spül- pumpenarbeit .	163 „	9,2 %
Kühlwasserwärme	440 „	25,2 %
Auspuff, Strah- lung, Leitung,		
Restglied. . . .	515 „	29,4 %
Summe:	1750 kcal/h	100,0 %

Der mechanische Wirkungsgrad dieser Maschine übersteigt 80 %.

2. Niederdruckmotoren.

Durch das von K. J. E. HESSELMANN ausgearbeitete Niederdruckverfahren für den Betrieb schnelllaufender Öleinspritzmotoren wird angestrebt, die Verwendung schwerflüchtiger Kraftstoffe in Fahrzeug- und ähnlichen Motoren dadurch zu erleichtern, daß die hohen Verdichtungs- und Verbrennungsdrücke des Dieselverfahrens vermieden werden. Mit Verdichtungsverhältnissen von etwa 5,5—6 werden die Verbrennungsdrücke im Zylinder bei diesem Verfahren nicht höher als im Ottomotor. Die Bauweise solcher Motoren ist daher leichter als die von Dieselmotoren.

Trotz der etwas größeren baulichen und betrieblichen Empfindlichkeit dieser Motoren-gattung und ihrer geringeren Wirtschaftlichkeit hat sie sich vor allem in den skandinavischen Ländern sowie in den Vereinigten Staaten verbreitet (vgl. auch Zahlentafel 1 auf S. 155). Niederdruckmotoren haben sich dort ein ausgedehntes Anwendungsgebiet in Lastkraftwagen, Schleppern, Autobussen, ferner auch als Triebwagenmotoren und Bootsmotoren gesichert und werden bis zu Zylinderinhalten von etwa 8 Litern bei Zylinderleistungen von etwa 40 PS gebaut.

Zur Zündung verwendet das Verfahren Zündkerzen der üblichen Bauart. Es arbeitet mit direkter Einspritzung, vermeidet aber hohe Einspritzdrücke; diese betragen etwa 60 at. Zur Verteilung des Kraftstoffs erhält die angesaugte Frischluft durch einseitiges Abschirmen des Einlaßventiles eine kreisende Bewegung. In den kreisenden Luftstrom wird gegen Ende des Verdichtungshubes der Kraftstoff allmählich in fein verteiltem Zustand derart eingeführt, daß insbesondere der an der Zündkerze vorbeistreichende Teil der Luft mit Kraftstoff genügend gesättigt ist, um leicht zu zünden. Beginn und Ende

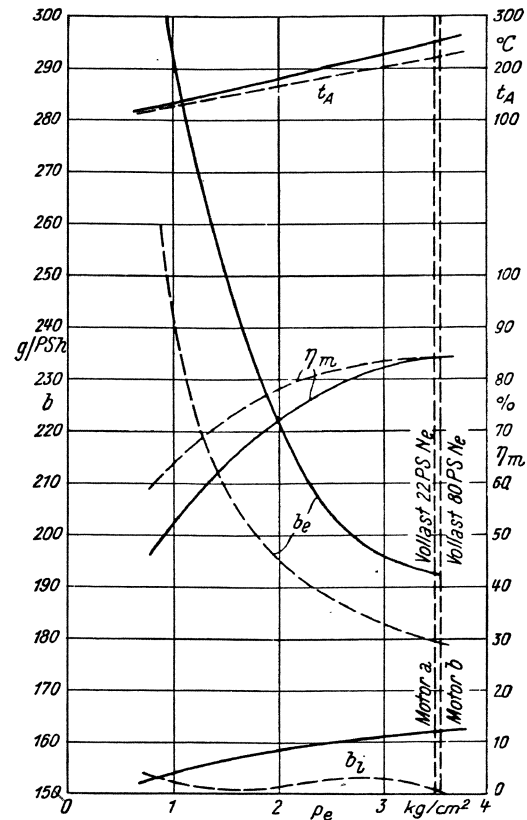


Abb. 304. Kennlinien von Zweitakt-Dieselmotoren mit Kurbelkastenspülung mit Stufenkolben
 a ——— 2 Zyl. $D = 110 \text{ mm}$, $S = 150 \text{ mm}$, $V_h = 2,85 \text{ l}$, $V_H = 2,85 \text{ l}$, $\epsilon = 16$, $n = 1000 \text{ U/min}$.
 b - - - - 4 Zyl. $D = 130 \text{ mm}$, $S = 190 \text{ mm}$, $V_h = 2,53 \text{ l}$, $V_H = 10,12 \text{ l}$, $\epsilon = 16$, $n = 1000 \text{ U/min}$.

der Einspritzung müssen gegenüber dem Zeitpunkt des Funkenüberschlages an der Kerze so abgestimmt werden, daß das Vorbeistreichen der Kraftstoffwolke an der Kerze und der Funkenübertritt zeitlich übereinstimmen. Ändert sich die Kraftstoffmenge entsprechend den Betriebsbedingungen, so muß auch Menge und Drehgeschwindigkeit der

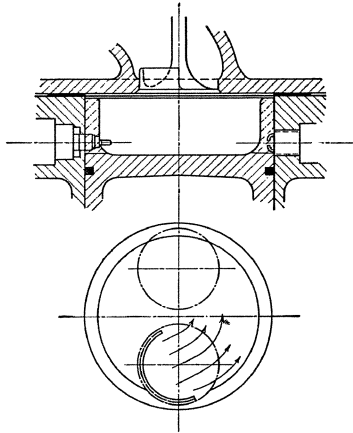


Abb. 305. Hesselman-Brennraum älterer Bauart.

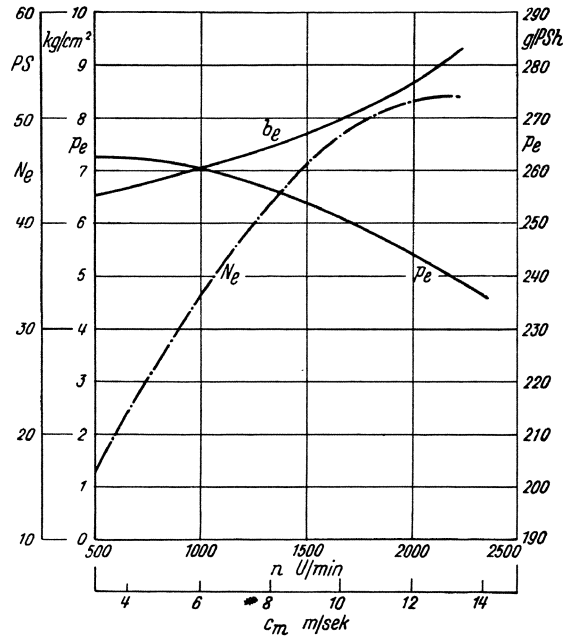


Abb. 306. Kennlinien des Motors Abb. 305 4 Zyl.; $D = 110$ mm, $S = 180$ mm, $V_h = 1,711$, $V_H = 6,84$ l.

Luft geändert werden. Um ein innerhalb der Zündgrenze liegendes Mischungsverhältnis in der Wolke zu erhalten, wird mit abnehmender Kraftstoffmenge die Ansaugleitung gedrosselt.

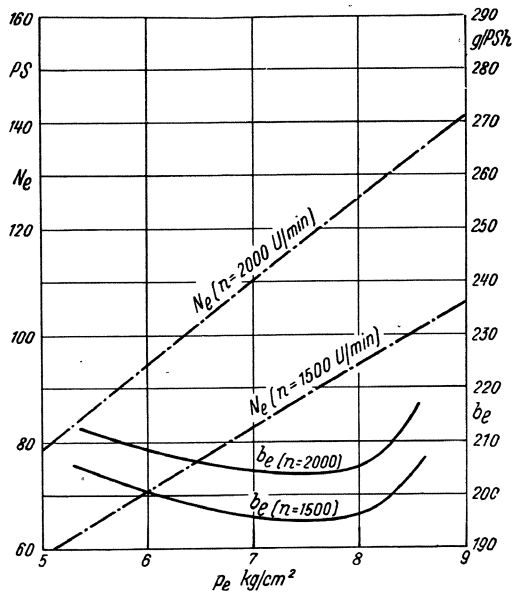


Abb. 307.

Bei steigender Belastung wird ein immer größerer Anteil des Kraftstoffes auch in den restlichen Teil der im Zylinder kreisenden Luft, der nicht unmittelbar am Funken der Zündkerze vorbeistreicht, eingespritzt. Bei Vollast beginnt die Einspritzung etwa $50-60^\circ$ KW vor dem oberem Totpunkt und endet $25-30^\circ$ KW nach diesem.

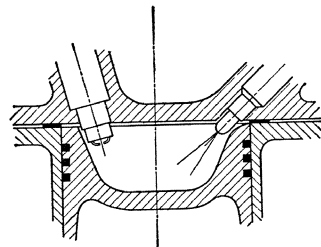


Abb. 308.

Abb. 307 und 308. Kennlinien und Brennraum eines Niederdruck-Fahrzeugmotors (Waukesha-Hesselman, USA) 6 Zyl.; $D = 105$ mm, $S = 136$ mm, $V_h = 1,18$ l, $V_H = 7,07$ l, $\epsilon = 7,5$.

Um das Auftreffen der eingespritzten Kraftstofftröpfchen auf die gekühlten Zylinderwandungen zu verhindern, besitzt der Kolben einen hoch emporgezogenen Kragen. Einspritzdüse und Zündkerze ragen bei einer früheren Bauart (Abb. 305) durch Schlitze

dieses Kragens in das Innere des zylindrischen Verbrennungsraumes; der eingebrachte Kraftstoff trifft auf den heißen Kolbenkragen auf, wodurch das Wegwaschen des Schmieröls von den Zylinderwandungen vermieden wird. Die Einspritzdüse liefert zwei Strahlen, die beide etwa nach waagrecht liegenden Sehnen im Verbrennungsraum verlaufen. Die Zündkerze liegt in ihrem Schlitz gegen das direkte Auftreffen von Kraftstofftröpfchen geschützt. Die Zündung im Leerlauf wird dadurch unterstützt, daß eine Kante des Kolbenschlitzes an der Kerze zugeschärft ist, wodurch dort ein örtlicher kräftiger Wirbel in der kreisenden Luft entsteht. Abb. 306 zeigt Leistungs- und Verbrauchskurven eines solchen Motors.

Abb. 307 gibt die Verbrauchskurven eines Waukesha-Hesselman-Motors mit abgeänderten Verbrennungsraum nach Abb. 308 wieder. Die Lage von Düse und Kerze ist hier so gewählt, daß die Schlitz im Kolbenkragen fortfallen. Der Kolben baut hierdurch kürzer, die Kolbenringe können, da der Kolben kühler bleibt, höher sitzen. Dadurch kann das Verdichtungsverhältnis erhöht und der Verbrauch gesenkt werden.

In bezug auf die Qualität des Kraftstoffes ist der Hesselman-Niederdruckmotor in weiten Grenzen unempfindlich.

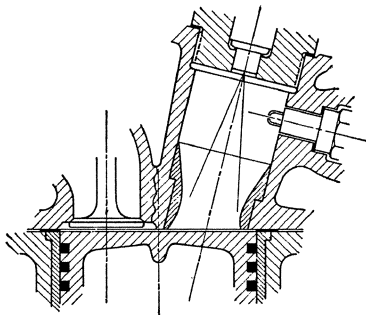


Abb. 309.

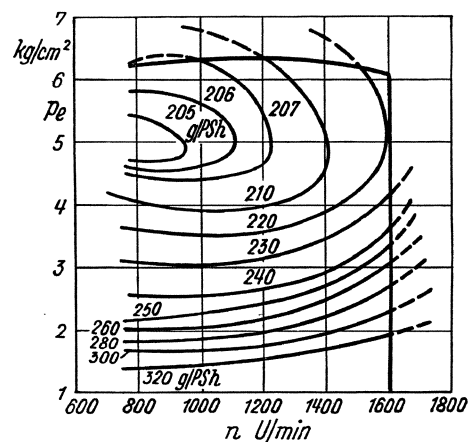


Abb. 310.

Abb. 309 und 310. Brennraum und Kennlinien eines Niederdruck-Fahrzeugmotors (Fiat-Boghetto) 4 Zyl. $D = 95$ mm
 $S = 140$ mm, $V_h = 0,99$ l. $V_H = 3,97$ l, $\epsilon = 7,2$. Betrieb mit Gasöl.

Die hohe örtliche Temperatur des elektrischen Zündfunken genügt auch zur Zündung von thermisch stabileren Kraftstoffen, so daß sich der Motor praktisch mit jedem einspritzfähigen Kohlenwasserstoff betreiben läßt. Der mittlere Nutzdruck der Maschine kann hoch angesetzt werden. Bei einem $p_e = 7$ kg/cm² für die Nennleistung ergibt sich noch eine hinreichende Leistungsreserve für die Maschine.

Entsprechend dem niedrigeren Verdichtungsverhältnis und der nicht vollkommenen Gemischbildung liegt der innere Verbrauch von Niederdruckmotoren mit 180—195 g/PSH wesentlich höher als jener von Dieselmotoren; der hohe mechanische Wirkungsgrad, der sich aber durch die Beschränkung der Höchstdrücke erreichen läßt (Niederdruckmotoren erreichen bei Vollast mechanische Wirkungsgrade bis zu 87%), ergibt trotzdem beachtlich günstige Nutzverbrauchsziffern. Der Nutzverbrauch bei Vollast liegt zwischen 205 und 230 g/PSH.

Als weiteres Beispiel für einen Niederdruckmotor sei der Boghetto-Motor erwähnt, der von FIAT, Turin nach Patenten von Boghetto für die Verwendung in den Kolonien entwickelt wurde.

Der Motor hat eine vom Zylinder abgetrennte Verbrennungskammer von der Form eines länglichen Zylinders (Abb. 309) mit einer Doppelkegeldüse an der Mündung; diese liegt schräg und exzentrisch zur Achse des Motorzylinders.

Die während des Verdichtungshubes in die Verbrennungskammer gedrückte Luft wird dort allmählich mit dem Kraftstoff angereichert. Die Einspritzung erfolgt durch eine geschlossene Düse. Unter Vermeidung jeder zusätzlichen Verwirbelung soll sich das Ge-

misch geschichtet in der Verbrennungskammer derart lagern, daß die vom vorhergehenden Arbeitshub zurückgebliebenen Abgasreste unvermischt an der Oberseite der Kammer zusammengedrückt werden. Die Zündung erfolgt elektrisch in dem Augenblick, in welchem

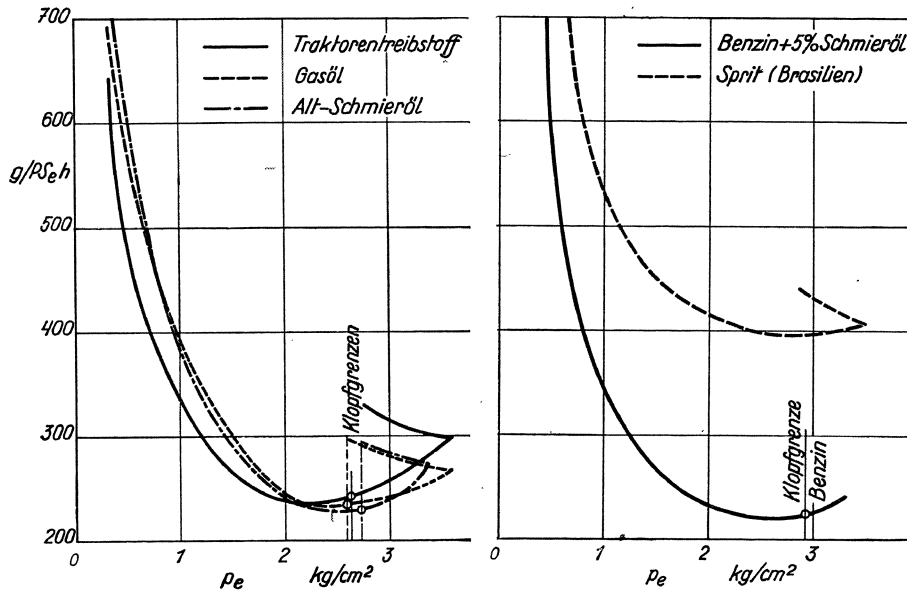


Abb. 311. Kraftstoffverbrauch für verschiedene Brennstoffe.

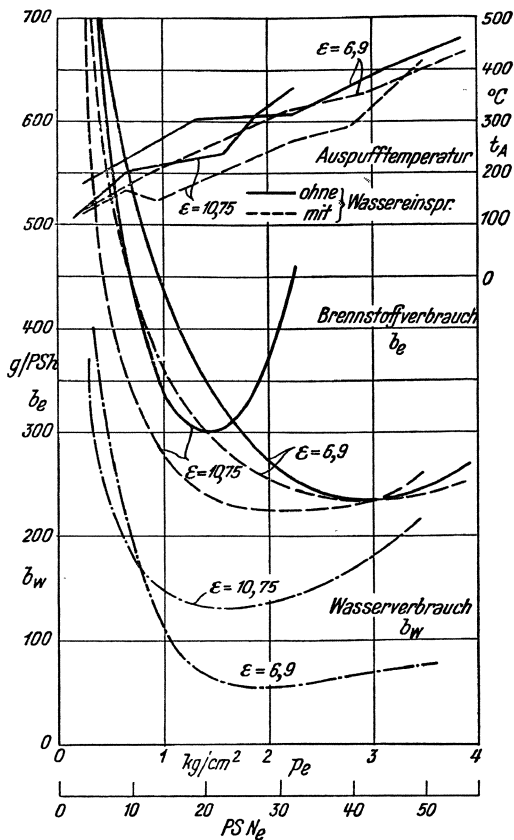


Abb. 312. Kraftstoffverbrauch mit und ohne Wasserzusatz bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen.

die geschichtete Ladung in der Kammer die Höhe der Zündkerze erreicht hat.

Der Motor arbeitet mit einem Verdichtungsverhältnis von 7,2. Gewöhnlich wird der Motor mit Dieselmotorkraftstoff betrieben, doch arbeitet er auch mit Petroleum, Benzin, Benzol, Spiritus, Methan usw., ohne daß irgend eine Änderung oder Umstellung erforderlich ist. Abb. 310 zeigt die Meßergebnisse beim Betrieb mit Gasöl. Neben günstigen Vollastverbräuchen sind die niedrigen Verbrauchsziffern bei Teillasten bemerkenswert. Sie sind außer im günstigen mechanischen Wirkungsgrad darin begründet, daß der Motor auch bei Teillasten mit voller Luftfüllung, also ohne Drosselung arbeitet. Der Verdichtungsdruck erreicht etwa 10 kg/cm², der Zündhöchstdruck etwa 30 kg/cm². Der Gang der Maschinen ist weich, die Verbrennung vollständig und auch bei 10% Überlast noch rauchfrei.

Abb. 311 und 312. Versuchsergebnisse an einem Glühkopfmotor (Lanz-Buldogg.) Liegender Einzylinder-Zweitaktmotor mit Kurbelkastenspülpumpe. $D = 225$ mm, $S = 260$ mm, $V_H = 10,35$ l. $n = 630$ U/min.

3. Glühkopfmotoren.

Trotz ihres hohen Kraftstoffverbrauches werden Glühkopfmotoren, ausgeführt als Zweitaktmotoren mit Schlitzspülung und Kurbelkastenspülpumpe, wegen ihrer einfachen robusten Bauart und ihrer Unempfindlichkeit auch heute noch vielfach in rauen Betrieben dort angewendet, wo eine Wartung durch geschulte Kräfte nicht vorausgesetzt wird, wie z. B. in der Landwirtschaft, sowie in der Binnen- und Küsten-Schiffahrt für Fischereifahrzeuge usw. Die Betriebsverhältnisse in diesen Verwendungsgebieten kommen der Verbrauchscharakteristik des Motors insofern entgegen, als hier zumeist mit gleichbleibender Belastung in der Nähe der Vollast gefahren wird, bei welcher auch der Glühkopfmotor Verbrauchswerte von rund 240 g/PS_{eh} erreicht, während der Verbrauch bei Teillasten nach Abb. 311 sehr steil ansteigt. Die Zahlentafel 2 und Abb. 311 zeigen die Ergebnisse von Verbrauchsaufnahmen mit verschiedenen Brennstoffen und geändertem Verdichtungsverhältnis.

Zahlentafel 2.

Kraftstoff	γ g/cm ³	Flammpunkt °C	Hu kcal/kg		$N_{e\ max}$ PS	$b_{e\ min}$ g/PS h
Traktorentreibstoff	0,828	39	10030	8,6	52	235
Gasöl (Shell) . .	0,847	76	10301	6,3	50	235
Alt-Schmieröl . .	0,847	208	10250	6,3	48	235
Benzin.	0,74	25	11000	8,95	56	220
Sprit (Brasilien) .	0,824	12	5404	10,32	50	390

Bei der Verwendung mancher schwer zu verarbeitender Erdölrückstände, wie z. B. von rumänischer Pacura D, von russischem Naphta, von Masut u. dgl. treten im Glühkopfmotor Verbrennungsschwierigkeiten auf, die sich in Klopferscheinungen äußern und vor allem zähe Rückstandbildungen an Kolbenboden und Verbrennungsraumwänden zur Folge haben. Diese Störungen können durch Wasserzugaben zum eingespritzten Kraftstoff vermieden werden. Wie aus Abb. 312 zu entnehmen ist, wird durch Wasserzusatz auch die Wirtschaftlichkeit der Maschine verbessert. Die Verbrennung verläuft dann am günstigsten, wenn das Einspritzwasser erst zu Ende des Verdichtungshubes bzw. zu Beginn der Verbrennung in den Glühkopf eingebracht wird. Die Verdichtungstemperatur wird dann nur wenig beeinflußt und die Verbrennung setzt schnell und vollkommen ein. Durch die Wasserzugabe wird vor allem die Temperatur der Brennraumschale gesenkt. Der Anfall an Verbrennungsrückständen ist hierbei günstiger als beim wasserfreien Betrieb, so daß die Betriebsdauer zwischen zwei Brennraumreinigungen um ein Vielfaches verlängert werden kann.

4. Ottomotoren.

a) Flüssige Kraftstoffe.

Ottomotoren für flüssige Kraftstoffe werden vor allem in Personenkraftwagen, leichten Lastkraftwagen und als Flugmotoren verwendet.

Die Verwendung in leichten Kraftfahrzeugen ist begründet in den gegenüber dem Dieselmotor geringeren Anschaffungskosten, der einfacheren Bedienung, in dem Anpassungsvermögen an die Betriebszustände dieser Fahrzeuggruppen, daneben auch in der einfachen und reinlichen Handhabung des Kraftstoffes und in der Sauberkeit des Betriebes.

Außerdem wird der kleine, billige Ottomotor vielfach als Einbaumotor und als Kraftquelle in der Landwirtschaft und im Kleingewerbe benutzt.

Nach den Angaben in den Heften 2 und 6 hängt der Kraftstoffverbrauch von Ottomotoren wesentlich von der Höhe des Verdichtungsverhältnisses ab. Die obere Grenze für dieses ist dadurch gegeben, daß der Motor in genügendem Abstand von der Klopf-

grenze betrieben werden muß; auf das Klopfen nehmen aber außer dem Verdichtungsverhältnis auch der Kraftstoff, die Form des Brennraumes, der Zündzeitpunkt, die Temperatur der Ansaugluft, die Drehzahl und die Gemischzusammensetzung Einfluß. Den grundsätzlichen Einfluß des Mischungsverhältnisses auf den Kraftstoffverbrauch zeigt

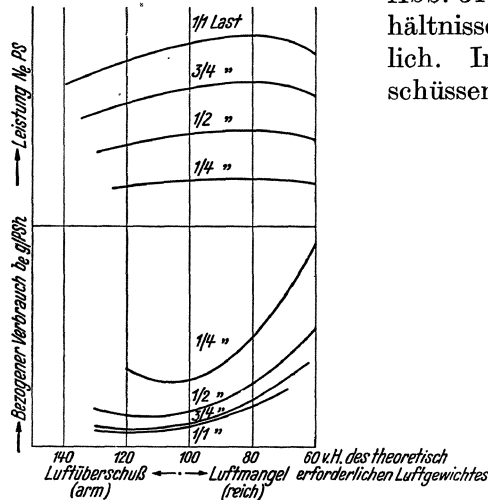


Abb. 313. Einfluß der Gemischzusammensetzung auf Leistung und Verbrauch.

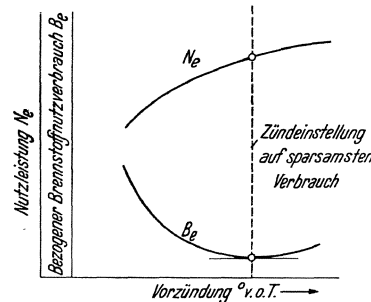


Abb. 314. Einfluß des Zündzeitpunktes auf Leistung und Verbrauch.

bei $\lambda < 1$ die größte Leistung erreicht. Die grundsätzliche Abhängigkeit von Verbrauch und Leistung vom Zündzeitpunkt zeigt Abb. 314.

Einstellung auf günstigsten Verbrauch bei Vollast ergibt im Fahrbetrieb geringeres Beschleunigungsvermögen, überdies ist dadurch bei Viertaktmotoren die Gefahr einer Beschädigung der Auslaßventile und des Kolbens durch Überhitzung, z. T. infolge Nachbrennens der Ladung, größer. Einstellung auf Höchstleistung ergibt dagegen hohen Verbrauch, allerdings bei merkbarer Innenkühlung des Brennraums. Die Vergasereinstellung wird daher als Mittelweg zwischen bester Leistung und geringstem Verbrauch nach

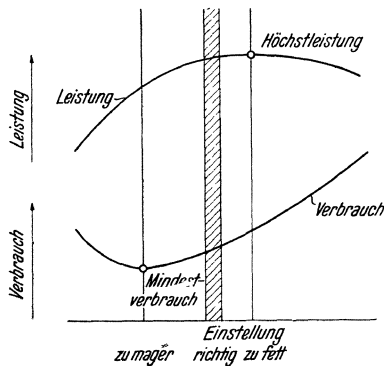


Abb. 315. Einstellung der Gemischzusammensetzung.

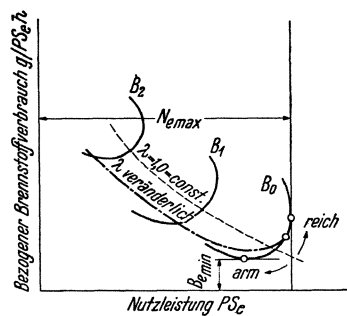


Abb. 316. Gemisch- und Drosselregelung.

Abb. 315 durchgeführt. Diese Einstellung wird durch den Verwendungszweck des Motors mit-

bestimmt. Noch zweckmäßiger ist eine während des Betriebs veränderliche Gemischregelung, so daß bei Vollast mit Kraftstoffüberschuß bei Teillast mit Luftüberschuß gefahren wird. Die Verbrauchskurve kann dadurch nach Abb. 316 verändert werden.

In bezug auf das Fahrverhalten des Motors unterscheidet man elastische und unelastische Einstellung. Bei der elastischen Einstellung liegt der Höchstwert des Drehmomentes im unteren Drehzahlbereich. Die Spitzenleistung des Motors ist verhältnismäßig niedrig. Elastische Motoren arbeiten mit fetterem Gemisch und kleineren Luftquerschnitten im Vergaser; diese Einstellung ist im Deutschen Reich und in USA für den Fahrbetrieb vorherrschend. Bei Sport- und Rennwagen wird die Einstellung unelastisch vorgenommen. Der Motor hat dann sein höchstes Drehmoment im oberen Drehzahlbereich und erreicht dadurch höhere Spitzenleistungen. Im Ausland wird diese Einstellung vielfach auch im normalen Fahrbetrieb verwendet.

Ob ein Motor in die eine oder in die andere Gruppe fällt, hängt vor allem von der Ausbildung seines Ansaugsystems, der Vergaserquerschnitte, sowie von den Steuerzeiten und Ventilerhebungskurven ab.

Der Spielraum, der in der Einstellung des Vergasers möglich ist, bewirkt zusammen mit den Auswirkungen verschiedener Brennraumgestaltung und der Zündpunkteinstellung, daß die Verbräuche von Ottomotoren verhältnismäßig viel weiter von einander abweichen, als jene von Dieselmotoren.

Abweichungen vom normalen Verbrauch können bei Vergasermotoren vor allem durch schlecht arbeitende Zündanlagen und durch Fehler im Vergaser und in der Saugleitung entstehen.

α) Viertaktmotoren.

Viertaktotomotoren erreichen zur Zeit etwa die folgenden Drehzahlen und Verbrauchsziffern:

Motorengattung	Drehzahl	Nutzverbrauch g/PS _h bei Dauerleistung
Kraftradmotoren:		
Hängende Ventile	3800—5500	230—300
Stehende Ventile		250—350
Personenwagenmotoren	2800—4500	230—350
Rennwagen	6000—9000	300—450
Lastkraftwagen bis etwa 3 l Gesamthubraum.	2400—3000	235—350

Im allgemeinen weisen kleinere Motoren und solche mit hohen Drehzahlen etwas günstigere Verbrauchswerte auf, als größere und langsamerlaufende.

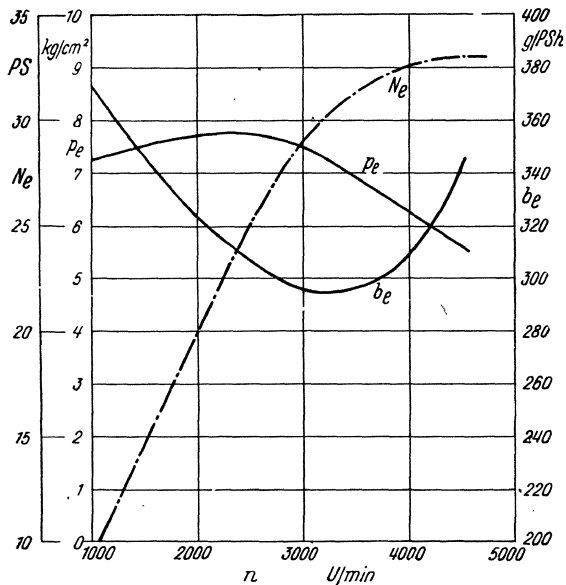


Abb. 317. Viertakt-Ottomotor (Ford) 4-Zylinder-Reihe, stehende Ventile, $D = 63,5$ mm, $S = 92$ mm, $V_h = 0,293$ l, $V_H = 1,17$ l, $\epsilon = 6,6$.

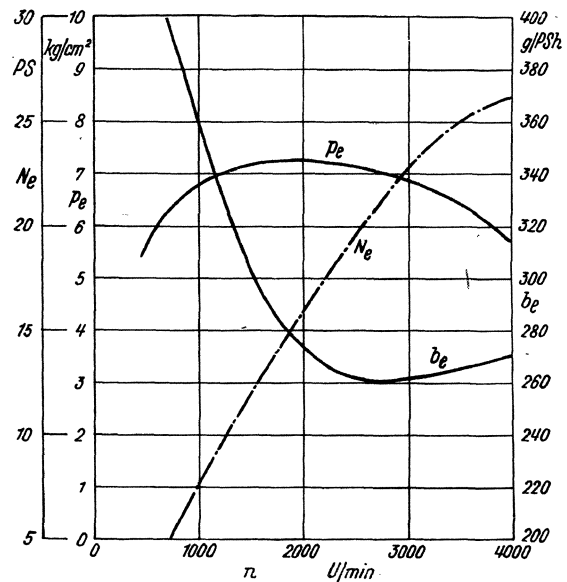


Abb. 318. Viertakt-Ottomotor (Adler) 4-Zylinder-Reihe, stehende Ventile, $D = 65$ mm, $S = 75$ mm, $V_h = 0,279$, $V_H = 0,995$ l, $\epsilon = 6,15$.

In den Abb. 317 bis 326 sind die Kennlinien einer Anzahl von Fahrzeug-Viertakt-Ottomotoren wiedergegeben; es betreffen die Abb. 317 bis 321 solche mit stehenden Ventilen und L-förmigem Verbrennungsraum in verschiedenen Gestaltungsformen, die Abb. 322 bis 326 solche mit hängenden Ventilen. Der Aufbau von 4-Takt-Ottomotoren für Fahrzeuge ist in Heft 11 beschrieben.

Zur kurzzeitigen Leistungssteigerung werden Viertakt-Ottomotoren fallweise auch aufgeladen (Abb. 322), dabei wird meist ein wesentlich höherer Kraftstoffverbrauch in Kauf genommen.

Verbrauchsangaben über Flugmotoren werden im Heft 13 gebracht.

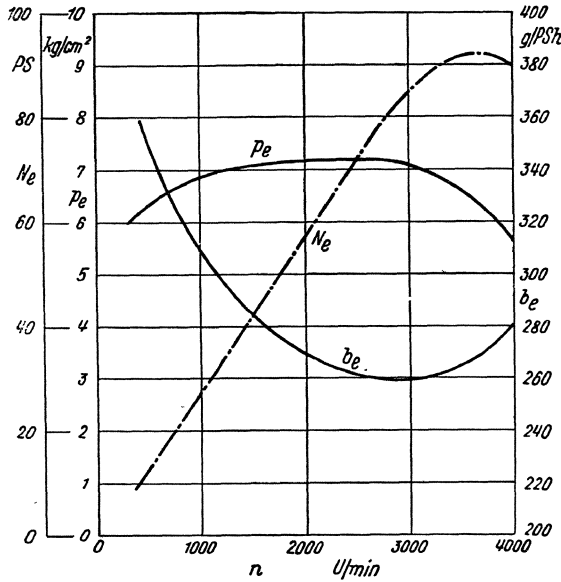


Abb. 319. Viertakt-Ottomotor (Ford) 8-Zylinder-V, stehende Ventile, $D = 77,5$ mm, $S = 95$ mm, $V_h = 0,995$ l, $V_H = 3,561$, $\epsilon = 6,15$.

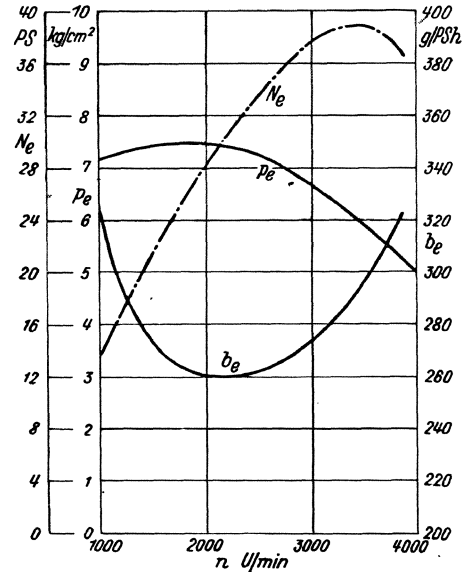


Abb. 320. Viertakt-Ottomotor (Daimler-Benz) 4-Zylinder-Reihe, stehende Ventile $D = 73,5$ mm, $S = 100$ mm, $V_h = 0,424$ l, $V_H = 1,696$ l, $\epsilon = 6$.

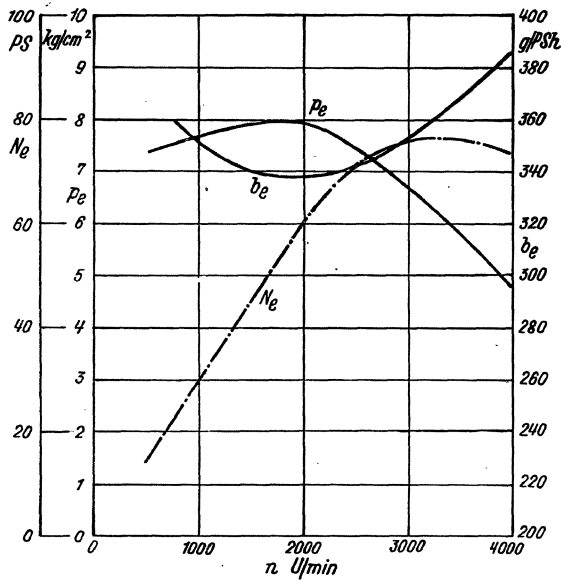


Abb. 321. Viertakt-Ottomotor (Daimler-Benz) 6-Zylinder-Reihe, stehende Ventile $D = 85$ mm, $S = 100$ mm, $V_h = 0,567$ l, $V_H = 3,405$ l, $\epsilon = 7$.

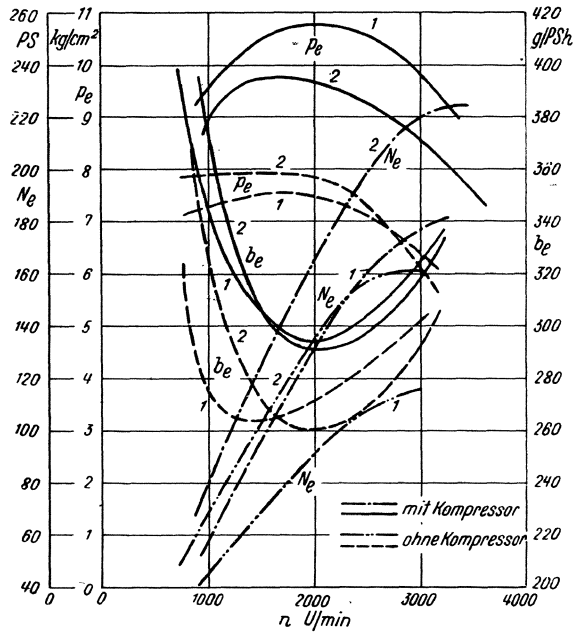


Abb. 322. Viertakt-Ottomotoren mit Kompressor (Daimler-Benz) 8-Zylinder-Reihe, hängende Ventile, $\epsilon = 6,13$.

1. $D = 88$ mm, $S = 111$ mm, $V_h = 0,673$ l, $V_H = 5,41$.
2. $D = 95$ mm, $S = 135$ mm, $V_h = 0,956$ l, $V_H = 7,65$ l.

β) Zweitaktmotoren.

Neben der Gestaltung des Verbrennungsraumes hat die Art der Spülung und der erreichte Spülwirkungsgrad großen Einfluß auf den Verbrauch von Zweitakt-Ottomotoren.

Zur Zeit erreichen Zweitaktmotoren folgende Verbrauchswerte:

Bauart:	Drehzahl	Nutzverbrauch g/PSb
Personenwagenmotoren	3500—4000	300—370
Kraftradmotoren bis 250 cm ³	4000—5500	300—450
„ 250—350 cm ³	4000—5500	350—500
Lastkraftwagenmotoren.	3000	350—400

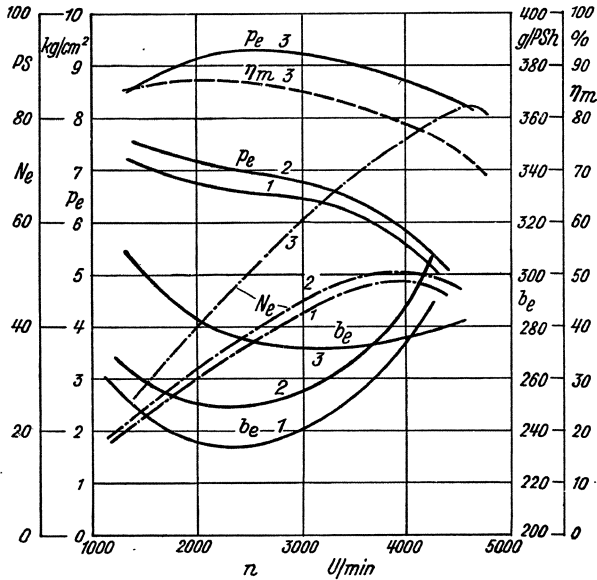


Abb. 323. Viertakt-Ottomotoren (BMW) 6-Zylinder-Reihe, hängende Ventile, $D = 66$ mm, $S = 96$ mm, $V_h = 0,328$ l, $V_H = 1,971$ l.
 1. $\epsilon = 6$; ein Vergaser, zylindrischer Brennraum,
 2. $\epsilon = 6$; zwei Vergaser, zylindrischer Brennraum,
 3. $\epsilon = 7,2$ (OZ 80) drei Vergaser, halbkugelförmiger Brennraum.
 Die einzelnen Motoren sind ihrem Einsatz entsprechend verschieden eingestellt.

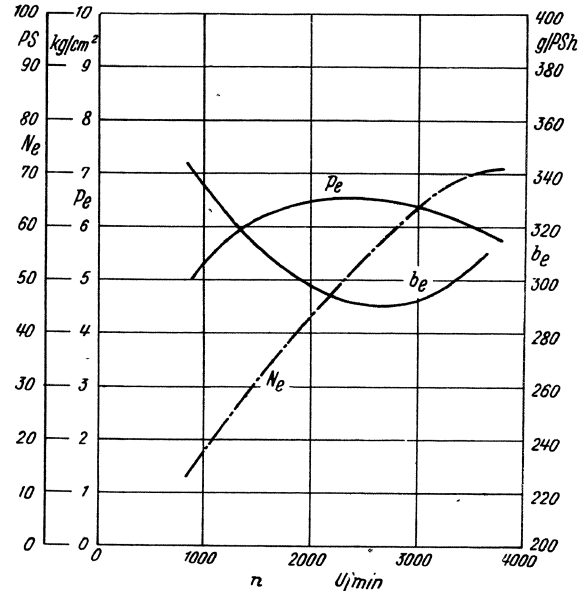


Abb. 325. Viertakt-Ottomotor (Tatra) 8-Zylinder-V-luftgekühlt, hängende Ventile; $D = 75$ mm, $S = 84$ mm, $V_h = 0,371$ l, $V_H = 2,97$ l, $\epsilon = 5,6$.

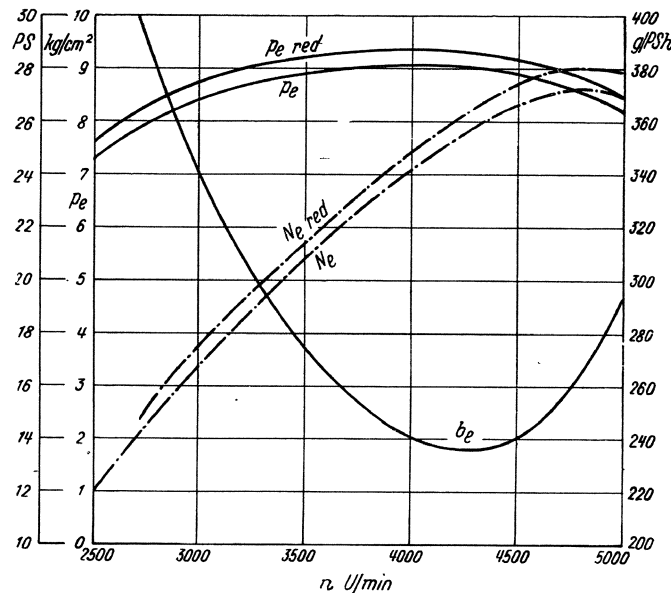


Abb. 324. Viertakt-Ottomotor (Zündapp) 2-Zylinder-Boxer, hängende Ventile; $D = 75$ mm, $S = 67,6$ mm; $V_h = 0,298$ l; $V_H = 0,597$ l, $\epsilon = 6,5$.

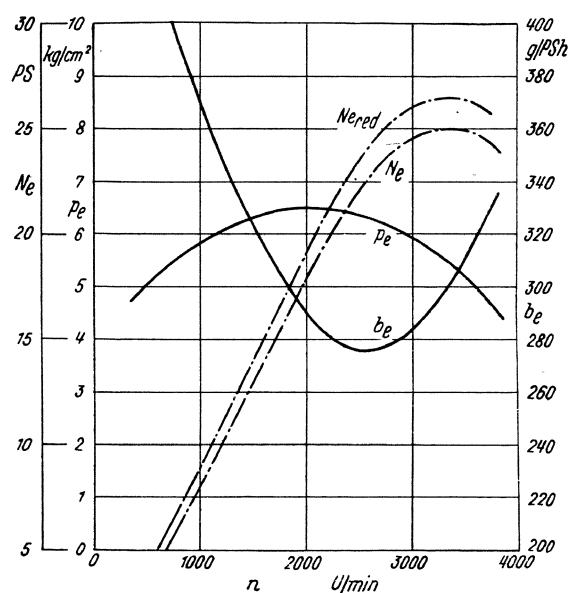


Abb. 326. Viertakt-Ottomotor (Tatra) 4-Zylinder Boxer, luftgekühlt, hängende Ventile; $D = 73$ mm, $S = 75$ mm, $V_h = 0,312$ l, $V_H = 1,25$ l, $\epsilon = 5$.

Zweitaktotomotoren arbeiten im allgemeinen mit Gemischschmierung, wobei das Schmieröl im Mischungsverhältnis von rund 1: 25 zugesetzt wird; dies ist bei der Beurteilung des Kraftstoffverbrauches zu berücksichtigen.

Die Abb. 327 zeigen die Verbrauchskurven ortsfester Zweitaktotomotoren, die Abb. 328 bis 332 solche von Fahrzeugmotoren derselben Art.

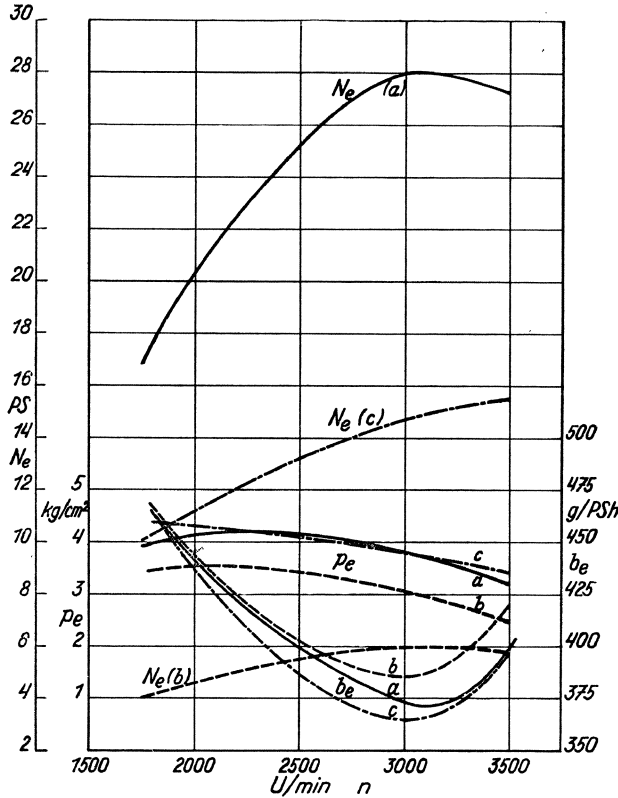


Abb. 327. Zweitakt-Ottomotor (DKW):

Motor	a	b	c
Zylinderzahl	2	1	2
D	96	74	74
S	76	68	68
V _h	0,55	0,292	0,292
V _H	1,1	0,292	0,584
Kühlung	Wasser	Luft	Wasser

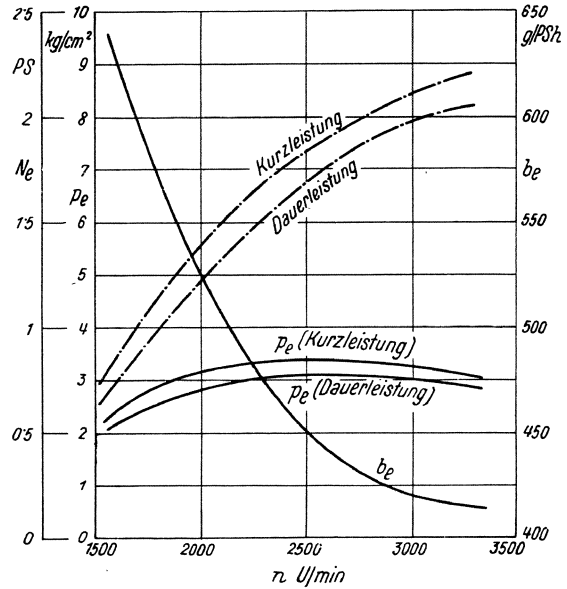


Abb. 328. Zweitakt-Ottomotor (Jlo) 1 Zyl.; luftgekühlt; Nasenkolben; D = 50 mm, S = 50 mm, V_H = 0,098 l.

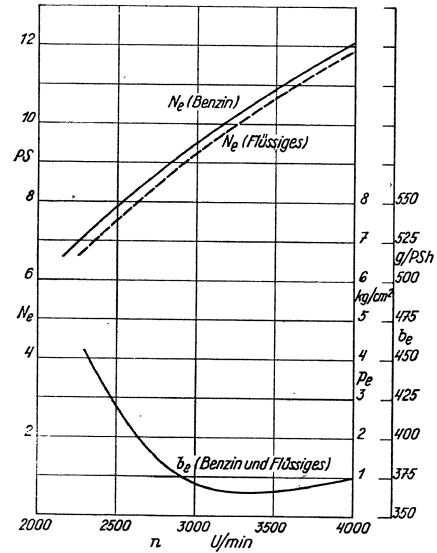


Abb. 329. Zweitakt-Ottomotor (Triumph) 1 Zyl.; D = 72 mm, S = 86 mm; V_H = 0,35 l.

b) Gasmotoren.

Durch die rasche Entwicklung des Dieselmotors wurde der Gasmotor zeitweilig stark in den Hintergrund gedrängt; neuerdings erlangt er aber wieder größere Bedeutung, vor allem deshalb, weil in vielen Fällen für den Motorenbetrieb geeignete gasförmige Kraftstoffe aus heimischen Quellen verschiedenster Art billig zur Verfügung stehen oder gewonnen werden können.

Je nachdem, ob das in der Maschine als Kraftstoff zur Verwendung gelangende Gas vor der Mischung mit der Verbrennungsluft dieser gegenüber Über- oder Unterdruck zeigt, unterscheidet man Druckgasmotoren einerseits und Sauggasmotoren andererseits.

Der Aufbau und die Kennlinien von Gasmaschinen sind in Heft 5 ausführlich behandelt.

1. Ortsfeste Gasmotoren.

Auf den inneren Verbrauch von Gasmotoren nehmen außer jenen Umständen, die den Verbrauch von Ottomotoren im allgemeinen beeinflussen, wie Verdichtungsverhältnis, Lage des Zündpunktes, Mischungsverhältnis, Kühlungsverhältnisse usw. auch die Art des Betriebes, ob Sauggas oder Druckgas, ferner die Gattung des Gases, dessen Heizwert und Zusammensetzung einigen Einfluß. Bei Einreglung auf beste Leistung schwankt der bezogene innere Verbrauch bei Vollast etwa zwischen 1600 und 1900 kcal/PS_h; bei Teillasten können

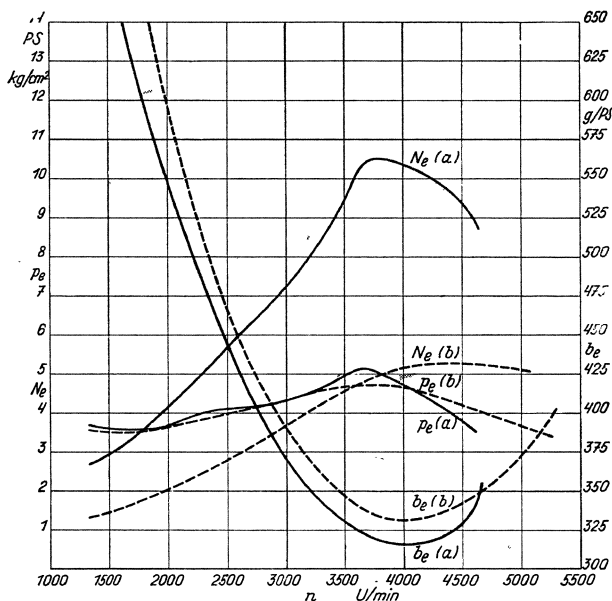


Abb. 330. Zweitakt-Ottomotor (Puch) 1-Doppelpylinder
 a) — $D = 2 \times 45$ mm; $S = 78$ mm, $V_H = 0,248$ l, $\epsilon = 6$;
 b) - - - $D = 2 \times 38$ mm; $S = 55$ mm; $V_H = 0,125$ l, $\epsilon = 6,5$.

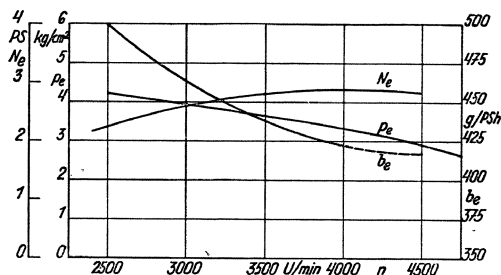


Abb. 331. Zweitakt-Ottomotor (DKW) 1 Zylinder; Luftgekühlt; $D = 50$ mm, $S = 50$ mm, $V_H = 0,098$ l.

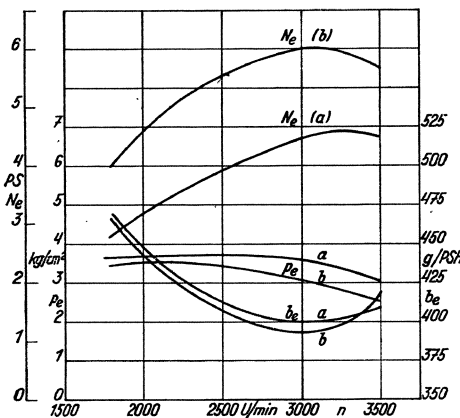


Abb. 332. Zweitakt-Ottomotoren (DKW) 1 Zylinder, luftgekühlt
 a) $D = 60$ mm, $S = 68$ mm, $V_H = 0,192$ l;
 b) $D = 75$ mm, $S = 68$ mm, $V_H = 0,292$ l.

je nach der gewählten Art der Regelung die gleichen bzw. höhere oder niedrigere innere Verbrauchswerte festgestellt werden.

Der bezogene nutzbare Gas- bzw. Wärmeverbrauch nimmt bei Gasmaschinen, gleichbleibende Drehzahl vorausgesetzt, mit zunehmender Belastung bis zur Höchstlast ab. Dies unterscheidet sie vom Verhalten der Dieselmotoren, bei welchen der Verbrauch bei hoher Belastung wieder ansteigt.

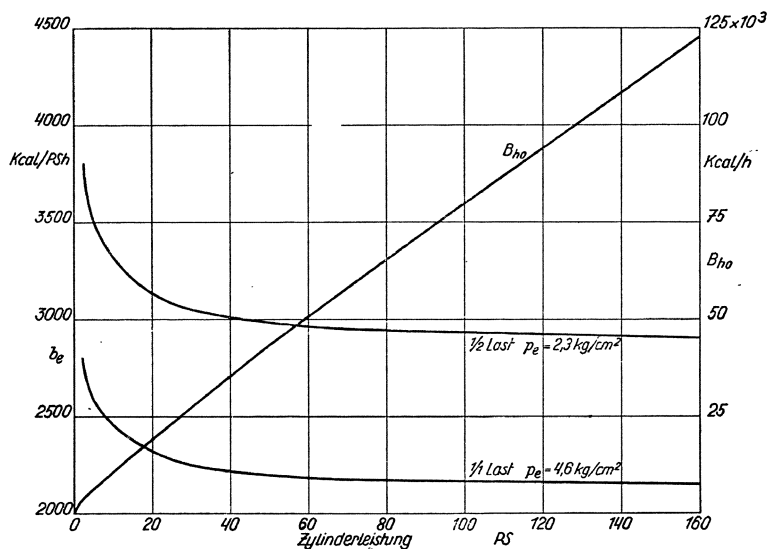


Abb. 333. Bezogener Nutzverbrauch und Leerlauf-Stundenverbrauch B_{h0} von Leuchtgasmotoren

Der bezogene Nutzverbrauch nimmt überdies im allgemeinen bei Gasmotoren aller Art mit zunehmender Zylindergröße ab; bei Motoren sehr großer Abmessungen wieder, etwa von Leistungen von 250 PS je Zylinder aufwärts, ist im allgemeinen ein höherer Verbrauch zu verzeichnen.

α) Druckgasmotoren.

Für die Verwendung von Leuchtgas oder Koksofengas (Ferngas) gibt die Abb. 333 Mittelwerte für den zu erwartenden Nutzverbrauch bei Vollast und Halblast sowie für den Leerlauf-Stundenverbrauch in Abhängigkeit von der Zylindergröße. — Die Streuungen in den Verbrauchswerten sind jedoch recht beträchtlich und erreichen Abweichungen von mehr als 10% nach aufwärts und abwärts gegenüber den im Schaubild gezeichneten. Der Abbildung ist ein Vollastnutzdruck von 4,6 kg/cm² zu Grunde gelegt, die Maschinen weisen darüber hinaus in der Regel eine Überlastbarkeit von 20—25% auf.

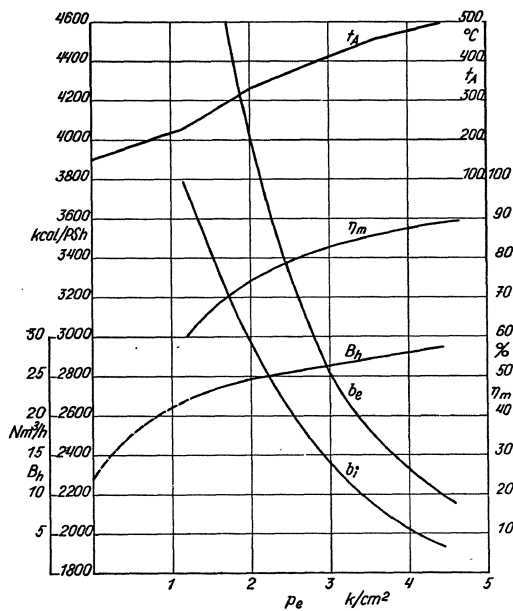


Abb. 334. Leuchtgasmotor, liegender 1 Zylinder, Glührohrzündung, Gemischregelung: $D = 381,2$ mm, $S = 581$ mm, $V_H = 66,6$ l, $\epsilon = 5,92$, $n = 200$ U/min.

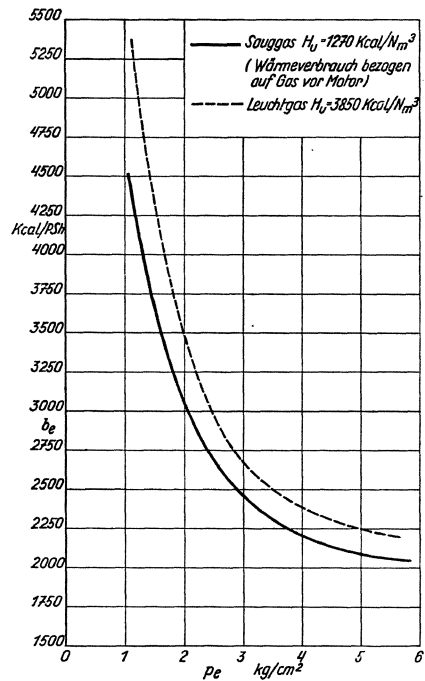


Abb. 335. Gasmaschine (Deutz). Liegender Einzylinder, $D = 410$ mm, $S = 600$ mm, $V_H = 79,3$ l, $\epsilon = 7$, $n = 215$ U/min.

Die Abb. 334—336 zeigen Kennlinien von Gasmotoren im Betrieb mit Leucht- bzw. mit Koksofengas.

Soll das Gas für den Motorenbetrieb nur zeitweise verwendet werden, so werden die Motoren derart ausgeführt, daß sie als sogenannte Wechselmotoren entweder mit Gas oder nach verhältnismäßig einfachem Umbau als Dieselmotoren betrieben werden können.

In der Abb. 337 sind die Verbrauchskurven derartiger Wechselmotoren beim Betrieb mit Gas wiedergegeben; die Meßergebnisse ähnlicher Motoren im Dieselbetrieb wurden in Abb. 280 und 283 gebracht.

Mechanischer und wirtschaftlicher Wirkungsgrad von Druckgasmotoren können wie folgt angenommen werden:

	Zylinderinhalt l	η_m %	η_{10} %
Kleine Motoren	< 5	72—76	22—25
Mittlere Motoren	5—250	78—82	26—32
Große Motoren	> 250	80—83	26—30

Großgasmaschinen mit Zylinderleistungen bis zu 1300 PS, betrieben mit Hochofengichtgas oder Koksofengas, sind aus den gegebenen Kraft-

stoffversorgungsmöglichkeiten heraus die geeignetsten Kraftmaschinen für Hüttenwerke;

doch hat sich auch zum Antrieb von elektrischen Stromerzeugern, Verdichtern, Gebläsen usw. ihre Verwendung in anderen Großbetrieben als vorteilhaft erwiesen.

Gichtgasmaschinen erreichen entsprechend dem niedrigen Heizwert des Gases bei Normallast einen Nutzdruck von etwa $3,8 \text{ kg/cm}^2$. Zur Erhöhung der Leistung werden die Maschinen meist aufgeladen.

Abb. 338 zeigt die Verbrauchskurve einer älteren Zweizylinder-Tandem-Gasmaschine; das hier verwendete Gichtgas hat den ungewöhnlich niedrigen Heizwert von etwa 800 kcal/Nm^3 . Beim niedrigsten Meßpunkt ($p_e = 1,4$) setzte eine Zylinderseite aus, so daß hier ein Gasverlust eintrat. Abb. 339 zeigt die Kennlinien einer anderen Hochofengasmaschine mit und ohne Aufladung.

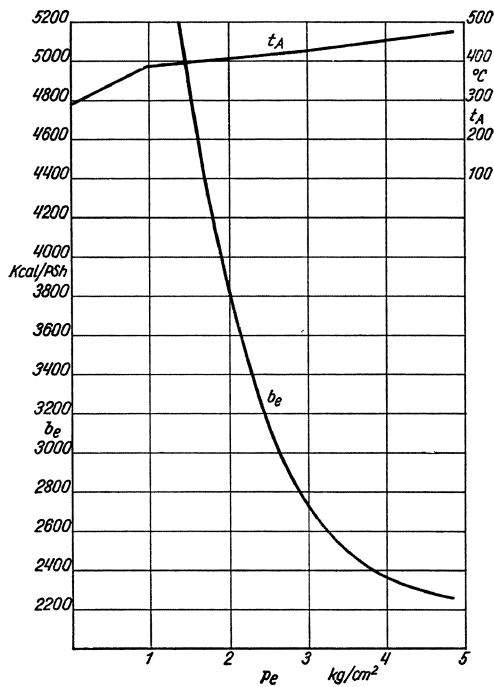


Abb. 336. Gasmotor (DWK) 6 Zylinder, $D = 128 \text{ mm}$, $S = 180 \text{ mm}$, $V_h = 2,32 \text{ l}$, $V_H = 13,02 \text{ l}$. 78 PS bei 1200 U/min, $\epsilon = 7,38$.

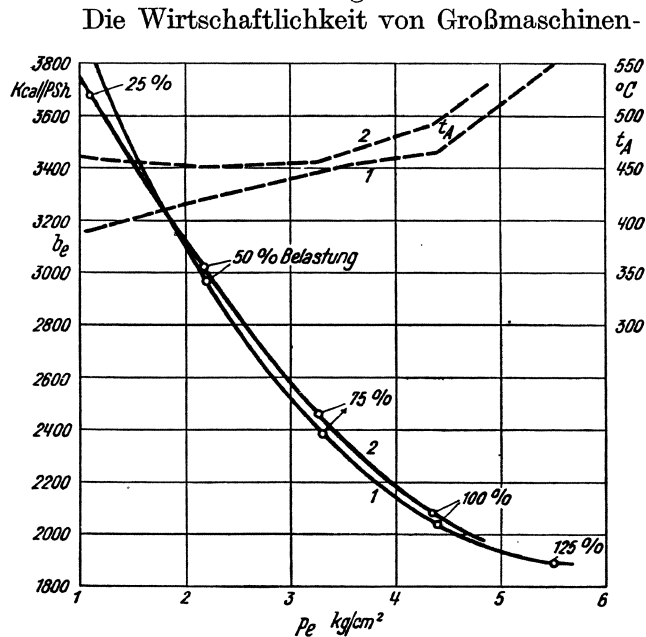


Abb. 337. Wechselmotoren im Druckgasbetrieb (DWK) 6 Zylinder.
 1) $D = 225 \text{ mm}$, $S = 360 \text{ mm}$, $V_h = 14,31 \text{ l}$, $V_H = 85,86 \text{ l}$, $\epsilon = 12,8$,
 210 PS bei 500 U/min;
 2) $D = 385 \text{ mm}$, $S = 520 \text{ mm}$, $V_h = 60,6 \text{ l}$, $V_H = 363,6 \text{ l}$, 525 PS bei
 300 U/min

anlagen kann durch Ausnutzung der Abgaswärme erheblich verbessert werden; die damit zusätzlich erzielte Wärmeausnutzung beträgt 20—25 % der Gasmaschinenleistung.

Großgasmaschinen werden vorwiegend als Viertaktmaschinen gebaut; daneben finden sich in Deutschland nur vereinzelt Zweitaktmaschinen, während in USA die Zweitaktbauart weiter verbreitet ist. Für amerikanische Zweitaktmotoren wird der Vollastverbrauch beim Betrieb mit Erdgas mit 2500—2800 kcal/PSH bei einem Vollastnutzdruck von 3,2 bis $3,6 \text{ kg/cm}^2$ angegeben.

β) Sauggasmotoren.

Motor und Generator sind in Sauggasanlagen zu einer in enger gegenseitiger Betriebsabhängigkeit stehenden Einheit gekuppelt. Verbrauch und Wirtschaftlichkeit der Anlage werden von der richtigen Abstimmung beider Teile aufeinander stark beeinflusst. Das Sauggas wird dabei als Generatorgas durch Vergasung fester Brennstoffe in Gaserzeugern (Generatoren) gewonnen. Zum Unterschied von der Entgasung der Ausgangsstoffe, wie sie z. B. bei der Schwelung und Verkokung vor sich geht, wobei aus den Brennstoffen unter Einwirkung der Wärme Gas ausgetrieben wird, bezweckt die im Generator vor sich gehende Vergasung die möglichst vollständige Umwandlung der Brennstoffe in Brenngas. Aufbau und Betriebskennlinien von Generatoren sind in Heft 1 gebracht.

Der Heizwert von Generatorgas liegt niedrig. (Vgl. Heft 1, S. 74, Zahlentafel 1.)

Auch der Gemischheizwert liegt trotz des geringeren theoretischen Luftbedarfs unter dem von Reichgasen. Im Motor läßt sich damit ein Nutzdruck von etwa $4,2 \text{ kg/cm}^2$ bei $\varepsilon = 7$ erreichen, doch sind die Maschinen darüber hinaus ohne Schaden mit etwa 25% überlastbar. Die Höhe der Normalleistung ist dadurch begrenzt, daß im Betrieb eine genügende Sicherheit gegen Änderungen im Heizwert des Gases und gegenüber Schwankungen in der Höhe des Unterdruckes vor der Maschine vorhanden sein muß.

Hinsichtlich des Verbrauches ist bei Sauggasmotoren zu unterscheiden, ob dieser auf den Motor allein oder auf den Generator bezogen wird. Im ersteren Fall liegen die Wärmever-

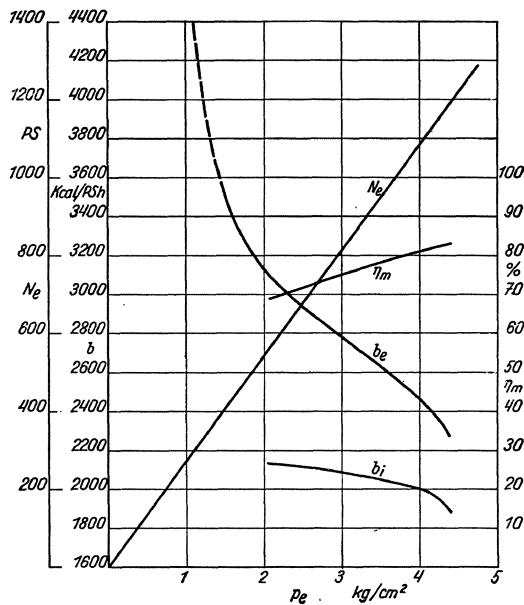


Abb. 338. Hochofengasmaschine, Zweizylinder-Tandem, doppelwirkend, $D = 850 \text{ mm}$, $S = 1100 \text{ mm}$, $V_H = 2290 \text{ l}$, 1000 PS bei 107 U/min .

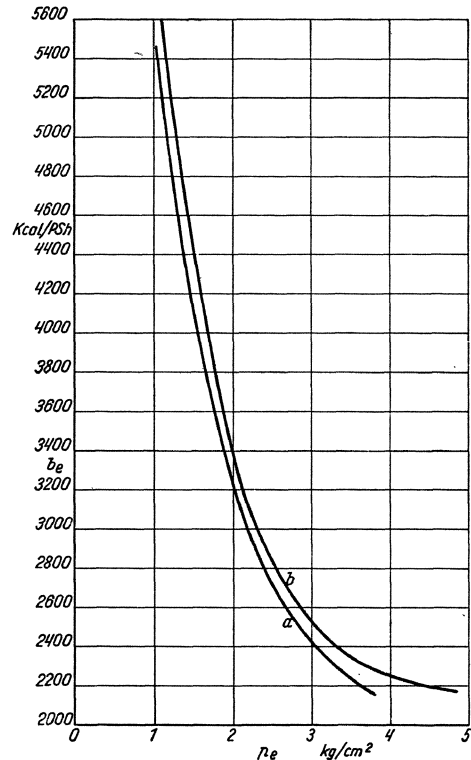


Abb. 339. Großgasmaschine, Tandem-Zweizylinder, doppelwirkend, $D = 960 \text{ mm}$, $S = 1100 \text{ mm}$, $V_H = 3040 \text{ l}$, $n = 107 \text{ U/min}$.
 a ohne Aufladung $N_e = 1630 \text{ PS}$
 b aufgeladen und gespült $N_e = 2080 \text{ PS}$
 (Wärmeverbrauch ohne Hilfsantrieb)

brauchswerte, auf gleiche Nutzdrücke bezogen, für Sauggasmotoren etwa gleich hoch wie für Motoren mit Druckgasbetrieb.

Wird der Verbrauch auf den Generator bezogen, so erhöht er sich um den, den Wärmeverlusten im Generator und dessen Zubehöriteilen-entsprechenden Anteil. Der Wirkungsgrad des Generators, worunter das Verhältnis

$$\frac{\text{Erzeugte Gasmenge} \times \text{unt. Heizwert des Gases}}{\text{Brennstoffmenge (feucht)} \times \text{unt. Heizwert des Brennstoffes}}$$

verstanden wird, schwankt je nach Bauart bei Motorvollast zwischen etwa 70 und 90%; bei Teillasten liegt er niedriger, u. zw. fällt er bis zur Viertellast nur mäßig, von da ab jedoch sehr rasch ab.

Der Vollastbrennstoffverbrauch, auf den Generator bezogen, beträgt etwa

für Anthrazit	$H_u = 8000 \text{ kcal/kg}$	0,315 kg/PSH
Hüttenkoks	$H_u = 7000 \text{ „}$	0,360 „
Steinkohle	$H_u = 6600 \text{ „}$	0,380 „
Gaskoks	$H_u = 6600 \text{ „}$	0,380 „
Braunkohlenbriketts	$H_u = 5000 \text{ „}$	0,500 „
Holz		0.8—1,1 „

Bei Teillasten steigt der Verbrauch und zwar liegt er bei $\frac{3}{4}$ Last um etwa 20 %, bei $\frac{1}{2}$ Last um etwa 50 %, bei $\frac{1}{4}$ Last um etwa 100 % höher.

Darüber hinaus sind jeweils als Abbrand und für das Durchbrennen bei täglich 12-stündigem Betrieb noch etwa 10 % hinzuzurechnen; bei kürzeren täglichen Betriebszeiten erhöht sich dieser Zuschlag.

Die Abb. 340 und 341 zeigen Verbrauchsbilder ortsfester Sauggasmotoren. Abb. 335 zeigt die Verbrauchswerte desselben Motors im Betrieb mit Leuchtgas und im Sauggasbetrieb. Abb. 340 zeigt den Sauggasverbrauch eines Motors, dessen Betrieb mit Druckgas in Abb. 337 dargestellt ist.

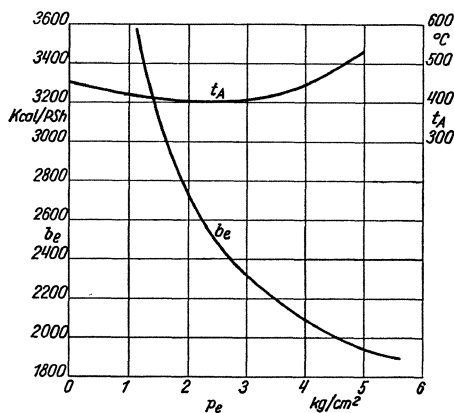


Abb. 340. Sauggasmotor (DWK) 6 Zylinder, $D = 225$ mm, $S = 360$ mm, $V_h = 14.31$ l, $V_H = 85.86$ l, 200 PS bei 500 U/min.

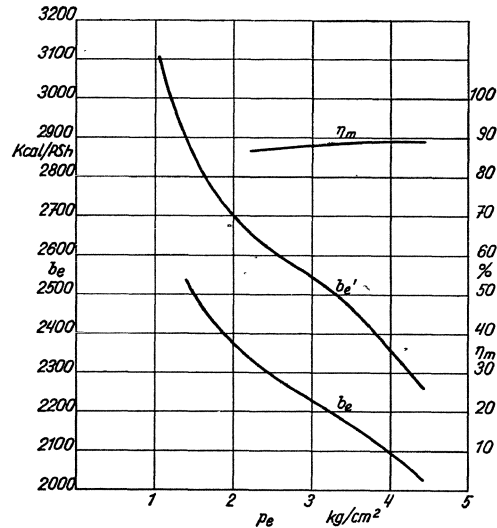


Abb. 341. Sauggasmotor (Güldner) 1 Zylinder liegend, $D = 520$ mm, $S = 780$ mm, $V_h = 165.5$ l; 120 PS bei 150 U/min. Betrieb mit Anthrazit-Sauggas, b_e' : Verbrauch auf festen Brennstoff bezogen.

2. Gasmotoren im Kraftwagenbetrieb.

Die Lage der Kraftstoffversorgung hat in den letzten Jahren zu einer zunehmenden Verwendung von Gas im Kraftwagenverkehr geführt. Zur Zeit werden für Kraftfahrzwecke verwendet:

α) Speichergase. Diese stehen entweder als Hochdruckgas oder als Flüssiggas zur Verfügung.

β) Generatorgas (Sauggas).

Die heute mit Gas betriebenen Kraftwagenmotoren sind durchwegs solche, die ursprünglich als Ottomotoren für den Betrieb mit flüssigen Kraftstoffen oder als Dieselmotoren gebaut worden waren; bei der Umstellung der Fahrzeuge auf Gasbetrieb steht daher in vielen Fällen die Frage des mit dieser Umstellung verbundenen Leistungsverlustes im Vordergrund, so daß unmittelbare Verbrauchsfragen bei Gasbetrieb vielfach an zweite Stelle gerückt erscheinen.

α) Speichergase.

1. Als Hochdruckgas finden in der Kraftfahrt nur Methan, Klärgas und Stadtgas Verwendung; diese Gase werden in Stahlflaschen mit einem Druck von rund 200 at gespeichert.

2. Flüssiggas, auch Treibgas genannt, ist ein Gemisch aus gasförmigen Kohlenwasserstoffen (Propan, Butan, Isobutan, Propylen, Butylen, Isobutylen), die sich bei normaler Temperatur unter geringen Drücken, etwa zwischen 2 und 8 at, verflüssigen lassen.

Jeder Benzin-Ottomotor läßt sich verhältnismäßig einfach auf Flüssiggasbetrieb umbauen. Die Gemischheizwerte dieses Kraftstoffes unterscheiden sich nur unwesentlich

von jenen des Benzins, so daß kein Leistungsabfall eintritt. Die Auspuffgase sind beim Flüssiggasbetrieb völlig geruchlos und rauchfrei, was diesen Kraftstoff besonders für den städtischen Autobusbetrieb geeignet macht.

Ist b_e' der bezogene Treibgasverbrauch in Nm^3/PSh , W_e der Wärmeverbrauch in kcal/PSh , H_u der untere Heizwert des Gases in kcal/Nm^3 , so besteht die Beziehung

$$b_e' = \frac{W_e}{H_u}.$$

W_e kann für Treibgasbetrieb wie folgt eingeschätzt werden:

für $\varepsilon = 4,5$	etwa 2400 kcal/PSh
„ $\varepsilon = 5,5$	„ 2250 „
„ $\varepsilon = 8$	„ 2180 „
„ $\varepsilon = 12$	„ 2000 „

Da die Angabe des Gasverbrauches je PSh für den Kraftfahrer weniger wichtig ist, weil der Kraftwagenmotor im Fahrbetrieb sehr häufigen und verschiedenartigen Belastungsschwankungen unterworfen ist, erweist es sich als vorteilhaft, den Kraftstoffverbrauch zu den bei Verwendung flüssiger Kraftstoffe, wie etwa von Benzin-Benzolgemisch oder Gasöl beobachteten Verbräuchen ins Verhältnis zu stellen; dies erleichtert die Beurteilung, welche Gasmengen für bestimmte Zwecke erforderlich werden. Für überschlägige Rechnungen kann in grober Annäherung der durchschnittliche Verbrauch für Fahrzeugottomotoren zu 0,270 kg/PSh , für Dieselmotoren zu 0,215 kg/PSh angenommen werden. Für die Verwendung gasförmiger Kraftstoffe kann daraus der ungefähre Verbrauch im Verhältnis der unteren Heizwerte umgerechnet werden, wobei sowohl für Benzin-Benzol-Gemisch als auch für Gasöl $H_u = 10\,000 \text{ kcal}/\text{kg}$ gesetzt werden kann.

Über den Verbrauch gasgetriebener Fahrzeugmotoren liegen zur Zeit nur wenige Meßergebnisse vor. Eingehende Versuche, die RIXMANN [3] an einem größeren langsam-

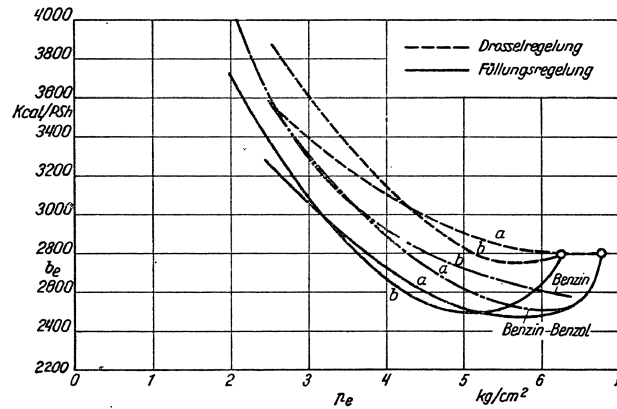


Abb. 342. Flüssiggasbetrieb von Fahrzeugmotoren
a) $\varepsilon = 5,05$, $n = 1250 \text{ U}/\text{min}$; b) $\varepsilon = 5,2$, $n = 1880 \text{ U}/\text{min}$.

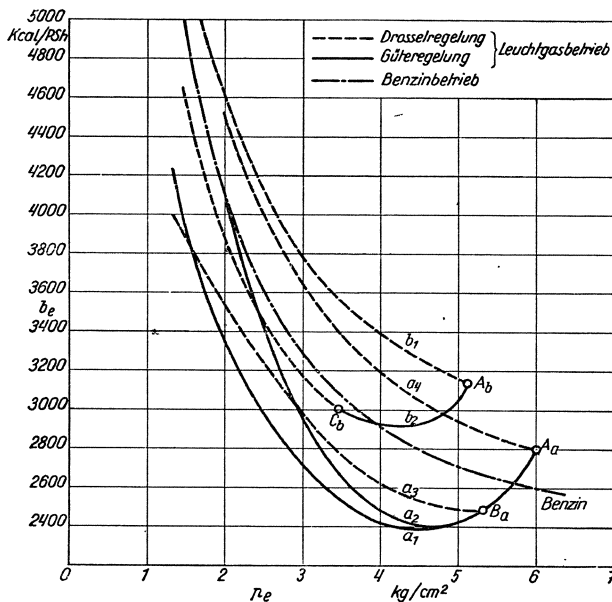


Abb. 343. Leuchtgasbetrieb von Fahrzeugmotoren: $H_u = 3420 \text{ Kcal}/\text{Nm}^3$
a) 6 Zylinder (Henschel), $D = 120 \text{ mm}$, $S = 160 \text{ mm}$, $V_h = 1,81 \text{ l}$,
 $V_H = 10,85 \text{ l}$, $\varepsilon = 6,8$ im Gasbetrieb; $\varepsilon = 5,08$ im Benzinbetrieb;
 a_1 Güterregelung mit verändertem Zündzeitpunkt,
 a_2 Güterregelung mit unverändertem Zündzeitpunkt,
 a_3 Drosselregelung, eingestellt auf geringsten Verbrauch,
 a_4 Drosselregelung, eingestellt auf beste Leistung;
b) 6 Zylinder (Opel) $D = 79,4 \text{ mm}$, $S = 117,5 \text{ mm}$, $V_h = 0,582 \text{ l}$,
 $V_H = 3,49 \text{ l}$, $n = 3200 \text{ U}/\text{min}$, $\varepsilon = 5,2$;
 b_1 : Drosselregelung,
 b_2 : $A_b - C_B$ Güterregelung, unter C_B Drosselregelung.

laufenden und an einem schnellaufenden Ottomotor durchgeführt hat, geben Einblick in das Verhalten der Maschinen beim Betrieb mit verschiedenen gasförmigen Kraftstoffen einerseits und mit Benzin andererseits.

In der Abb. 342 sind die Meßergebnisse im Flüssiggasbetrieb in Abb. 343 jene im Leuchtgasbetrieb wiedergegeben, während Abb. 344 die Ergebnisse beim Betrieb mit Methan, alle bei gleichbleibender Drehzahl zeigt.

Neben dem Erreichen hoher Leistung ist für den praktischen Fahrbetrieb auch das Verhalten der Motoren im Teillastgebiet sehr wichtig; der Verbrauch im letzterem hängt in ausschlaggebender Weise von der Art der Regulierung ab, wie die Abbildungen klar erkennen lassen. Um den Verbrauch gasbetriebener Fahrzeugmotoren niedrig zu halten, wird am vorteilhaftesten eine verbundene Gemisch- und Drosselregelung angewendet, wobei die Einstellung so gewählt wird, daß bei Volleistung das Gemisch auf beste Leistung abgestimmt ist.

Die Abb. 345 enthält nach RIXMANN die Leistungs- und Verbrauchsangaben für einen schnelllaufenden Fahrzeugmotor über den ganzen Drehzahlbereich [6]. (Vgl. auch Abb. 348.)

β) Generatorgas.

Zur Verwendung im Fahrzeuggenerator eignen sich

- a) Holz, u. zw. in Stücken von etwa 8 cm Seitenlänge, am besten lufttrockenes Buchenholz.
 - b) Holzkohle, gewonnen durch Verkohlung von Buchen-, Birken-, Eichen- oder Nadelholz in Meilern oder Retorten.
 - c) Steinkohlenschwelkoks (Halbkoks), ein Nebenprodukt der Mitteltemperaturverkokung.
 - d) Anthrazit.
- Außerdem werden vergast:
- e) Braunkohlenschwelkoks,
 - f) Steinkohle,
 - g) Torfkohle,
 - h) Torf.

Der Brennstoffverbrauch — bezogen auf den Generator — kann bei Verwendung der verschiedenen Brennstoffe wie folgt angenommen werden:

Holz	0,9 — 1,0	kg/PSh
Holzkohle	0,45 — 0,55	„
Torfkohle	0,50 — 0,55	„
Braunkohlenschwel-		
koks	0,60 — 0,70	„
Steinkohlen	0,45 — 0,55	„
Anthrazit	0,43 — 0,50	„

Verbrauchs- und Leistungsbilder eines größeren Fahrzeugmotors beim Betrieb mit Braunkohlenschwelkoks-Generatorgas sind in den Abb. 346 und 347 gegeben.

5. Diesel-Gas-Betrieb.

Die besondere, durch den Krieg geschaffene Lage in der Kraftstoffversorgung stellt die Aufgabe, Dieselmotoren für verschiedene Verwendungszwecke, vor allem auch Fahr-

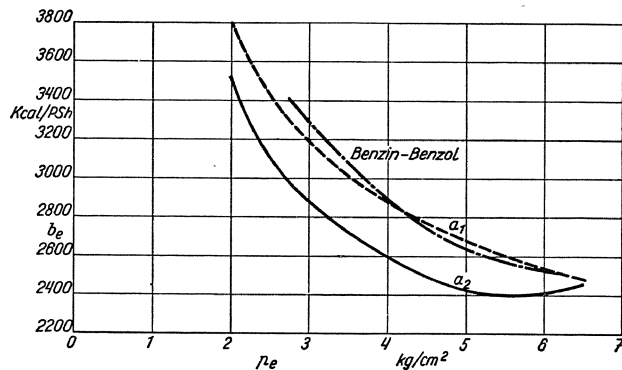


Abb. 344. Betrieb des Motors a von Abb. 343 mit Methan; $\epsilon = 5.05$, $n = 1250$ U/min, a_1 : Drosselregelung mit Einstellung auf Höchstleistung; a_2 : verbundene Güte- und Drosselregelung.

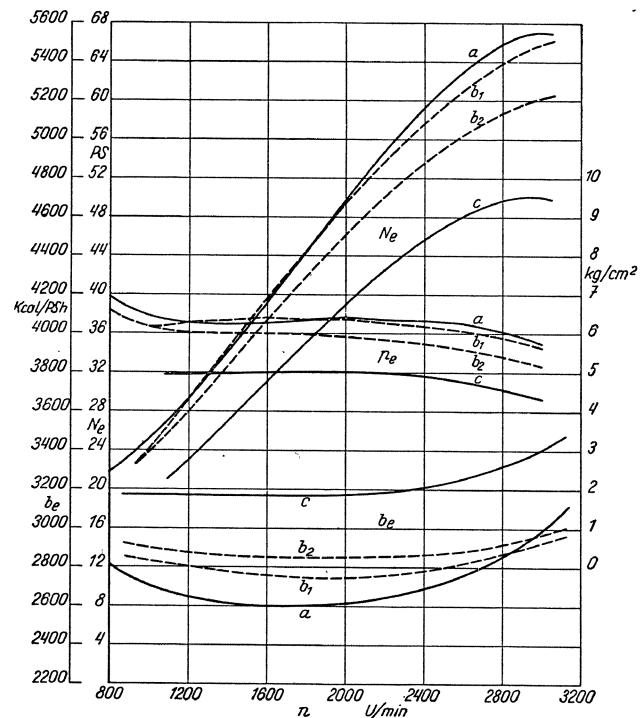


Abb. 345. Kennlinien des Fahrzeugmotors Abb. 343 b für verschiedene Kraftstoffe und Mischerbauarten. a Benzinbetrieb; Fallstromvergaser b_1 Flüssiggasbetrieb; Gasluftmischer als Vorschaltgerät vor Vergaser b_2 Flüssiggasbetrieb; Vergaser als Gasluftmischer ausgebildet c Leuchtgasbetrieb, Gasluftmischer wie bei b_1

zeugdieselmotoren, auf den Betrieb mit Gas wechselweise oder dauernd umstellen zu können. Als Kraftstoffe kommen in diesem Fall Flüssiggas, Leuchtgas und Methan, ferner Generatorgas aus Holz, Torf, Schwelkoks und Anthrazit in Betracht.

Unter den verschiedenen Umstellmöglichkeiten vom Dieselbetrieb auf den Gasbetrieb ist das Dieselgasverfahren von besonderer Bedeutung, da bei diesem der Motor seinen ursprünglichen Aufbau im wesentlichen beibehält. Der Motor erhält zusätzlich eine Gaszuleitung mit einer Regeleinrichtung für das Gas sowie einen Gas-Luftmischer. Der Motor saugt wie beim Ottoverfahren das Gas-Luftgemisch an und verdichtet dasselbe. Das Verfahren arbeitet mit Selbstzündung, daher mit hohem Verdichtungsverhältnis. Die Zündung wird mittels der in das hoch erhitze Gemisch durch das Einspritzsystem des Dieselverfahrens eingebrachten Zündölmenge eingeleitet. Die Einspritzpumpen und Einspritzorgane bleiben dabei am Motor, doch erhält die Einspritzpumpe eine Feststellvorrichtung zur Begrenzung der Zündölmenge.

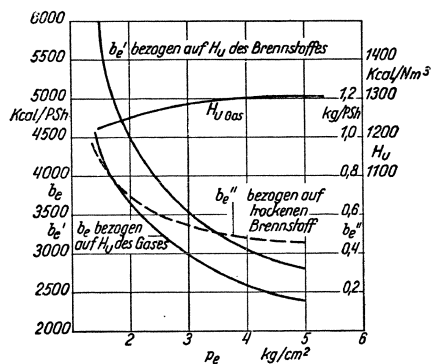


Abb. 346.

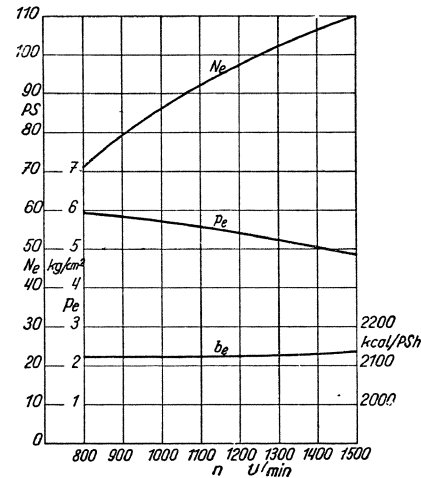


Abb. 347.

Abb. 346 u. 347. Sauggasbetrieb eines Fahrzeugmotors (Deutz) 6 Zylinder. $D = 130$ mm, $S = 170$ mm, $V_h = 2.253$ l, $V_H = 13.51$ mit Braunkohlenschwelkoks.

Das jeweils anzuwendende Verdichtungsverhältnis muß der Motorbauart und dem zur Verwendung gelangenden Kraftstoff angepaßt werden; es muß so gewählt werden, daß die Selbstzündungstemperatur des Gemisches nicht erreicht wird. In dieser Hinsicht entspricht z. B. Generatorgas den Bedingungen des Verfahrens besonders gut. Eine weitere Begrenzung für das Verdichtungsverhältnis ergibt sich dadurch, daß die Temperatur der heißesten Stellen des Verbrennungsraumes so niedrig bleiben muß, daß Glühzündungen nicht auftreten können. Die untere Grenze für das Verdichtungsverhältnis gibt die Bedingung für das sichere Anlassen.

Leistung und Wirtschaftlichkeit des Diesel-Gasverfahrens sind befriedigend; zum Teil läßt sich die beim Dieselbetrieb erzielte Leistung auch hier erreichen, zum Teil ist ein Leistungsabfall bis zu 20 % in Kauf zu nehmen, je nach der Größe des Luftüberschusses, mit dem die Dieselleistung erzielt wurde und nach dem Verdichtungsverhältnis, welches im Dieselgasbetrieb angewendet werden kann. Ein Nachteil des Verfahrens liegt in dem Verbrauch von Dieselmotorkraftstoff als Zündöl. Die mit dem Dieselmotorkraftstoff zugeführte Wärme schwankt zwischen 5 und 30 % der gesamten dem Motor bei Vollast zuzuführenden Wärme. Die kleinste Zündölmenge, die dabei benötigt wird, ist jene, bei der noch mit Sicherheit einwandfreie Zündung und Verbrennung erzielt wird. Sie richtet sich nach der Bauart und vor allem auch nach der Größe des Motors, so daß größere ortsfeste Motoren an der unteren, Fahrzeugmotoren mit zerklüftetem Verbrennungsraum an der oberen der angeführten Grenzen liegen.

Zur Erzielung günstiger Verbrauchswerte soll der Verbrennungsraum beim Dieselgasverfahren möglichst wenig zerklüftet sein und die Einspritzung des Zündkraftstoffes möglichst zentral erfolgen; daher eignen sich vor allem Motoren die für unmittelbare Ein-

spritzung gebaut waren für die Umstellung, doch lassen sich auch unterteilte Brennräume nach Entfernen der abschließenden Trennungswände, also nach Ausbau der Vorkammereinsätze oder dergl., und gegebenenfalls nach Abschalten der abgeschnürten Teile des Verbrennungsraumes für den Diesel-Gasbetrieb umgestalten.

a) Fahrzeugmotoren. [4]

α) Diesel-Gasbetrieb mit Flüssiggas.

Der Betrieb mit Flüssiggas erlaubt es, Verdichtungsverhältnisse von 1 : 13 bis 1 : 15 anzuwenden, vorausgesetzt, daß bei diesen die Selbstzündungstemperatur des Gemisches nicht erreicht wird. Ein höheres Verdichten ist im allgemeinen deshalb nicht möglich, weil auch beim Dieselgasbetrieb mit Flüssiggas Klopferscheinungen gleich jenen im Ottomotor auftreten können. Aus demselben Grund ist es auch trotz des Herabsetzens des Verdichtungsverhältnisses auf die angeführten Grenzen nicht möglich, die Maschine mit theoretischem Luftüberschuß ($\lambda = 1$) zu betreiben, vielmehr muß derselbe mindestens $\lambda = 1,2 - 1,3$, also etwa dieselbe Höhe wie beim Fahrzeug-Dieselmotor erreichen. Bei der Umstellung auf das Diesel-Flüssiggasverfahren ist es nun entscheidend, welche kleinste Luftüberschußzahl für die gegebene Motorbauart und für das gewählte herabgesetzte Verdichtungsverhältnis eben noch anwendbar ist, ohne daß Klopfen eintritt; danach richtet sich die erzielbare Leistung und der Kraftstoffverbrauch.

Bezeichnend ist es auch, daß die Verbrennung von Flüssiggas im Dieselgasverfahren noch bei einem Luftüberschuß $\lambda = 2$ und darüber einwandfrei erfolgt, während dies beim Ottomotor nur bis etwa $\lambda = 1,3$ möglich ist; es dürfte dies eine Folge der beim Dieselgasverfahren an vielen Stellen im Verbrennungsraum gleichzeitig einsetzenden Zündung und der dadurch erzielten günstigen Verbrennung sein. Die Klopfneigung ist niedriger als beim Ottomotor.

β) Dieselgas-Betrieb mit Generatorgas.

Die hohe Klopfestigkeit von Generatorgas gestattet es, mit jedem in Betracht kommenden Verdichtungsverhältnis zu arbeiten. Die Beherrschung der Verbrennung bereitet keine besonderen Schwierigkeiten, sie ist aber bei der Verwendung von Generatorgas verhältnismäßig träge, so daß es bei hohen Verdichtungsverhältnissen zur Bildung von Glühstellen kommen kann, die zur Aufrechterhaltung eines einwandfreien Betriebes vermieden werden müssen. Bei der Umstellung von Dieselmotoren mit unterteilten Verbrennungsräumen müssen deshalb in der Regel diese Unterteilungen, ebenso wie alle scharfen Kanten und vorspringenden Ecken im Brennraum entfernt werden.

Im nachstehenden sind einige Beispiele für die Betriebsergebnisse von auf Dieselgasbetrieb umgestellten Fahrzeug-Dieselmotoren im Vergleich mit dem reinen Dieselbetrieb derselben Maschinen wiedergegeben.

Abb. 348 zeigt die Versuchsergebnisse an einem nach dem Henschel-Lanova-Luftspeicherverfahren arbeitenden 6-Zylinder-Fahrzeug-Dieselmotor. Der Motor ließ sich nach dem Diesel-Flüssiggasverfahren ohne jede Änderung des Verbrennungsraumes betreiben; infolge der wärmespeichernden Wirkung des Luftspeichers mußte aber ein verhältnismäßig hoher Luftüberschuß von $\lambda = 1,3$, eingehalten werden, wodurch sich ein Leistungsabfall von etwa 15% im oberen Drehzahlbereich ergab. Eine Verbesserung in dieser Hinsicht wurde dadurch erzielt, daß die Luftspeichereinsätze herausgeschraubt und an deren Stelle Stopfen eingesetzt wurden. Um das ursprüngliche Verdichtungsverhältnis wieder herzustellen, wurde eine entsprechend stärkere Zylinderkopfdichtung verwendet.

Bei Flüssiggasbetrieb konnte nach diesem Umbau die Leistung bis auf etwa 6% an die ursprüngliche Leistung im oberen Drehzahlbereich herangebracht werden; im unteren Drehzahlbereich neigte die Maschine aber trotz des geänderten Verbrennungsraumes noch zum Klopfen, so daß hier der Luftüberschuß vergrößert werden mußte. — Die be-

zogenen Verbrauchswerte bei Dieselbetrieb im Originalzustand und Flüssiggasbetrieb decken sich im oberen Drehzahlbereich weitgehend.

Im Diesel-Generatorgasbetrieb mit einem Imbert-Holzgaserezeuger betrug nach Abb. 348 der Leistungsabfall gegenüber Dieselbetrieb im ganzen Drehzahlbereich etwa 20%. Die Ursache liegt vor allem im niedrigeren Gemischheizwert, der hier trotz des Luftüberschusses $\lambda = 1$ nur 650 kcal/Nm^3 gegenüber 785 kcal/Nm^3 beim reinen Dieselbetrieb mit $\lambda = 1,2$ beträgt.

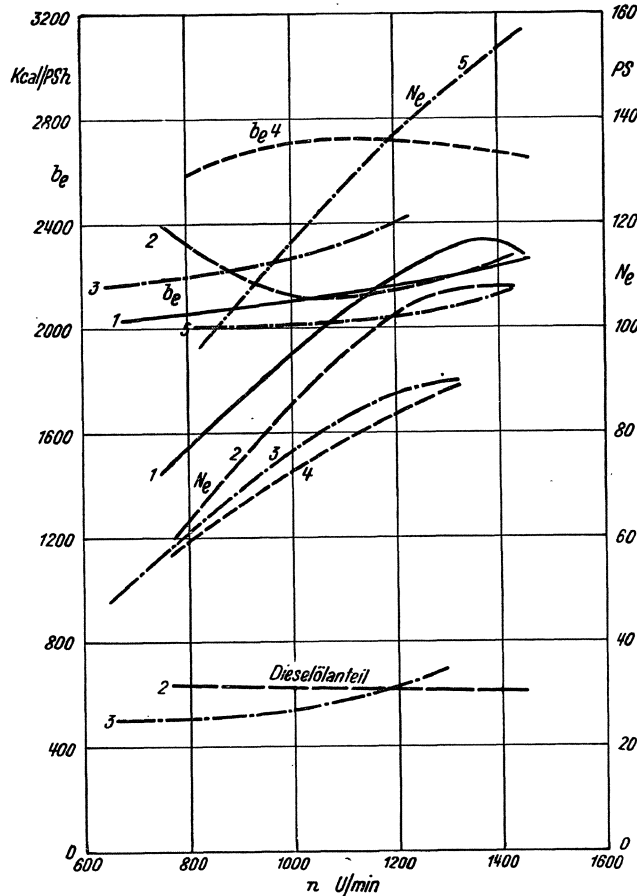


Abb. 348. Dieselgasbetrieb eines Fahrzeugmotors (Henschel) 6-Zylinder-Luftspeicher, $D = 125 \text{ mm}$, $S = 160 \text{ mm}$, $V_h = 1.96 \text{ l}$, $V_H = 11.8 \text{ l}$, $\epsilon = 13.5$.

- 1 Dieselbetrieb mit Luftspeicher,
- 2 Diesel-Flüssiggas,
- 3 abgeschalteter Luftspeicher { Diesel-Generatorgas,
- 4 Dieselbetrieb,
- 5 Otto-Flüssiggasbetrieb mit abgeändertem Brennraum.

Brennraum irgend eine Veränderung notwendig wird. Beim Betrieb mit Holzgas konnte unter Beibehaltung des Verdichtungsverhältnisses $\epsilon = 18$ bei $n = 700$ eine Leistungszunahme von 11%, bei $n = 1400$ noch eine solche von 2% gegenüber dem reinen Dieselbetrieb beobachtet werden, wenn im Gasbetrieb eine Luftüberschußzahl $\lambda = 1$ eingestellt war. Der Vollastverbrauch liegt allerdings mit 2050 kcal/PSH höher als im Dieselbetrieb.

b) Ortsfeste Motoren. [5]

Für die Umstellung größerer ortsfester Motoren ist das Dieselgas-Verfahren ebenfalls geeignet. Auch hier ist mit Motoren, die mit unmittelbarer Einspritzung arbeiten, nach geringfügigen Abänderungen ein unmittelbarer Wechselbetrieb von Diesel- und Dieselgasbetrieb möglich. Bei Vorkammermotoren sind die bereits erwähnten Abände-

Die Kurven 5 in Abb. 348 zeigen die Ergebnisse bei reinem Otto-Gasbetrieb, der allerdings mit einem geänderten Zylinderkopf mit vergrößerten Ventilen durchgeführt wurde.

Abb. 349 zeigt die Meßergebnisse an einem 6-Zylinder-MAN-Luftspeichermotor, der ohne jede Änderung im Diesel-Flüssiggasbetrieb gefahren werden konnte. Da der Motor im Originalzustand mit verhältnismäßig großem Luftüberschuß (im unteren Drehzahlbereich mit $\lambda = 1,6$, im oberen Bereich mit $\lambda = 1,3$) arbeitet, ergab sich im Dieselgasbetrieb eine geringe Mehrleistung und eine nicht unbedeutliche Verringerung des spezifischen Wärmeverbrauchs; der Dieselölanteil schwankt hierbei je nach der Drehzahl zwischen 20 und 24%. Es zeigt sich überdies, daß bei Vollast der spezifische Wärmeverbrauch mit abnehmendem Dieselölanteil immer geringer wird, bis er bei etwa 30% den Bestwert erreicht; das heißt also, je mehr sich der Verbrennungsablauf dem des Ottomotors nähert, desto günstiger liegen die Ergebnisse.

Die für das Strahlverfahren entwickelte MAN-Maschine mit Kugelbrennraum im Kolben, deren Verbrauchsbild in Abb. 214 gegeben wurde, ist für den Dieselgasbetrieb besonders geeignet, ohne daß am

rungen im Verbrennungsraum erforderlich. Bei manchen Motorenbauarten und bei Verwendung von Reichgasen wird u. U. die Verbrennung zu hart; in diesen Fällen ist es vorteilhaft, die Verdichtung etwas herabzusetzen.

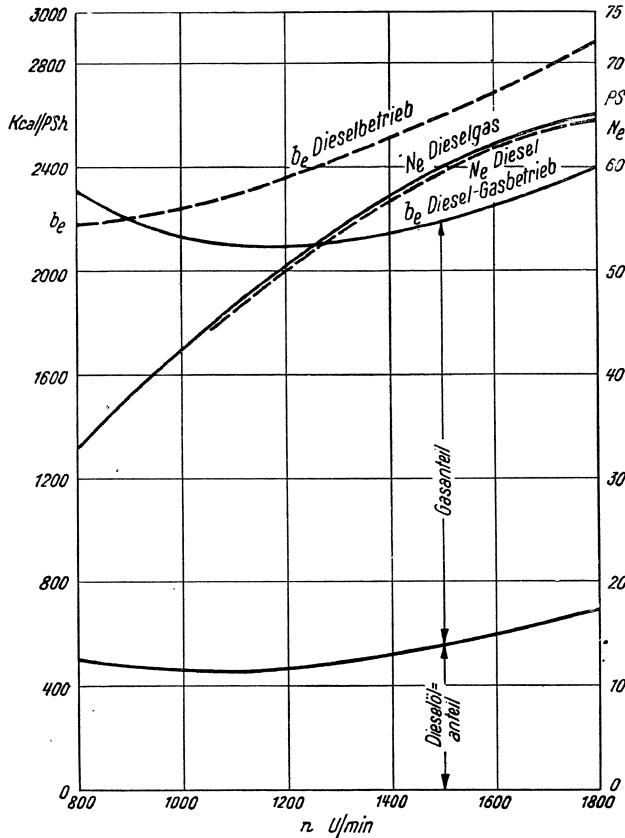


Abb. 349. Dieselgasbetrieb eines Fahrzeugmotors (MAN) 6 Zylinder-Luftspeicher, $D = 105$ mm, $S = 130$ mm, $V_h = 1.125$ l, $V_H = 6.75$ l, $\epsilon = 14$.

Als Kraftstoffe kommen für das Verfahren im ortsfesten Betrieb zur Zeit nur Leuchtgas und Generatorgas in Betracht. Das Zündöl kann entweder von der Einspritzpumpe bei unveränderter Einstellung des Einspritzsystems eingebracht werden, vor allem, wenn Wechselbetrieb in Aussicht genommen wird, oder es kann das Einspritzsystem den Erfordernissen des Dieselgasverfahrens angepaßt werden. Man verwendet dann kleinere Kraftstoffdüsen und Kraftstoffpumpenstempel bei verändertem Einspritzpunkt. Diese Veränderungen und gegebenenfalls auch ein Herabsetzen der Verdichtung sind im allgemeinen nur dann erforderlich, wenn man einen vollkommenen Lauf des Motors über den ganzen Belastungsbereich und den geringstmöglichen Kraftstoffverbrauch erreichen will, sind aber nicht unbedingt notwendige Voraussetzungen für eine Umstellung auf Dieselgasbetrieb.

Der Gesamtwärmeverbrauch liegt bei größeren Motoren mit günstig gestalteten Verbrennungsräumen etwa in gleicher Höhe wie beim Dieselmotor. Bei größeren und mittleren Motoren und bei mittleren Drehzahlen ist ein Nutzverbrauch von etwa 1700 kcal/PSH zu erreichen. Kleinere und raschlaufende Motoren entsprechen den bereits besprochenen Fahrzeugmotoren.

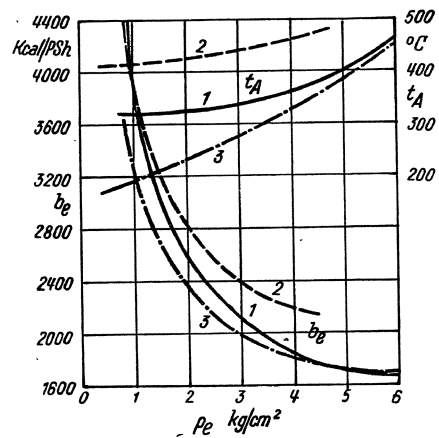


Abb. 350. Dieselgasbetrieb und Ottogasbetrieb eines ortsfesten Viertaktmotors (Deutz) 6 Zylinder Strahlverfahren, $D = 270$ mm, $S = 360$ mm, $V_h = 20.6$ l, $V_H = 123.6$ l.

1. Dieselgasbetrieb (Anthrazit-Sauggas) $\epsilon = 12.5$;
2. Ottogasbetrieb $\epsilon = 7.5$;
3. Reiner Dieselbetrieb $\epsilon = 12.5$.

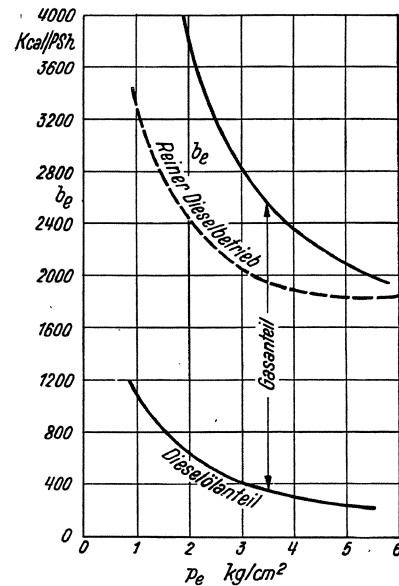


Abb. 351. Dieselgasbetrieb eines ortsfesten Viertaktmotors (MAN) 3-Zylinder Vorkammer; $D = 175$ mm, $S = 220$ mm, $V_h = 5.3$ l, $V_H = 15.9$ l, $n = 1000$ U/min, $\epsilon = 17.5$ bei Diesel-, $\epsilon = 14$ bei Dieselgasbetrieb.

Für einen größeren Motor, der für unmittelbare Einspritzung gebaut wurde, sind die Betriebsergebnisse im Dieseldieselbetrieb in Abb. 350 dargestellt. Die Einspritzung des Zündöls erfolgt unmittelbar, Gasmischventil und Einlaßventil sind für jeden Zylinder zusammengebaut; der Motor arbeitet mit Stelzenregelung. Beim Betrieb mit Generatorgas aus Anthrazit deckt sich die Verbrauchskurve weitgehend mit jener des reinen Dieseldieselbetriebes. Die verwendete Zündölmenge beträgt dabei etwa 6% des Vollastverbrauches im Dieseldieselbetrieb. Die miteingezeichnete Verbrauchskurve des reinen Ottodieselbetriebes zeigt die wesentlich günstigere Wärmeausnutzung im Dieseldieselverfahren bei höherer Belastung; bei niedriger Belastung nähern sich die Verbrauchskurven einander. Die Auspufftemperaturen des Dieseldieselverfahrens liegen ganz bedeutend niedriger als beim Otto-Gasbetrieb; dies ist mit ein Grund dafür, warum das höhere Verdichtungsverhältnis im Dieseldieselverfahren nicht zur Selbstzündung des Gemisches führt.

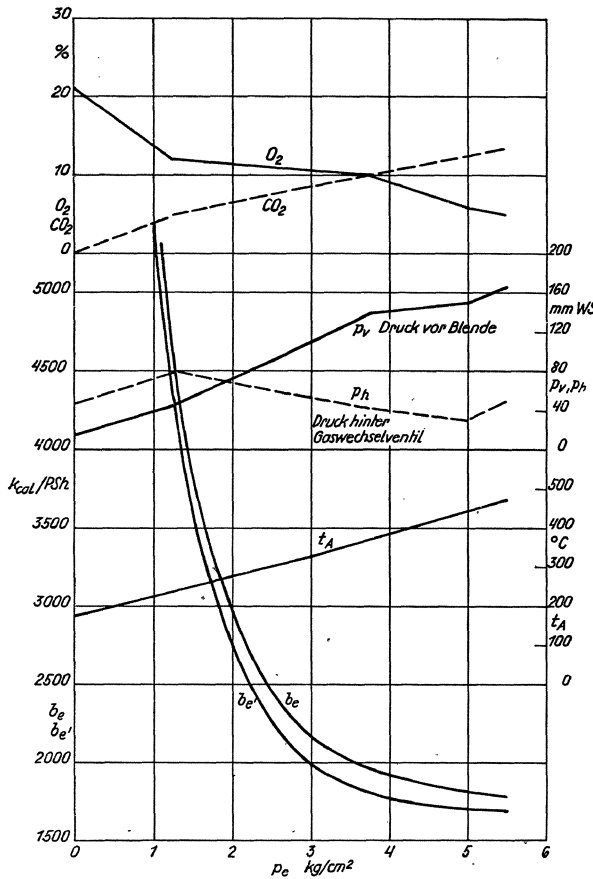


Abb. 352.

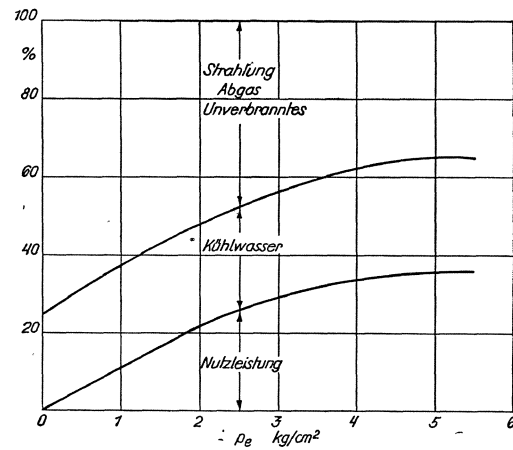


Abb. 353.

Abb. 352 und 353. Kennlinien und Wärmebilanz einer Zündstrahl-Gasmaschine (Deutz) 6 Zylinder, $D = 320$ mm, $S = 450$ mm, $V_h = 36.21$, $V_H = 2171$; 500 PS bei 375 U/min; Anthrazitgas ($H_u = 1140$ kcal/Nm³) mit Gasöl als Zündöl. b_e Nutzverbrauch bezogen auf festen Brennstoff, b_e' bezogener Gas-Nutzverbrauch.

Die Ergebnisse an einem auf Dieseldieselverfahren umgestellten kleineren Vorkammermotor sind in Abb. 351 wiedergegeben; Die Versuche wurden mit Leuchtgas durchgeführt, wobei das Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 1 : 17,5$ auf $\epsilon = 1 : 14$ herabgesetzt werden mußte. Die verwendete Zündölmenge beträgt 9—12%. Bei Vollast ist der Wärmeverbrauch beim Dieseldieselverfahren nur wenig höher als beim reinen Dieseldieselbetrieb. Bei Teillasten liegen die Verbrauchswerte im Dieseldiesel-Leuchtgasbetrieb allerdings wesentlich höher. Bei einem Gasheizwert von $H_u = 1000$ kcal/Nm³ wurden 80% der Dieselleistung erreicht; einer Heizwertsteigerung von 10% entspricht eine Leistungssteigerung von 5%, so daß mit $H_u = 1400$ die volle Dieselleistung erreicht wird. Die Abb. 352 und 353 zeigen Kennlinien und Wärmebilanz einer Zündstrahl-Gasmaschine der Klöckner-Humboldt-Deutz AG. im ortsfesten Betrieb mit Sauggas aus Anthrazit.

6. Kohlenstaubmotoren.

Obwohl noch in der Entwicklung stehend und von dem Ziel der betriebsreifen Maschine entfernt, beansprucht diese Motorengattung im Hinblick auf ihre Einsatzfähigkeit Aufmerksamkeit.

Auch bei diesem Sonderzweig des Dieserverfahrens wird der Kraftstoff, also der Kohlenstaub, entweder eingeblasen oder im sogenannten Beikammerverfahren verarbeitet.

Für das erstere Verfahren ergab sich bei langsamlaufenden Maschinen ein innerer Verbrauch von 1500 bis 1700 kcal/PSih; auch für Beikammermaschinen konnten innere Verbrauchswerte von 1500 kcal/PSih vorübergehend erreicht werden, doch ließ sich dieser Wert nicht auf die Dauer halten; der innere Verbrauch im Dauerbetrieb liegt hier bei guter Einstellung bei etwa 1750 kcal/PSih.

Der bezogene Kraftstoffnutzverbrauch einer langsamlaufenden Einzylinder-Kreuzkopfmaschine erreichte, wie in Abb. 354 wiedergegeben, bei einem $p_e = 4$ kg/cm²: 2500 kcal/PSeh, etwa einem Nutzwirkungsgrad von 25% entsprechend; vorübergehend wurden aber an der gleichen Maschine auch Nutzwirkungsgrade von 28 bis 30% festgestellt. Der Schmierölverbrauch erreichte dabei etwa 3,5 bis 4 g/PSeh.

Außer an Langsamläufern hat das Kohlenstaubverfahren auch in Schnellläufern aufmunternde Ergebnisse gezeitigt. Englische

Veröffentlichungen berichten über die Versuchsergebnisse an einem nach dem Beikammerverfahren arbeitenden Zweitakt-Einzylindermotor mit 100 mm Bohrung und 125 mm Hub, der bei $n = 1000$ U/min 6,5 PSe leistete und bei einem $p_e = 3,1$ kg/cm² einen Verbrauch von 2000 kcal/PSe erreichte. Ähnliche Verbrauchswerte werden für einen japanischen Fahrzeugmotor (6-Zylinder, $D = 110$ mm, $S = 110$ mm, $n = 1300/2000$ U/min, $N_e = 50/75$ PS) angegeben. In den beiden letzteren Fällen hatte der verwendete Brennstaub einen unteren Heizwert von 7500 kcal/kg.

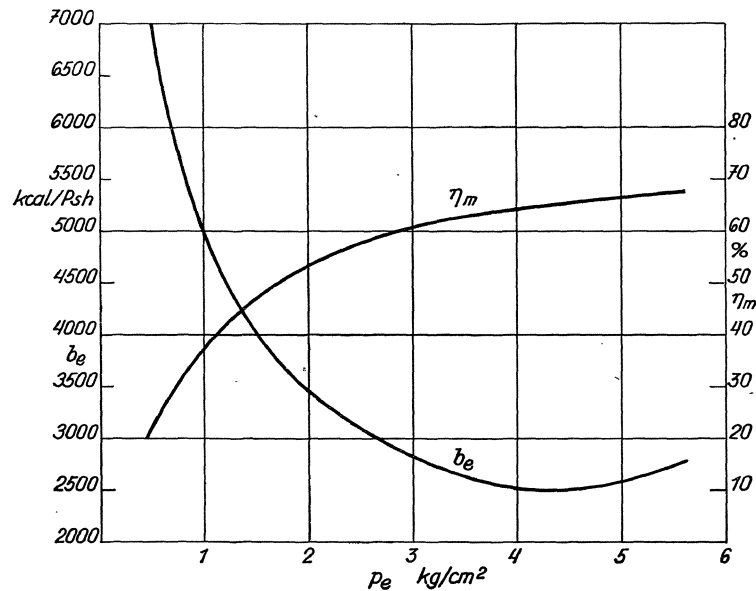


Abb. 354. Brennstoff-Nutzverbrauch und mechanischer Wirkungsgrad eines Kohlenstaubmotors. Einzylinder-Kreuzkopfmaschine. $D = 550$ mm, $S = 650$ mm, $V_H = 157$ l; 230 PS bei 200 U/min. Kohlenstaub aus Braunkohle, $H_u = 5000$ kcal/kg.

Schrifttum:

1. LIST, H.: Untersuchungen an einem Wirbelkammermotor. MTZ 1942, Heft 3.
2. ULLMANN, K.: Die mechanischen Reibungsverluste der schnelllaufenden Verbrennungsmotoren bei hohen pulsierenden Gasdrücken. MTZ 1940, Heft 7.
3. RIXMANN: Fahrzeugdieselmotoren im Gasbetrieb. ATZ, Bd. 43, 1940, Heft 20, S. 505.
4. RIXMANN: Das Dieseldieselgasverfahren bei Fahrzeugmotoren. ZVDI, Bd. 85, 1941, S. 109.
5. PFLAUM: Das Dieseldieselgasverfahren bei ortsfesten Motoren. ZVDI, Bd. 85, 1941, S. 57.
6. RIXMANN: Leistung und Wirtschaftlichkeit gasgetriebener Fahrzeugmotoren. Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 3. Berlin 1938. VDI-Verlag.
7. MEHLER: Der Betrieb von Dieselmotoren mit gasförmigen Kraftstoffen nach einem gemischten Otto-Dieseldieselverfahren. MTZ, Bd. 2, 1940, S. 101.
8. KÖHLER: Treibgasbetrieb in Dieselfahrzeugen. ATZ, Bd. 43, 1940, S. 183.
9. STOLL: Die Verwendung von Flüssiggas und Generatorgas als Kraftstoff für den Fahrzeug-Dieselmotor. MTZ, Bd. 2, 1940, S. 121.
10. Dieselmotoren mit Gasbetrieb. ATZ Bd. 42, 1939, S. 541.
11. RIEKERT, P. u. H. ERNST: Untersuchungen an Fahrzeugdieselmotoren. Deutsche Kraftfahrtforschung, Heft 4. VDI-Verlag. Berlin 1938.

B. Schmierölverbrauch.

Dem Schmieröl fallen in der Verbrennungskraftmaschine drei verschiedene Aufgaben zu; es muß

- a) gleitende Flächen schmieren,
- b) die Abdichtung des Kolbens und der Kolbenringe unterstützen
- c) einen Teil der Kühlung und des Wärmetransportes von den erhitzten Teilen zum Kühlmittel übernehmen.

Man verwendet im Verbrennungskraftmaschinenbau mehrere Schmiervverfahren, die sich in der Zuführung und Ausnützung des Schmieröls und in der Höhe des Schmierölverbrauchs unterscheiden. Diese Verfahren sind: Die Tauchschmierung, die Frischölschmierung, die Druckumlaufschmierung und die Mischungsschmierung.

I. Tauchschmierung.

Diese kann mit sinkendem oder unveränderlichem Ölstand ausgeführt sein.

1. Tauchschmierung mit sinkendem Ölstand.

Das Verfahren arbeitet ohne Ölpumpe. Schöpflöffel oder -nasen an den unteren Enden der Schubstangen tauchen bei jeder Umdrehung in das im Kurbelraum befindliche Schmieröl und schöpfen dabei eine kleine Ölmenge. Dieses Öl gelangt durch Bohrungen in der Schubstange zum Pleuellager. Gleichzeitig wird durch die Schubstange Öl im Kurbelraum versprüht und gelangt zu den übrigen zu schmierenden Flächen, so vor allem in die Zylinder, zum Kolben, zur Nockenwelle usw. Durch die Anordnung von Fangtaschen über einzelnen wichtigeren Schmierstellen wird für diese ein kleiner Öl-vorrat gesichert.

Dieses Schmiervverfahren wird nur für Motoren einfachster Bauart verwendet. Der Ölverbrauch hängt von der Höhe des Ölstandes im Kurbelgehäuseunterteil, daneben auch von der Ölzähigkeit ab und ändert sich daher mit der Öltemperatur.

2. Tauchschmierung mit unveränderlichem Ölstand. (Tauchumlaufschmierung.)

Bei diesem verbesserten Tauchschmierungsverfahren schöpfen die Schubstangen mit ihren Schöpfbechern aus besonderen Rinnen, die durch eine Ölpumpe dauernd bis zu gleicher Höhe gefüllt gehalten werden; auch die über den Kurbelwellenlagern angeordneten Ölfangschalen werden von der Pumpe dauernd voll gehalten. Das im Kurbelraum versprühte Öl schmiert Zylinder, Kolben und Kolbenbolzen.

Auch diese Schmierungsart wird nur bei einfacheren, billigeren Maschinen verwendet. Der Ölverbrauch ist dabei wesentlich gleichmäßiger als beim erst erwähnten Verfahren.

II. Frischölschmierung.

Bei dieser wird das Öl, meist mittels eines mechanischen Ölers, aus einem besonderen Frischölbehälter entnommen und den einzelnen Schmierstellen unter Druck zugeführt. Der Vorteil dieses Verfahrens liegt darin, daß die für jede einzelne Schmierstelle bestimmte Ölmenge genau zugemessen werden kann.

Die Frischölschmierung findet zwar auch für sich allein Anwendung, ist aber häufiger mit der folgend beschriebenen Umlaufschmierung verbunden.

III. Druckumlaufschmierung.

1. Druckumlaufschmierung mit nassem Ölsumpf.

Die in die Kurbelwanne gefüllte Ölmenge wird durch eine aus dem Ölsumpf saugende Ölpumpe in Umlauf gehalten. Von der Pumpe gelangt das Öl unter Druck zu den einzelnen Schmierstellen, und zwar zunächst zu den Kurbelwellenlagern und von dort durch

die gebohrte Pleuellage zu den Pleuellagern. Das von diesen abgeschleuderte Öl sammelt sich wieder im Ölsumpf.

Je nach der Art der Zylinderschmierung unterscheidet man:

a) Die einfache Druckschmierung:

Zylinder, Kolben und Kolbenbolzen werden dabei nur durch das von den Pleuellagen abgeschleuderte und verwirbelte Öl geschmiert.

b) Die Volldruckschmierung:

Von den Pleuellagern gelangt Drucköl durch die gebohrte Pleuellage oder durch ein an dieser befestigtes Rohr zum Kolbenbolzenlager; das aus diesem seitlich austretende Öl schmiert die Zylinderlaufbahn.

2. Druckumlaufschmierung mit Trockensumpf.

Der Ölvorrat befindet sich bei diesem Verfahren nicht in der Pleuellage, sondern das in diese abfließende Öl wird durch eine besondere Pumpe abgesaugt und in einen Behälter außerhalb des Triebwerksraumes gedrückt. Die Druckpumpe entnimmt das Öl diesem Behälter und fördert es in der früher beschriebenen Weise zu den Schmierstellen.

IV. Mischungsschmierung

Bei diesem Verfahren (auch Gemischschmierung genannt) wird die erforderliche Schmierölmenge dem Kraftstoff in einem bestimmten, erfahrungsgemäß ermittelten Mischungsverhältnis zugesetzt. Das Öl schlägt sich an dem vom Kraftstoff-Öl-Luftgemisch bestrichenen Stellen nieder und schmiert dieselben. Das Verfahren wird daher ausschließlich bei Otto-Zweitaktmotoren mit Pleuellagenreinigung angewendet. Der Verbrauch bleibt konstant, liegt jedoch verhältnismäßig hoch, da nur ein Teil des beigemischten Öls zur Erfüllung seiner eigentlichen Aufgabe gelangt.

Der Großteil aller neuzeitlichen raschlaufenden Verbrennungskraftmaschinen arbeitet mit Druckumlaufschmierung. Das Trockensumpfverfahren findet dabei für Motoren Anwendung, die auch in stark geneigter Lage arbeiten müssen, also vor allem für Flugzeugmotoren, Schiffsmotoren, Motoren für Geländefahrzeuge u. dgl., daneben auch für Pleuellagenmotoren.

Der Druck im Umlaufsystem wird durch ein federbelastetes Überströmventil beeinflusst. Mit steigender Öltemperatur und sinkender Ölzähigkeit steigt die den einzelnen Schmierstellen zugeführte Ölmenge, es steigt gleichzeitig auch die seitlich aus den Lagern austretende und im Pleuellagenraum versprühte Ölmenge, die in den Zylinder gelangende Pleuellagenölmenge wird dadurch erhöht, der Ölverbrauch steigt.

Häufig werden auch mehrere der angeführten Schmierverfahren an derselben Maschine gleichzeitig zur Anwendung gebracht: So z. B. werden die Pleuellagen größerer Maschinen nach dem Druck-Umlaufverfahren geschmiert, während für die Zylinder Pleuellagenverfärbung verwendet wird. Das von den mit Pleuellagen geschmierten Stellen abtropfende überschüssige Öl gelangt hierbei meist in den Ölsumpf der Umlaufschmierung.

V. Schmierölverbrauchsmessungen.

Eine genaue Messung des Schmierölverbrauches ist im allgemeinen wegen der hohen Haftfähigkeit des Öles an allen benetzten Wandungen, in den Rohrleitungen usw., ferner aber auch wegen der mit der Temperatur stark veränderlichen Ölzähigkeit schwierig. Bei Schmierölmessungen, die den tatsächlichen Verbrauch wiedergeben sollen, muß deshalb folgendes beachtet werden:

a) Die Maschine muß sich während der Messung im Pleuellagenzustand befinden; die Öltemperatur darf während der Messung nicht schwanken.

b) Die Meßdauer muß genügend lang sein, denn es ist möglich, die Maschine kurzzeitig mit stark verminderter Schmierölmenge zu betreiben und damit ein falsches Ergebnis vorzutäuschen. Die für den Dauerbetrieb der Maschine notwendige Ölmenge läßt sich erst auf Grund sehr langer Betriebszeiten und genauer Verschleißbeobachtungen feststellen.

c) Zu jeder Schmierölmessung ist anzugeben, mit welcher Schmierölsorte und mit welcher Schmieröltemperatur das Ergebnis erreicht wurde.

Selbst unter den gemachten Voraussetzungen läßt sich aber nur in dem Fall der Frischölschmierung der Verbrauch wirklich genau angeben, aber auch da nur unter der Voraussetzung, daß das gesamte von den Schmierstellen abtropfende Öl als verbraucht anzusehen ist. Sobald jedoch z. B. die Zylinder-Frischölschmierung mit einer Druckumlaufschmierung vereinigt ist, kann, da das von den Zylindern abtropfende Öl die Umlaufölmenge vermehrt, die davon wieder nutzbar gemachte Schmierölmenge nicht mehr einwandfrei erfaßt werden.

Wird der Schmierölverbrauch durch Abwägen der Ölfüllung vor und nach dem Meßlauf bestimmt, wie dies bei kleineren, umlaufgeschmierten Motoren in der Regel vorgenommen wird; so ist es notwendig, zu Ende des Meßlaufes das Öl aus der noch betriebswarmen Maschine vollständig zu entleeren und genügend lang austropfen zu lassen, weil sonst erhebliche Ölmengen an den Wandungen des Kurbelraumes haften bleiben können. Ferner sind die Eigenschaften des abgelassenen Öles mit jener des eingefüllten Frischöles zu vergleichen, um sicher zu sein, daß nicht durch Kraftstoff- oder Wasserübertritt ins Öl ein zu niedriger Verbrauch vorgetäuscht wird.

Wird der Schmierölverbrauch nur durch Messungen des Ölstandes am Peilstab bestimmt, so können sehr erhebliche Fehler gemacht werden. Solche Messungen ermöglichen nur eine überschlägige Schätzung des tatsächlichen Verbrauchs.

Die Höhe des Ölverbrauches ist außer von der Art des Schmierverfahrens auch von der Drehzahl und der Bauart der Maschine, vor allem auch von der Ausführung von Zylinder und Kolben, dem verwendeten Kolbenspiel und der Zahl, Anordnung, Form und Spannung der Kolben- und Ölabbstreifringe und ihrem Zustand abhängig.

Auch wenn das Öl — wie bei umlaufgeschmierten Motoren — sich in einem steten Kreislauf befindet und immer wieder verwendet wird, ergibt sich ein unter Umständen recht erheblicher Verbrauch an Schmiermitteln, der seine Ursache in den folgenden Umständen hat:

α) Unmittelbarer Verbrauch.

a) Von dem in den Zylinder gelangenden Schmieröl wird ein Teil verbrannt, bzw. geht mit den Abgasen durch die Auspuffleitung verloren; dieser unmittelbare Verbrauch ergibt stets den weitaus größten Teils des Gesamtverbrauches.

b) Ein Teil des Schmieröls geht durch Undichtheiten des Ölraumes als Lecköl oder als Spritzöl, Sprühöl oder Öldunst durch die Belüftung des Kurbelraumes verloren. Dieser Anteil kann bei unsachgemäßer Ausbildung der Abdichtungstellen oder bei schlechter Instandhaltung ebenfalls beträchtlich hoch werden, unter normalen Verhältnissen ist er jedoch sehr niedrig.

β) Mittelbarer Verbrauch.

a) Unter der Einwirkung der Betriebstemperatur und durch die unmittelbare Berührung mit dem Luftsauerstoff, wohl auch durch Beihilfe katalytischer Wirkungen von in das Schmieröl gelangenden Fremdteilchen, wie Verbrennungsrückständen und abgeriebenen Metallteilchen, altert das Schmieröl und wird so allmählich unbrauchbar. Es muß nach Erreichen eines bestimmten Alterungsgrades erneuert werden.

b) Durch den Übertritt von Kraftstoff in das Schmieröl werden dessen Eigenschaften ebenfalls in ungünstiger Weise beeinflußt. Auch dieser Umstand kann den Wechsel der

Ölfüllung notwendig machen oder diese Notwendigkeit beschleunigen. Ebenso kann das Schmieröl durch eingedrungenes Wasser erneuerungsbedürftig werden.

Während die unter 2) aufgezählten Umstände einen periodischen Wechsel des im Motor vorhandenen Schmieröls notwendig machen, ist das unter 1) erwähnte, in den Zylinder gelangende Schmieröl nach Erfüllung seiner Aufgabe verbraucht, soweit es nicht beim Abwärtsgang von den Kolbenringen abgestreift wird. Das aus dem Motor abgelassene Öl kann durch geeignete Behandlung zum großen Teil wieder verwendungsfähig gemacht werden und ist daher nur zum Teil als verbraucht anzusehen.

Es kann angenommen werden, daß die Menge des zur Schmierung des Kolbens und der Ringe benötigten Öles in einer Beziehung zur Größe der von den Kolbenringen bestrichenen Fläche steht. Es wäre also etwa zu setzen

$$Q_{\text{Hub}} = K_1 \cdot D \cdot S \text{ Gramm/Hub}$$

bzw. wäre die auf die Zeiteinheit bezogene, zur Zylinderschmierung benötigte Ölmenge

$$Q = K' \cdot D \cdot S \cdot n \text{ Gramm/Stunde. (1)}$$

Betrachtet man eine Maschinenreihe mit ungefähr gleichbleibendem Hubverhältnis, so erhält man nach

Einführen von $\frac{S}{D} = K_3$

und Zusammenziehen der Konstanten:

$$Q = k \cdot D^2 \cdot n. (2)$$

Eine größere Anzahl von Meßergebnissen hat gezeigt, daß die Beziehung zwischen Q und D^2 nicht linear ist; der Wert k ist also keine Konstante, sondern wächst nach Abb. 355 mit steigendem D . Ein Zylinder größeren Durchmessers braucht einen stärkeren Ölfilm an seiner Wandung, als ein solcher mit kleinerem

Durchmesser — ein Umstand, auf den auch die Notwendigkeit hinweist, bei größeren Zylinderdurchmessern Kolbenringe von geringerer Spannung verwenden zu müssen als bei kleinen Durchmessern. Das absolut größere Spiel des Kolbens im größeren Zylinder macht

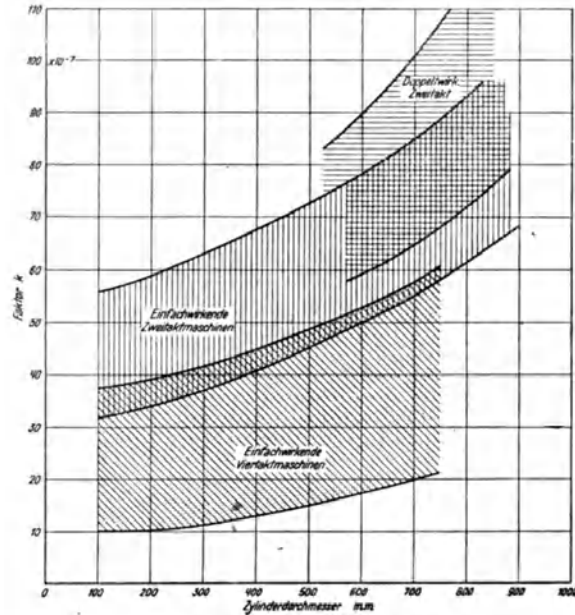


Abb. 355. Beiwert k abhängig vom Zylinderdurchmesser.

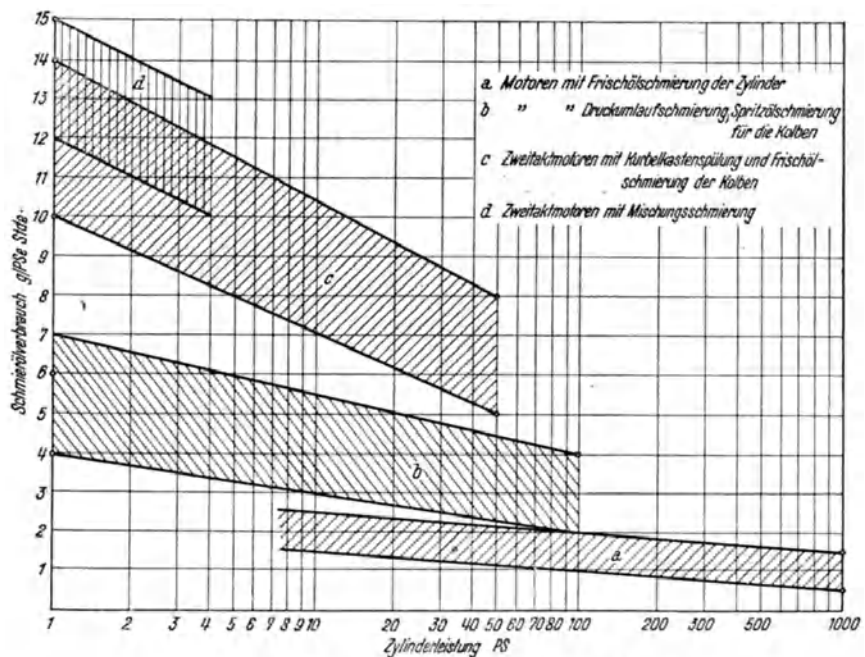


Abb. 356. Schmierölverbrauch abhängig von der Zylinderleistung.

- a. Motoren mit Frischölschmierung der Zylinder
- b. " " Druckumlaufschmierung, Spritzschmierung für die Kolben
- c. Zweitaktmotoren mit Kartellkastenspülung und Frischölschmierung der Kolben
- d. Zweitaktmotoren mit Mischungsschmierung

diese Forderungen im Sinne der Abdichtwirkung des Schmieröls verständlich. Je sorgfältiger die Werkstattausführung der zu schmierenden Flächen erfolgt, je genauer die richtigen Passungen eingehalten werden, desto sparsamer wird der Schmierölverbrauch.

Die Angabe des Schmierölverbrauches wird am zweckmäßigsten in Gramm je Stunde bei Vollastdrehzahl gemacht; läuft die Maschine mit wechselnder Drehzahl, so muß die Bezugsdrehzahl mit angegeben werden.

Häufig findet man zu Vergleichszwecken auch die Verbrauchsangabe bezogen auf die Vollast-PSeStunde. Trägt man diese auf die Volleistung bezogenen Schmierölverbrauchswerte über den Logarithmen der Zylinderleistungen auf, so ergeben sich nach Abb. 356 mit steigender Leistung etwa geradlinig abfallende Linien. Dabei erscheint nicht nur dem Umstand Rechnung getragen, daß der größeren Leistung im allgemeinen ein größerer Zylinderhubraum bei kleinerer Drehzahl zukommt; denn unterscheiden sich z. B. Maschinen gleicher Abmessungen nur durch ihre Drehzahlen, so kommt der rascher laufenden Maschine bei richtiger Einstellung ein etwas geringerer bezogener Verbrauch zu. Wird jedoch die Leistung einer Maschine, deren Zylinder durch Spritzöl geschmiert werden, durch Erhöhen der Drehzahl heraufgesetzt, so entspricht der rascher laufenden Maschine ein etwas höherer bezogener Schmierölverbrauch, es sei denn, daß durch geeignete Gestaltung von Kolben und Kolbenringen, gegebenenfalls durch richtiges Einstellen des Schmieröldruckes, der Verbrauch auf das erforderliche Maß zurückgesetzt wird.

Wie die Abb. 355 und 356 zeigen, streuen die Verbrauchswerte auch für grundsätzlich gleiche Maschinenbauarten sehr beträchtlich. Bei einfachwirkenden Viertaktmaschinen liegen jene mit geringen Kolbengeschwindigkeiten und mit Frischölschmierung näher der unteren, jene mit Spritzölschmierung der Zylinder näher an der oberen Begrenzungslinie des betreffenden Feldes. Für langhubige Maschinen gelten niedrigere k -Werte als für kurzhubige gleichen Durchmessers.

Einfachwirkende Zweitaktmaschinen mit Schlitzspülung verbrauchen etwa die doppelte Zylinderschmierölmenge von einfachwirkenden Viertaktmaschinen; der Verbrauch doppeltwirkender Zweitaktmaschinen liegt noch etwas höher. Zweitaktmaschinen mit Auslaßventilen haben einen etwas geringeren Ölverbrauch als solche mit Auslaßschlitzen.

Bei frischölgeschmierten Zylindern läßt sich der Verbrauch genau auf die gewünschte Menge einregulieren. Mit zunehmendem Verschleiß des Zylinders oder der Kolbenringe muß reichlicher geschmiert werden. Es gelten deshalb alle gemachten Verbrauchsangaben nur für die zwar vollkommen eingelaufene, aber sonst neue Maschine.

Besonders rasch kann der Verbrauch bei schnellaufenden Tauchkolbenmaschinen mit Druckumlaufschmierung anwachsen. Mit der Zunahme der Lagerluft vergrößert sich die aus den Lagern austretende und von der Pleuelstange abgeschleuderte Schmierölmenge, wodurch die Zylinder reichlichere Ölmengen erhalten. Sinkende Ringspannung und dadurch bedingtes Unwirksamwerden der Ölabstreifringe sind hier überdies neben dem fortschreitenden Zylinderverschleiß die Hauptursachen der Verbrauchssteigerung. Auch das Ausschlagen der Ringe in ihren Nuten und die dadurch zustande kommende Pumpwirkung derselben erhöht den Ölverbrauch beträchtlich.

Bei der Beurteilung oder beim Vergleich von Schmierölverbrauchsangaben ist daher aus den angeführten Gründen große Vorsicht geboten.

C. Kühlmittelverbrauch.

Um die den Arbeitsraum des Zylinders umschließenden Wandungen vor schädigenden Temperatureinflüssen zu schützen und den Schmierfilm auf der Zylinderlauffläche zu erhalten, ist eine wirksame und richtig geleitete Kühlung der beheizten Wandungen erforderlich. Daneben muß auch die durch Reibung erzeugte Wärme vom Entstehungsort unmittelbar oder mittelbar durch das Schmieröl abgeleitet werden, da sonst durch Wärmestau in diesen Stellen Schäden eintreten würden. Die Bedeutung einer richtig durchgebildeten Kühlung wird umso größer, je höher die spezifische Motorleistung getrieben wird.

Mangelhafte Kühlung führt zu hohen Temperaturen der Wandungen des Verbrennungsraumes und des Zylinders; die Folgen davon sind Verkoken des Schmieröls, Festbrennen der Kolbenringe, übermäßiger Verschleiß, Fressen der Kolben, Überhitzung der Auslaßventile, ferner Früh- und Glühzündungen in Ottomotoren usw.

Im heutigen Verbrennungskraftmaschinenbau stehen die folgenden sich voneinander durch das angewendete Kühlmittel unterscheidenden Kühlverfahren in Anwendung:

a) Wasserkühlung, b) Heißkühlung, c) Ölkühlung, d) Luftkühlung.

I. Wasserkühlung.

Die weitaus vorherrschende Wasserkühlung kann ausgeführt werden als Frischwasserkühlung, als Umlaufkühlung mit Umwälzung durch Kühlwasserpumpe, als Selbstumlaufrkühlung ohne Pumpe oder als Verdampfungskühlung.

a) Die Frischwasserkühlung.

Diese bietet größte Betriebssicherheit und ergibt den geringsten Bauaufwand. Sie wird bei ortsfesten Motoren dort angewendet, wo geeignetes Wasser in genügender Menge zu jeder Zeit und billig zur Verfügung steht. An geeigneten Wasserläufen ist diese Kühlungsart auch für Großmotoren anwendbar; Kleinmotoren werden vielfach an die vorhandenen Ortswassernetze angeschlossen.

Schiffsmotoren und Seeschiffe werden — soweit Seewasserkühlung möglich ist — unmittelbar mit Seewasser gekühlt. Im Gegensatz zu Landmotoren bezeichnet man bei Schiffsmotoren als „Frischwasserkühlung“ eine Umlaufkühlung mit Süßwasser, das seinerseits wieder in geeigneten Kühlern mit Seewasser rückgekühlt wird.

b) Die Umlaufkühlung.

Diese wird dort angewendet, wo nicht genügend Kühlwasser in der notwendigen Menge oder Beschaffenheit zur Verfügung steht, so bei Fahrzeugmotoren aller Art, sofern diese nicht luftgekühlt werden. Sie findet ferner auch weitgehende Verwendung in ortsfesten Anlagen, mehrfach auch für Schiffsmotoren. Dieses Kühlverfahren erfordert die Anordnung eines Rückkühlers im Umlaufsystem.

Der Kühlwasserverbrauch beschränkt sich bei der Umlaufkühlung auf den Ersatz der durch Verdampfung oder Verdunstung verlorenegegangenen Wassermenge; bei ortsfesten Anlagen, die für die Rückkühlung Kühltürme oder Gradierwerke verwenden, wird erfahrungsgemäß ein Frischwasserzusatz von 2,5—3,0 l/PSeh benötigt.

c) Die Verdampfungskühlung.

Die zu ersetzende Wassermenge wird hier dadurch verringert, daß außer der zur Temperaturerhöhung allein aufgenommenen Wärmemenge auch die bedeutend höhere Verdampfungswärme des Wassers zur Bindung der abzuführenden Wärmemenge zur Verfügung steht. Angewendet wird die Verdampfungskühlung meist nur für untergeordneten Zwecken dienende transportable Motoren. Der Verbrauch an Frischwasser beträgt, wenn der Dampf nicht niedergeschlagen wird, 1,5—2 l/PSeh. Das verwendete Wasser soll möglichst frei von Kesselstein bildenden Bestandteilen sein, da sonst die sich rasch ansetzenden Kesselsteinbeläge die Kühlwirkung an den zu kühlenden Wänden herabsetzen.

II. Heißkühlung.

Die Heißkühlung kommt als Umlaufkühlung dann in Betracht, wenn bei Verwendung von Wasser als Kühlmittel mit der Temperaturspanne zwischen der Rückkühltemperatur und einer in einem entsprechenden Abstand unterhalb der Siedetemperatur gelegenen Höchsttemperatur mit einer gegebenen Kühlmittelmenge nicht mehr das Auslangen gefunden werden kann. Vor allem sind es also Flugzeugmotoren und andere Fahrzeugmotoren, für welche die Heißkühlung angewendet wird. Diese wird stets als Umlaufkühlung ausgeführt und Kühlflüssigkeiten mit höher liegenden Siedepunkten wie z. B. Glycerin, Glykol usw. verwendet.

III. Ölkühlung.

Ölkühlung kommt für die Kühlung des ganzen Motors selten in Betracht; wohl aber werden zuweilen einzelne Bauteile, wie z. B. die Kolben größerer Motoren, in einem geschlossenen Umlaufsystem mit Öl gekühlt. Bei Einhaltung der für das Kühlöl zulässigen Höchsttemperatur beschränkt sich der Verbrauch auf den durch Leckverluste notwendig werdenden Ersatz.

IV. Luftkühlung.

Bei der Luftkühlung unterscheidet man wieder zwei Verfahren:

- a) Kühlung durch den Luftstrom ohne Hilfsmittel, wie z. B. bei Fahrzeug- und Flugmotoren durch den Fahrwind allein,
- b) Kühlung mittels eines Kühlluftgebläses.

Der Aufwand für die Luftkühlung muß letzten Endes stets durch einen Teil der Motorleistung gedeckt werden: im einen Fall ist es der erhöhte Fahrwiderstand, im anderen Fall die vom Motor aufzuwendende Gebläseantriebsleistung. Derartige Kosten für die Kühlung sind aber nur mittelbar und können als selbständige Kosten nicht erfaßt werden.

Mit einem die Betriebskosten der Maschine unmittelbar beeinflussenden Kühlmittelverbrauch ist daher nur bei Frischwasserkühlung und, in weit geringerem Maße, bei Umlauf- sowie bei Verdampfungskühlung zu rechnen.

Die Höhe des Kühlwasserverbrauches richtet sich

1. nach der abzuführenden Wärmemenge, die je nach der Leistung, daneben aber auch je nach dem Verfahren und der Bauart der Maschine verschieden groß ist;
2. nach der zulässigen bzw. möglichen Temperatur für das eintretende Kühlwasser und nach der angewendeten oder zulässigen Austrittstemperatur für dasselbe, d. h. nach der zur Verfügung stehenden und ausnutzbaren Temperaturspanne im Kühlmittel. Je höher die mittlere Temperatur desselben gewählt wird, desto geringer wird die übergehende Wärmemenge;
3. nach der Führung des Kühlwassers und der Strömungsgeschwindigkeit in den Kühlräumen; Kesselsteinbeläge und Ölschichten auf den zu kühlenden Flächen beeinträchtigen den Wärmeübergang stark und erfordern größere Kühlwassermengen.
4. Nach dem Umfang der Kühlung des Motors, zusätzlich gekühlte Bauteile betreffend.

Es ist dementsprechend auch bei Meßergebnissen, die Angaben über den Kühlmittelbedarf und über die mit dem Kühlmittel abgeführten Wärmemengen von Verbrennungskraftmaschinen machen, stets mitanzugeben, welche Bauteile derselben außer den Zylindern und Zylinderköpfen gekühlt werden, wie z. B.: Kolben, Auslaßventile, Brennstoffventile, Auspuffleitungen, usw. Ferner sind die Wassereintritts- und Austrittstemperaturen mitanzuführen; nur dann kann die Kühlung vollständig beurteilt werden.

Werden andere Kühlmittel als Kühlwasser verwendet, so ist die benötigte Kühlmittelmenge auch von der spezifischen Wärme des Kühlmittels und dessen sonstigen physikalischen Eigenschaften abhängig.

Als Richtwerte für die Größe der im Kühlwasser bei verschiedenen Motorengattungen abzuführenden Wärmemenge können die folgenden Angaben dienen:

Bauart	Kühlwasserwärme kcal/PSeh
Ortsfeste einfachwirkende Gasmotoren	800—1500
Ortsfeste einfachwirkende Viertakt-Dieselmotoren	500— 800
Große einfachwirkende Zweitakt-Dieselmotoren	400— 500
Doppeltwirkende Gasmotoren	700— 900
Fahrzeugmotoren (Otto- und Dieselmotoren)	600— 800
Flugmotoren	350— 500

Die bei Dieselmotoren an das Kühlwasser stündlich von 1 m^2 der Oberfläche des Brennraumes und des Zylindermantels übergehende Wärmemenge Q_w läßt sich angenähert nach der folgenden Formel bestimmen [1], [2]:

$$Q_w = k \cdot (6000 - 26 \cdot n) \cdot p_i \text{ kcal/m}^2\text{h}$$

wobei zu setzen ist $k = 1$ für Viertaktmaschinen

$k = 1,6-1,8$ für Zweitaktmaschinen

Der nachfolgenden Zahlentafel können Anhaltspunkte entnommen werden, mit welchen Kühlwasserwärmemengen ungefähr für Dieselmotoranlagen gerechnet werden muß; die Zahlentafel gibt die ins Kühlwasser abgeführten Wärmemengen in % der mit dem Kraftstoff zugeführten Wärmemengen an; die Angaben entsprechen den Verhältnissen bei Dauerbetrieb der Motoren.

Zahlentafel 4. Mit dem Kühlwasser abgeführte Wärmemenge in % der mit dem Kraftstoff insgesamt zugeführten Wärmemenge für Dieselmotoren bei Dauerleistung.

Bauart		Luftlose Einspritzung		Einblaseverfahren	Zuschlag für gek. Auspuffleitung		
		Strahlverfahren	Vorkammer				
Einfach wirkender Viertakt	Kolben ungekühlt		25—36		25—40	28—33	hierzu für den Einblasekompressor 3—5 bei Viertaktmotoren: 6—8 bei Zweitaktmotoren: 5—6,5
	Kolben gekühlt	Zylinder und Deckel	18—22	19—24	20—23	28—34	
		Kolben	7—9	7—9	8—11		
Einfach wirkender Zweitakt	Kolben ungekühlt		24—30		28—33	25—31	
	Kolben gekühlt	Zylinder und Deckel	15—18	17—22	16—19	23—28	
		Kolben	4,5—8	5—7	7—9		
Doppelt wirkender Zweitakt	Kolben gekühlt	Zylinder und Deckel	16—18		19—22	27—32	
		Kolben	7—8	23—26	8—10		
Einfach wirkender Viertakt aufgeladen	Kolben ungekühlt		20—25			22—27	
	Kolben gekühlt	Zylinder und Deckel	15—18		15—18	22—26	
		Kolben	6—8	21—28	7—8		

Die Wärmeabgabe an das Kühlwasser, bezogen auf die gesamte mit dem Brennstoff zugeführte Wärme, ist bei kleineren Maschinen größer, da dort das Verhältnis der wärmeableitenden Oberflächen zum Hubvolumen größer ist als bei größeren Maschinen ähnlicher Gestaltung; sie ist im allgemeinen geringer bei Maschinen hoher Drehzahl als bei langsam laufenden und ferner geringer bei langhubigen Maschinen als bei kurzhubigen. Maschinen, die mit veränderlicher Drehzahl betrieben werden, zeigen im allgemeinen ebenfalls bei steigender Drehzahl abfallende Kühlwasserverluste, doch können sich, insbesondere bei unterteilten Brennräumen, durch Verschlechterung der Verbrennung oder durch erhöhte Gasgeschwindigkeiten im Verbrennungsraum auch abweichende Verhältnisse ergeben (vgl. z. B. Abb. 216).

Die Wärmeübergangsverhältnisse sind bei kleineren Maschinen günstiger, als bei größeren. Erstere gestatten es daher, höhere Kühlwasserablauftemperaturen zu verwenden, als die letzteren; infolgedessen verlangen größere Maschinen verhältnismäßig größere Kühlwassermengen bei verhältnismäßig niedrigen Ablauftemperaturen.

Berechnungsgrundlagen für die Motorenkühlung sind in Heft 4 und 11 gegeben.

Schrifttum:

1. RIEHM: Leistungserhöhung der Viertakt-Dieselmotoren. ZVDI Bd. 67 (1923) S. 763.
2. BRUCE: Some Factors Limiting the Power of Diesel Engines. Trans. Inst. Eng. Shipbuild. Scotl. 1924.

Dritter Teil.

Wirtschaftlichkeit.

A. Allgemeines.

Verbrennungskraftmaschinen dienen in Anlagen verschiedenster Art als Energiequellen. Von der motorischen Kraftquelle wird gefordert, daß ihre Leistung jederzeit verläßlich, in gleicher Höhe und in wirtschaftlicher Weise zur Verfügung steht.

Die Wirtschaftlichkeit einer Verbrennungskraftmaschinenanlage wird beeinflusst:

- a) unmittelbar durch
 1. die Anlagekosten
 2. die Betriebskosten;
 3. die Instandhaltungskosten;
- b) mittelbar durch
 4. die Ausnutzungsmöglichkeit der Anlage im weitesten Sinn.
 5. die Betriebssicherheit der Anlage.

Während die unter b) erwähnten Umstände, obwohl sie für die Zweckmäßigkeit und Bewährung einer Anlage bestimmend sein können, sich ziffernmäßig kaum erfassen lassen, ist dies bei den unmittelbaren Kosten möglich und sowohl zur Vorherbestimmung als auch zur Überwachung der Wirtschaftlichkeit der Anlage notwendig. Zu diesem Zweck werden die unmittelbaren Kosten gewöhnlich geteilt in

- a) feste oder betriebsunabhängige Kosten
- b) veränderliche oder betriebsabhängige Kosten; diese lassen sich wieder weiter trennen in
 - a) Kosten abhängig vom Belastungsfaktor und
 - β) Kosten abhängig von der Betriebsdauer.

Die besonderen Verhältnisse jedes einzelnen Falles beeinflussen jedoch die Gesamtwirtschaftlichkeit eines Motorenbetriebes in derart ausschlaggebender Weise, daß es unmöglich ist, allgemein gültige Angaben über die Wirtschaftlichkeit verschiedener Motorentypen in erschöpfender Weise zu geben, umso mehr, als die die Wirtschaftlichkeit mitbestimmenden Faktoren zeitlich und örtlich stark schwanken. Es lassen sich nur allgemeine Richtlinien aufstellen, wie die Wirtschaftlichkeit einer Anlage erfaßt werden kann. Die Gesichtspunkte, nach welchen diese zu beurteilen ist, sind überdies verschieden, je nachdem es sich um ortsfeste oder Schiffsbetriebe oder endlich um Kraftfahrzeugbetriebe handelt und werden daher getrennt besprochen.

B. Ortsfeste Anlagen und Schiffsanlagen.

1. Feste Kosten.

Diese umfassen hier die Kosten für den Kapitalsdienst, das sind die für die *V e r z i n - s u n g* und für die *A b s c h r e i b u n g* der gesamten Anlage erwachsenden Kosten einschließlich jener für die Maschinenfundamente und für das gesamte Zubehör zur Anlage bei ortsfesten Anlagen auch für das Maschinenhaus und den Baugrund.

Die *Verzinsung* des Kapitals für ortsfeste Anlagen wird im allgemeinen mit $3\frac{1}{2}$ bis 5% bemessen.

Die Höhe der jährlichen *Abschreibung* für den maschinellen Teil der Anlage könnte vom Belastungsfaktor abhängig gemacht werden, da mit steigender Ausnutzung der Maschine auch deren Abnutzung zunimmt. In der Regel wird jedoch praktisch darauf keine Rücksicht genommen, vielmehr wird die Abschreibung nach einem festen Satz vorgenommen. Dieser wird bei ortsfesten Anlagen mit $7-10\%$ für die Maschinen und mit $2-3\%$ für die Baulichkeiten bemessen. Bei Schiffsmotoren wird mit einer Abschreibung von $5-8\%$ gerechnet.

Bei $c_m\%$ Verzinsung und $a_m\%$ Tilgung für das Anlagekapital A_m für die Maschinenanlage, $c_g\%$ Verzinsung und $a_g\%$ Tilgung für das Anlagekapital A_g für das Maschinengebäude, ferner bei z Betriebsstunden im Jahr und einer Durchschnittsbelastung von N_m PS stellen sich die Gesamtkosten K für den Kapitalsdienst je erzeugter PSh auf

$$K = K_m + K_g = \frac{1}{100 N_m \cdot z} [(c_m + a_m) A_m + (c_g + a_g) A_g] \quad (1)$$

K wird offenbar umso günstiger, je größer das Produkt $N_m \cdot z$ wird, d. h. je vollständiger die Anlage hinsichtlich ihrer Betriebsdauer ausgenutzt erscheint.

Da sich überdies die auf die Leistungseinheit bezogenen Kosten für den Brennstoff bei allen Verbrennungskraftmaschinen mit sinkender durchschnittlicher Leistung N_m — wenigstens unterhalb der $\frac{3}{4}$ -Last — viel rascher als linear erhöhen, wie Abb. 367 entnehmen läßt, so ist zu trachten, den Belastungsfaktor möglichst zu steigern. Es ist demnach günstiger, sofern es die Betriebslage zuläßt, einzelne Arbeitstage ganz ausfallen zu lassen, als die Maschinen fortlaufend mit geringer Belastung zu betreiben. Ist die jährliche Betriebsstundenzahl zu niedrig, so läßt sich die gesamte für den Kapitalsdienst bereitzustellende Summe auch dadurch wieder erträglich gestalten, daß A_m und A_g niedrig gewählt werden. In diesem Fall ist eine billigere Anlage am Platz. Ein Ausgleich läßt sich auch dadurch herbeiführen, daß die Tilgungsrate a_m für die Maschinen entsprechend ihrer geringeren Beanspruchung niedriger gewählt wird. Dies kommt aber nur dann in Frage, wenn regelmäßige, längere Betriebsunterbrechungen eintreten, die sich über einen großen Teil des Jahres erstrecken, wie dies für die sogenannten Saisonbetriebe zutrifft, und wenn die Anlage während dieser Zeit nicht in dauernd und jederzeit vollkommen betriebsbereitem Zustand erhalten werden muß.

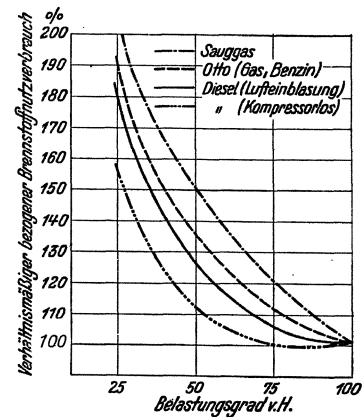


Abb. 357. Bezogener Brennstoffnutzverbrauch in v. H. des Vollastverbrauches bei verschiedener Belastung.

2. Betriebskosten.

Zu den Betriebskosten zählen:

- a) die Kosten für Bedienung und Wartung,
- b) die Kosten für Betriebsmittel, wie: Brennstoff, Schmiermittel, Kühlmittel, Putzmittel usw.

a) Kosten für Bedienung und Wartung.

Diese sind im allgemeinen von der Benutzungsdauer der Anlage ebenso wie von ihrer Belastung unabhängig, es sei denn, daß sich durch außergewöhnliche Betriebsbeanspruchungen besondere Instandsetzungsarbeiten ergeben und dadurch Aushilfsarbeitskräfte zur Unterstützung des regelmäßig beschäftigten Personals herangezogen werden müssen. Wo es sich nicht um ausgesprochen von der Jahreszeit abhängige Betriebe (Saisonbetriebe) handelt, werden sich im allgemeinen die Kosten für die Wartung und Bedienung als jährlich gleichbleibende Kosten ergeben; sie werden deshalb vielfach den festen Kosten zugeschlagen.

Die Wartung von Verbrennungskraftmaschinen ist einfacher als jene von Dampfanlagen gleicher Größe, sie kann durch billigere Arbeitskräfte erfolgen und erfordert weniger Zeit. Bei gleichen Maschinengattungen zeigt sich die für die Wartung notwendige Arbeitsleistung W in Arbeitsstunden von der Nennleistung der Maschine abhängig, und kann nach GÜLDNER [1] überschlägig für einfachen zehnstündigen Tagesbetrieb wie folgt bestimmt werden:

Für Leuchtgas- und Dieselmotoren: $W = 0,25 \sqrt{N}$ Stunden.

für Sauggasmotoren: $W = 1,25 \sqrt{N}$ Stunden.

Ist der Durchschnittsstundenlohnsatz für das Wartungspersonal L RM/Stde, so belaufen sich die auf die PSh bei Nennleistung entstehenden Wartungskosten K_L :

$$\text{für Leuchtgas- und Dieselmotoren} \quad K_L = \frac{0,025 L}{\sqrt{N}} \text{ RM/PSh} \quad (2)$$

$$\text{für Sauggasmotoren} \quad K_L = \frac{0,125 L}{\sqrt{N}} \text{ RM/PSh} \quad (2a)$$

Der aus obigen Formeln sich ergebende Wert W ist bei größeren Anlagen auf einen oder mehrere Bedienungsleute derart aufzuteilen, daß für jeden einzelnen der Wert W höchstens 12—15 beträgt.

Bei Großbetrieben, die mehrere Motoren in einer Anlage umfassen, kann für den 10-stündigen Arbeitstag gesetzt werden:

$$W = 0,25 \sqrt{N \cdot n} \text{ bzw. } 1,25 \sqrt{N \cdot n};$$

besser aber wird gewählt

$$W = 0,25 n \sqrt{N} \text{ bzw. } 1,25 n \sqrt{N},$$

wenn n die Anzahl der Maschinen in der Anlage bedeutet. In Fällen, wo W erheblich kleiner als 10—12 Stunden ausfällt, ist der volle Lohn für einen Wärter für die Ermittlung der Eigenkosten einzusetzen, es sei denn, daß der Motorenwärter zeitweilig in der Nähe der Anlage anderweitig beschäftigt werden kann.

b) Betriebsmittelkosten.

α) Kraftstoff-Kosten.

Unter den vom Belastungsfaktor abhängigen Betriebsmittelkosten sind jene für den Kraftstoff am wichtigsten. Sie sind derart ausschlaggebend, daß ihre eingehende Überprüfung und Voreinschätzung zur Vorausbestimmung der Rentabilität jeder Anlage erforderlich ist und daß zweckmäßig zur Überwachung der Wirtschaftlichkeit der Anlage der Kraftstoffverbrauch laufend überprüft wird. Die Höhe des der Maschine eigentümlichen bezogenen Verbrauches und der Einheitspreis des Kraftstoffes einerseits, die Belastungsverhältnisse und daneben gegebenenfalls auch die übrigen Betriebsverhältnisse andererseits bestimmen Gesamtverbrauch und Kraftstoffkosten.

Bedeutung:

b_e' den bezogenen Kraftstoffnutzverbrauch in kg/PSh oder in Nm³/PSh

H_u den unteren Heizwert des Kraftstoffes in kcal/kg bzw. in kcal/Nm³

η_e den Nutzwirkungsgrad der Maschine bei der Belastung N_e PS

K_1 den Einheitspreis des Kraftstoffes je kg bzw. je Nm³ frei Verbrauchsstelle

so werden die stündlichen Kraftstoffkosten K_B bei der Belastung N_e

$$K_B = N_e \cdot b_e' \cdot K_1 = \frac{632 N_e}{\eta_e} \cdot \frac{K_1}{H_u} \text{ RM/h.} \quad (3)$$

Der Quotient $\frac{K_1}{H_u}$ gibt die Einheitskosten des Kraftstoffes je kcal an; es ist dies ein Kennwert für die Beurteilung des zur Verwendung kommenden Kraftstoffes, der auch als dessen „Energiepreis“ bezeichnet wird. Er schwankt für die verschiedenen Kraftstoffe innerhalb sehr weiter Grenzen.

W. A. OSTWALD gibt z. B., für das Inland im Frühjahr 1940 gültig, folgende Energiepreise an (vgl. [8, 9]):

Kraftstoff	Energiepreis Rpf/1000 kcal
Steinkohle (Kleinhandel)	0,47
Koks (Kleinhandel)	0,56
Braunkohlenbriketts (Kleinhandel)	0,73
Naphtalin (Großhandel)	0,70
Brennholz (für Sauggasgeneratoren)	0,86
Heizöl ab Werk, einschl. Faß	1,4
Dieselmotorkraftstoff (zollbegünstigt)	2,1
Dieselmotorkraftstoff (verzollt)	3,1
Methan (verdichtet)	3,4
Flüssiggas (Einzelbezug)	4,2
Benzin (Tankstelle)	5,1
Benzol (Großhandel)	5,2
Stadtgas (Wohnung)	5,5
Äthanol	9,8
Azetylen (verdichtet)	17,3
Wasserstoff (verdichtet)	78,0

Bemerkenswert an dieser Übersicht sind zunächst die großen Unterschiede im Energiepreis der verschiedenen Kraftstoffe, ferner aber auch der Umstand, daß es zur Zeit nicht verwendete Kraftstoffe mit sehr niedrigem Energiepreis, wie z. B. das Naphtalin gibt; endlich sind die sehr hohen Energiepreise von Azetylen und vor allem von Wasserstoff auffallend.

Werden die stündlichen Kraftstoffkosten auf die Leistungseinheit des Motors bezogen, so ergibt sich mit

$$\frac{N_e}{K_B} = b_e' \cdot K_1 = K_a \cdot \text{RM/PSH} \quad (4)$$

ein Wert, dem für jede Gattung von Verbrennungskraftmaschinen ein bestimmter kennzeichnender Größenbereich zukommt; er wird als der „Arbeitspreis“ für die betreffende Motorengattung bezeichnet und stellt jenen Betrag dar, der als Kraftstoffkostenanteil des Motorbetriebes je PSH aufzuwenden ist.

Energiepreis und Arbeitspreis schwanken mit dem Einheitspreis des Kraftstoffes und sind daher nicht nur für verschiedene Kraftstoffe, sondern auch wieder für denselben Kraftstoff für jedes Versorgungsgebiet, je nach Lage der Kraftstoffversorgungsmöglichkeit und nach der Lenkung der Kraftstoffwirtschaft, verschieden und ändern sich unter Umständen auch innerhalb eines Versorgungsgebietes wieder durch die von Ort zu Ort verschiedenen Transportkosten, die den Kraftstoffpreis belasten.

V o r a u s b e s t i m m u n g v o n K r a f t s t o f f k o s t e n .

Soll die Wirtschaftlichkeit einer neu zu erstellenden Anlage im voraus errechnet werden, so ist es notwendig, den zu erwartenden Kraftstoffverbrauch so genau als möglich vorzubestimmen. Je nachdem, ob es sich dabei um ortsfeste Anlagen oder um Schiffsanlagen handelt, muß dabei verschieden vorgegangen werden.

1. *Ortsfeste Anlagen.* Zur Vorherbestimmung des Gesamtverbrauches einer Anlage, die wie die meisten ortsfesten Anlagen unter stark schwankenden Belastungsverhältnissen arbeiten soll, ist zunächst die Kenntnis des zeitlichen Verlaufs der Belastungshöhe, also des Belastungsdiagrammes notwendig. Es ist dabei unrichtig, etwa auf Grund eines angenommenen Belastungsfaktors den Gesamtkraftstoffverbrauch aus dem Vollastverbrauch zu errechnen und dem Auftreten von Teilbelastungen lediglich durch einen Zuschlag Rechnung zu tragen. Für den zweckmäßig einzuschlagenden Weg gibt MAGG [2] folgende Anleitung:

Die zu gewärtigende Belastung ist entweder — z. B. bei Umstellung des Betriebes von einer anderen Kraftquelle auf den Betrieb mit Verbrennungskraftmaschinen — aus den gegebenen Erfahrungswerten, sonst aber am zweckmäßigsten den von KLINGENBERG [3] gegebenen Normalcharakteristiken zu entnehmen. Abb. 358 stellt beispielsweise eine solche Normalcharakteristik bezogen auf 24 Stunden dar; aus dieser Tagescharakteristik

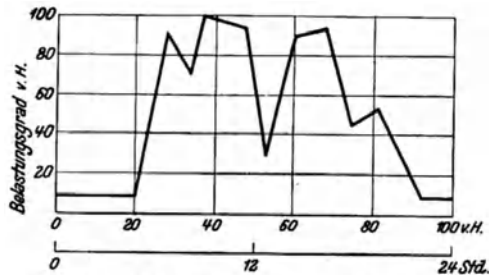


Abb. 358. Beispiel einer Normalcharakteristik über 24 Stunden (nach KLINGENBERG [3]).

oder aus einer Anzahl solcher für verschiedene Abschnitte des Jahres gültigen Tagescharakteristiken läßt sich das Jahresbelastungsdiagramm — rechter oberer Quadrant in Abb. 359 — ermitteln, welches den Belastungszustand der Maschine in bezug auf die Zeitdauer, während welcher die einzelnen Belastungsstufen auftreten, angibt. Dem Beispiel liegen die Verhältnisse einer Maschinenfabrikzentrale mit 300 Arbeitstagen und 65 Stillstandtagen je Jahr zugrunde. Der Belastungsfaktor bezogen auf den Arbeitstag beträgt im Beispiel 50%, bezogen auf das Jahr unter Berücksichtigung der Stillstandstage jedoch nur 41,2%. Neben dem Jahresbelastungsdiagramm wird (Abb. 359, linker oberer Quadrant) die wirtschaftliche Charakteristik aufgezeichnet, welche die Kraftstoffkosten je Stunde in Abhängigkeit von der Belastung darstellt. Sie wird auf folgende Weise erhalten: Zunächst werden von 0 nach links die festen Kosten je Stunde (die gesamten festen Jahreskosten geteilt durch $365 \times 24 = 8760$)

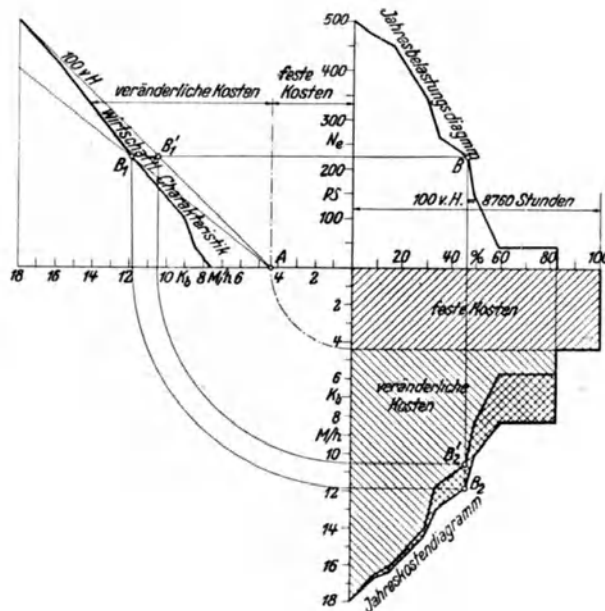


Abb. 359. Ermittlung des Jahreskostendiagramms (nach MAGG [2]).

Angaben des zweiten Teils dieses Heftes u. a. z. B. die Abb. 260 verwendet werden.

Durch den Bezug des Jahresbelastungsdiagrammes auf die wirtschaftliche Charakteristik — nach dem für den Punkt *B* in Abb. 359 beispielsweise angegebenen Verfahren — ergibt sich das Jahreskostendiagramm, wie es im rechten unteren Quadranten dieser Abbildung, dessen Fläche die gesamten Jahreskosten getrennt nach festen und veränderlichen Kosten darstellt, wiedergegeben ist. Der doppelt schraffierte Bereich in Abb. 359 kennzeichnet die Mehrkosten, die der erhöhte Kraftstoffverbrauch bei Teillast verursacht.

Bei Zentralen mit mehreren Maschinen ist die Gesamtbelastung zunächst auf die einzelnen Maschinen aufzuteilen und die Wirtschaftlichkeitsberechnung für jede einzelne Maschine getrennt durchzuführen.

ermitteln, welches den Belastungszustand der Maschine in bezug auf die Zeitdauer, während welcher die einzelnen Belastungsstufen auftreten, angibt. Dem Beispiel liegen die Verhältnisse einer Maschinenfabrikzentrale mit 300 Arbeitstagen und 65 Stillstandtagen je Jahr zugrunde. Der Belastungsfaktor bezogen auf das Jahr unter Berücksichtigung der Stillstandstage jedoch nur 41,2%. Neben dem Jahresbelastungsdiagramm wird (Abb. 359, linker oberer Quadrant) die wirtschaftliche Charakteristik aufgezeichnet, welche die Kraftstoffkosten je Stunde in Abhängigkeit von der Belastung darstellt. Sie wird auf folgende Weise erhalten: Zunächst werden von 0 nach links die festen Kosten je Stunde (die gesamten festen Jahreskosten geteilt durch $365 \times 24 = 8760$) aufgetragen, und dadurch der Punkt *A* erhalten. Wäre der bezogene Kraftstoffnutzverbrauch von der Belastung der Maschine unabhängig, so ergäben die veränderlichen Kraftstoffkosten im Zusammenhang mit der Belastung eine durch *A* gehende Gerade. Da sich aber der Verbrauch mit der Belastung ändert, ergibt sich für jeden Belastungsgrad eine andere Gerade durch *A*, insgesamt also ein Strahlenbündel, von dem in Abb. 359 nur zwei Strahlen eingezeichnet sind. In jedem einzelnen Strahl gibt dann der seiner Belastung entsprechende Punkt die tatsächlichen Kosten je Stunde an. Durch die Verbindung dieser Punkte ergibt sich die gesuchte wirtschaftliche Charakteristik. Zur Ermittlung der Verbrauchsziffern für die verschiedenen Belastungen können die

Wie aus den Gleichungen (1 und 3) hervorgeht, ist es wirtschaftlich in den allermeisten Fällen verfehlt, Verbrennungskraftmaschinen lange Zeit hindurch mit geringer Belastung laufen zu lassen. Da der Wert η_e dann sehr weit absinkt, hat ein derartiger Betrieb unzulässig hohen Kraftstoffaufwand zur Folge. In vielen Fällen erweist es sich daher als wirtschaftlich richtiger, die Gesamtleistung auf mehrere Maschinen aufzuteilen und für den Betrieb während der Zeiten schwacher Belastungen neben den Hauptmaschinen größerer Leistung noch eine oder mehrere Hilfsmaschinen von geringerer Leistung aufzustellen, die während der Zeiten geringen Leistungsbedarfes allein unter günstiger Belastung laufen. Es ist unter Umständen auch zweckmäßig, von diesen Hilfsmaschinen die Hilfsaggregate der Hauptmaschinen anzutreiben.

Die Überlastungsfähigkeit der Maschinen soll möglichst ausgenutzt werden. Allerdings muß dabei vorausgesetzt werden, daß die Überlast auch tatsächlich während der in Frage kommenden Zeiten ohne Gefährdung der Betriebssicherheit gefahren werden kann, und zwar auch dann, wenn die Maschine knapp vor einer fällig werdenden Überholung steht. Keinesfalls dürfen Überlastungen in unzulässiger Höhe oder während unzulässiger Zeitdauer vorkommen. Es ist auch darauf zu achten, daß die Anlage über eine hinreichende Leistungsreserve verfügt, da erfahrungsgemäß bei jeder Anlage mit zusätzlichen Leistungsanforderungen zu rechnen ist.

Je nach der Art des Betriebes müssen bei Ermittlung der Kraftstoffkosten auch die Anheizzeiten, dann der Verbrauch während der Betriebspausen, der Rückbrand usw. mit berücksichtigt werden; dies ist z. B. bei Sauggas-Generatoranlagen der Fall. Verluste, die der Kraftstoff während der Lagerung oder zwischen Lager- und Verbrauchsstelle erleiden kann, wie z. B. Verluste durch Trocknen, Zerfall, Verdunstung, Tropfverluste usw. sind ebenfalls zu berücksichtigen.

2. *Schiffsanlagen.* Im Schiffsbetrieb sind die Erwägungen über den zu erwartenden Kraftstoffverbrauch wesentlich einfacher, da hier, für den weitaus überwiegenden Teil der Betriebsdauer, mit einer ganz bestimmten, gleichbleibenden Belastung und Drehzahl zu rechnen ist. Aus der Verbrauchskurve des Motors lassen sich die zu erwartenden Kraftstoffkosten für jede Propellerdrehzahl und die derselben entsprechende Belastung ohne weiteres errechnen, wenn der Propellerwirkungsgrad und der Wirkungsgrad der Kraftübertragung vom Motor zum Propeller bekannt sind.

Die großen Preisunterschiede, die für einzelne Kraftstoffe in verschiedenen Häfen zu verzeichnen sind, lassen gegebenenfalls Erwägungen offen, ob größere Kraftstoffmengen wirtschaftlicher zu einem billigeren Preis zu beschaffen und dann auf größere Strecken mitzuführen sind, oder ob der verfügbare Frachtraum für andere Zwecke günstiger ausgenutzt werden kann. Auch die durch das Tanken erforderlich werdenden Liegezeiten, die je nach den in den Häfen vorhandene Ausrüstungen verschieden lang ausfallen können, sind in diese Überlegung mit einzubeziehen.

β) Kosten für Schmiermittel und Putzmittel.

Die Kosten für Schmiermittel und Putzmittel können nur nach Erfahrungswerten erfaßt werden; hinsichtlich der ersteren gibt Teil II Abschnitt B Anhaltswerte. — Bei der Betriebskostenermittlung pflegt man meist die Kosten für Schmier- und Putzmittel in einem Bauschbetrag den festen Kosten zuzuschlagen.

Die Schmiermittelkosten sind aber außer vom spezifischen Ölverbrauch der Maschine und von dessen Kosten grundsätzlich noch von der Betriebsdauer abhängig.

Infolge des hohen Preises des Schmieröls kann die durch den Schmierölverbrauch erwachsende Belastung einen beachtlichen Anteil der Betriebskosten darstellen. Daher muß der Schmierölverbrauch auf das notwendige Maß eingeschränkt werden, umso mehr als ein Überschmieren des Motors sich auf den Verschleiß der Zylinder und Kolbenringe und auf die Betriebssicherheit der Maschine nur ungünstig auswirkt und vorzeitige Reinigungsarbeiten notwendig macht. Falsch wäre es aber, durch die Verwendung billiger,

minder geeigneter Schmieröle Ersparnisse erzielen zu wollen. Die von der Motorenfirma hinsichtlich des Schmieröls gemachten Vorschriften geben die beste Gewähr für die Sicherheit der Schmierung.

Bei Motoren, deren Zylinderschmierung durch Spritzöl erfolgt, hängt die Menge des in die Zylinder gelangenden Öles auch von der Zähigkeit desselben ab; die Einhaltung der richtigen Öltemperatur ist daher hier neben der Verwendung der richtigen Ölsorte für den Verbrauch von Wichtigkeit. Vergrößerung des Lagerspiels in den Wellen- und Pleuellagern, ferner auch fortschreitender Verschleiß an den Zylindern, an den Kolbenringen und der dadurch eintretende Spannungsverlust an den letzteren, ferner der Verschleiß an den Flanken der Kolbenringe und in den Ringnuten, endlich auch das Festsetzen der Ringe führen oft zu ganz bedeutenden Steigerungen des Ölverbrauches. Dieser muß daher im Betrieb dauernd genau überwacht werden, um ein Anwachsen der Betriebskosten durch gesteigerten Ölverbrauch zu vermeiden.

Selbstverständlich ist für jeden sparsam und wirtschaftlich geführten Betrieb eine sorgfältige Erfassung des abfallenden Öles und dessen Wiederverwendung durch Filterung, Zentrifugieren und Regenerieren vorauszusetzen. — Ebenso müssen gebrauchte Putzmittel durch Reinigen neuerlich verwendbar gemacht werden. Erwähnt sei noch, daß durch die Verwendung ungeeigneter, vor allem stark fasernder Putzmittel, wie z. B. von Putzwolle, sehr viel Schaden angerichtet werden kann und unnötige Instandsetzungskosten entstehen können.

e) Instandhaltungskosten.

Die Höhe der an einer Motorenanlage auflaufenden Instandhaltungskosten wird nicht nur durch die Güte der Gestaltung und das richtige Erfassen der Betriebseinwirkungen auf die Bauteile durch den Konstrukteur und die ausführende Werkstatt ausschlaggebend beeinflußt; verständnisvolle Betriebsführung, aufmerksame Überwachung und Beobachtung der Maschine und ihrer Hilfsanlagen, Überwachung und Prüfung der Beschaffenheit der Betriebsmittel und aufmerksames Verfolgen der Betriebsergebnisse sind ebenso wichtig.

Nicht nur die unmittelbaren Kosten für Reparaturen, Ersatzteile, Nacharbeiten usw. beeinflussen die Instandhaltungskosten; vielmehr kommen noch die Kosten für die Demontage und für die Montage der herzurichtenden oder zu ersetzenden Teile und auch jener Bauteile hinzu, die ausgebaut und wieder eingebaut werden müssen, um den zu ersetzenden Teil zugänglich zu machen. Gute Zugänglichkeit besonders der erfahrungsgemäß häufiger zu überholenden Teile und ein klarer, übersichtlicher Aufbau der Maschine ebenso wie der Gesamtanlage sind daher anzustreben und können sich auf den Ertrag der Anlage auch durch ihren Einfluß auf die Länge von Stillstandzeiten sehr fühlbar machen.

Stillstände der Anlage belasten die Gesamtwirtschaftlichkeit unmittelbar als Verluste; in ihren mittelbaren Folgen können sie sich aber darüber hinaus noch wesentlich weitergehend auswirken und dieser Umstand ist es, der vor allem zur Klärung der Beschaffung von Ersatzenergie im Falle des Ausfallens der Anlage zwingt.

Die von den Motorenherstellern für die einzelnen Maschinen mitgelieferten Wartungsvorschriften enthalten meist eine Übersicht über die in entsprechend verschiedenen Zeitabständen an den Maschinen vorzunehmenden Instandhaltungsarbeiten, aus denen die notwendigen Stillstandzeiten abgeschätzt werden können. Freilich können solche Vorschriften lediglich einen ersten Anhalt für die Überwachung der Maschine geben. Die Erfahrungen des Betriebes werden jedoch in jedem einzelnen Fall bald jene Zeitabstände erkennen lassen, innerhalb welcher die einzelnen Bauteile einer Überprüfung bedürfen und ihre Überholung notwendig wird. Im Interesse möglichst kurzer und seltener Stillstandszeiten werden die Bauteile in Gruppen von zeitlich gleichen Überholungsabständen zusammenzufassen sein, so daß sich ein genaues Programm für die Arbeiten aufstellen läßt. Die Arbeiten selbst können entweder während der natürlichen Betriebspausen oder

während vorher festzulegender Stillstandszeiten ausgeführt werden, wozu auch Sonn- und Feiertage, Betriebsferien oder ähnliche Gelegenheiten, — bei Schiffsmotoren die Liegezeiten in den Häfen, — herangezogen werden können.

Im allgemeinen kann man bei ortsfesten Anlagen mit jährlichen Instandhaltungskosten von 2—3%, bei Schiffsmotoren mit solchen in der Höhe von 3—5% des Anlagekapitals rechnen. Ungewöhnliche Fälle, z. B. hervorgerufen durch Werkstoff- oder Ausführungsfehler, durch Nachlässigkeiten der Bedienung, durch Naturereignisse usw. können natürlich nicht in diesem Satz eingeschlossen erscheinen; sie werden aber in den meisten Fällen durch Versicherungen zu decken sein.

Bei ortsfesten Anlagen sind den Instandhaltungskosten auch jene für das Maschinenhaus hinzuzurechnen, diese können mit 1—1½% des dafür aufgewendeten Anlagekapitals angenommen werden und schließen auch die Versicherungskosten für das Gebäude ein.

Das erforderliche Maß an Betriebssicherheit der Anlage begrenzt bis zu einem gewissen Grad die Höhe der der Maschine zuzumutenden Normalleistung und begrenzt auch die Höhe der zulässigen Überlastbarkeit. Sie bestimmt auch die etwa in der Anlage zur Aufstellung gelangenden Reserveaggregate nach Zahl und Größe, ferner auch Zahl und Umfang der bereit zu haltenden Reserve- und Ersatzteile. Für nicht ortsfeste Anlagen sind je nach der Wichtigkeit des Betriebes diese letzteren noch in Gruppen zu trennen, deren eine jene Teile umfasst, die stets unmittelbar beim Motor greifbar, also am betreffenden Fahrzeug oder an Bord des Schiffes vorhanden sein müssen, während in die andere jene Teile aufgenommen werden, die in einer geeignet liegenden Werkstatt oder Ausrüstungsstation zur Verfügung stehen müssen. Die Größe dieser stets aufgefüllt zu haltenden Lager beeinflusst die Instandhaltungskosten.

Die Wirtschaftlichkeitsberechnung für eine ortsfeste Anlage müßte sich, dem bisher Gesagten entsprechend, etwa nach dem in folgender Tabelle gegebenen Schema gliedern.

Tabelle für die Wirtschaftlichkeitsberechnung bei ortsfesten Anlagen:

Anlagekosten für Motor und Zubehör Fundament und Montage Kühlanlage Maschinenhaus	$\left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \\ \end{array} \right\} \begin{array}{l} A_m \\ \\ \\ A_g \end{array}$
Summe der Anlagekosten	$A = A_m + A_g$
a) Feste Kosten:	
Abschreibung	$0,07 \div 0,10 A_m + 0,02 \div 0,03 A_g$
Verzinsung	$0,025 \div 0,05 A$
Versicherungen	
Steuern	
Instandhaltung	$0,02 \div 0,03 A_m + 0,01 \div 0,015 A_g$
Schmiermittelkosten	
Kosten für Beleuchtung, Beheizung	
Löhne	
b) Wechselnde Kosten	
Kraftstoff	
Kühlwasser	
Summe a)	a
Summe b)	b
Gesamtkosten	$K = a + b$
Jährlich erzeugte Leistungseinheiten	x
Kosten je Leistungseinheit	$K_1 = \frac{K}{x}$

3. Maßnahmen zur Erhöhung der Wirtschaftlichkeit.

Der in der Verbrennungskraftmaschine selbst in nutzbare Arbeit umgesetzte Anteil der zugeführten Gesamtwärme beläuft sich auf etwa 25 bis höchstens 40%, während der Rest der Kraftstoffwärme etwa je zur Hälfte mit dem Kühlwasser und den Abgasen verloren geht. Um diese Verluste zu verringern, sollte daher, wo Warmwasser oder Dampf benötigt werden, die Gesamtwirtschaftlichkeit der Anlage durch die Verwertung dieser Wärmemengen zur Warmwasser- und Dampfbereitung verbessert werden.

Der in Abwärmeverwertern höchstens nutzbar zu machende Wärmeanteil kann ungefähr zu 45% der Gesamtwärme angenommen werden, wenn es sich um die Bereitung von Warmwasser handelt und die Kühlwasserwärme mitverwendet wird. — Für mittlere Belastungen kann man daher mit ausnutzbaren Wärmemengen von 750—900 kcal/PS_h rechnen. Wo der Bedarf an Warmwasser zeitlich nicht mit der Leistungsabgabe der Maschine zusammenfällt, läßt sich die Verschiebung durch die Anordnung von Warmwasserspeichern überbrücken. Voraussetzung für die wirtschaftliche Ausnutzung einer Abwärmeverwertungsanlage ist jedoch eine möglichst gleichmäßig hohe Belastung der Motorenanlage. Diese Verhältnisse sind vor allem im Schiffsbetrieb gegeben; daher ist hier die Verwertung der Abgaswärme für die Warmwasserbereitung oder für andere Zwecke wohl schon allgemein selbstverständlich geworden.

Wo kein Bedarf an Warmwasser besteht, dort kann die Abwärme entweder zur Vorwärmung von Kesselspeisewasser verwendet werden oder auch unmittelbar zur Dampferzeugung dienen. Auf See reicht der in den Abgaskesseln der Hauptantriebsmotoren erzeugte Dampf auch für den Betrieb der verschiedenen Hilfsmaschinen meist voll aus.

Die aus den Abgasen wiederzugewinnende Wärmemenge erscheint durch die geringste Temperatur begrenzt, auf welche die Gase abgekühlt werden können, ohne daß es zu Niederschlägen und dadurch zu Korrosionen in den Abgasleitungen kommt. Wird das Gas unter den Taupunkt gekühlt, so treten insbesondere dort, wo sich etwas Schwefel im Kraftstoff befindet, Korrosionen durch schwefelige Säure auf; die niedrigste zulässige Abgastemperatur erscheint deshalb mit 125—140° gegeben.

Die am Eintritt in den Abwärmekessel verfügbare Abgastemperatur kann bei Viertakt-Dieselmotoren mit 370—400°, bei Zweitakt-Dieselmotoren mit 250—290° angenommen werden. Bei 5% Strahlungsverlust am Kessel und 140° Temperatur der hinter dem Kessel abziehenden Gase ergibt sich angenähert für den Vollastbetrieb: bei Viertaktmotoren eine Wärmemenge von 400 kcal aus den Abgasen und von 450 kcal aus dem Kühlwasser; bei Zweitaktmotoren eine Wärmemenge von 300 kcal aus den Abgasen und von 450 kcal aus dem Kühlwasser. Hinsichtlich des zulässigen Temperaturabfalls im Abgasverwerter ist aber zu berücksichtigen, daß auch bei Teillastbetrieb die Kondensationsgefahr vermieden werden muß.

Die Abb. 360 gibt einen Anhalt dafür, mit welchen Dampfmenngen bei verschiedenen Motorengattungen und bei verschiedenen Dampfspannungen etwa gerechnet werden kann.

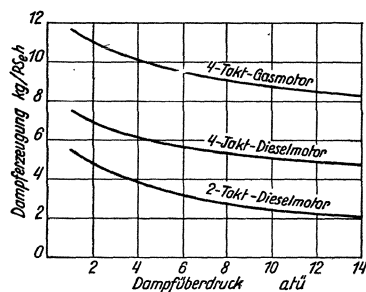


Abb. 360. In Abwärmeverwertern zu erzeugende Dampfmenge bei verschiedenen Motorverfahren.

Dampfleistung je Diesel-PS_h, bei Kondensationsbetrieb mit 0,078 PS_h Dampfleistung je Dissel-PS_h gerechnet werden, so daß sich im ersteren Fall etwa 4% der Hauptmaschinenleistung, im letzteren etwa 7,8% der Hauptmaschinenleistung zusätzlich aus der Verwertung der Abwärme gewinnen lassen.

Ein weiterer Weg zur Verbesserung der Ausnutzung der Anlage ist durch die Auf- ladung gegeben. Hierdurch wird der erreichbare wirksame mittlere Arbeitsdruck im

Motor erhöht, wobei die zusätzlich für das Aufladeaggregat aufzuwendenden Kosten unter denen bleiben, die als Mehrkosten bei der Aufstellung einer entsprechend größeren, nicht aufgeladenen Maschine zu verzeichnen wären. Der Nutzwirkungsgrad der aufgeladenen Maschine liegt ungefähr gleich hoch, wie jener der nicht aufgeladenen Maschine. Der Schmiermittel- und Kühlwasserbedarf erhöht sich für die Auflademaschine kaum, entspricht also etwa jenen der nicht aufgeladenen Maschine gleicher Abmessungen.

Wird die zum Antrieb des Aufladegebläses erforderliche Leistung aus der in den Abgasen enthaltenen Energie gewonnen, so werden die Verhältnisse besonders günstig.

C. Kraftfahrzeuge.

Wesentlich anders als für ortsfeste oder Schiffsanlagen gestaltet sich die Wirtschaftlichkeitsberechnung für Kraftfahrzeuge. Auch hier lassen sich die Kosten für den Motor von jenen für die übrige Anlage, in diesem Fall also für das ganze Fahrzeug, nicht trennen; die Bezugsgröße für die einzelnen betriebsabhängigen Posten der Wirtschaftlichkeitsrechnung ist aber hier nicht die im Betrieb ständig wechselnde und mit einfachen Mitteln nicht zu erfassende Motorleistung, sondern der vom Fahrzeug zurückgelegte Weg und die beförderte Last. Es werden daher die Wirtschaftlichkeitsberechnungen stets für das Gesamtfahrzeug aufgestellt und die auflaufenden Kosten bei Personenfahrzeugen auf die Kilometerfahrleistungen, bei Lastfahrzeugen überdies auf die Tonne Nutzlast bezogen.

In sinngemäßer Übertragung der für ortsfeste Anlagen gegebenen Regeln teilen sich auch die für das Kraftfahrzeug erwachsenden Ausgaben

1. in Kosten, die unabhängig sind vom gefahrenen Kilometer, und die als „feste“ oder unveränderliche Kosten bezeichnet werden und
2. in Kosten, die durch den Betrieb des Fahrzeugs anfallen, die „laufenden“ oder veränderlichen Kosten.

1. Feste Kosten.

Zu den festen Kosten sind zu zählen: Verzinsung des Anlagekapitals und Abschreibung, Steuern und Versicherungen, Garagenmiete bzw. Kosten für Garage, endlich Löhne für den Fahrer und gegebenenfalls für den Begleitmann.

Für die Abschreibung wird die Lebensdauer der Kraftfahrzeuge wie folgt angenommen:

Krafträder, kleine und mittlere Personenwagen, leichte Lastkraftwagen, kleine Autobusse: 5 Jahre, Abschreibung 20%; große Personenwagen und Lastkraftwagen, große Autobusse: 6 Jahre, Abschreibung 16,7%. Die jährliche Verzinsung des angelegten Kapitals kann für kleine Personenwagen gegenwärtig im allgemeinen zu 5% angenommen werden; bei schweren Lastkraftwagen und Omnibussen, bei denen es sich um größere Kapitalanlagen handelt, kann mit einer Verzinsung von 3% gerechnet werden.

Die Steuerbehörde läßt Abschreibungen bis zu 20% in allen Fällen zu — über Antrag in Sonderfällen jedoch auch bis zu 30%. Bei größeren Kapitalanlagen wird die Abschreibung vielfach innerhalb von 6 Jahren vorgenommen.

2. Laufende Kosten.

In den laufenden Kosten sind einzusetzen die Kosten für:

- a) Betriebsstoffe, also für Kraftstoff, Schmieröl und Fett,
- b) Bereifung,
- c) Instandsetzung und Instandhaltung,
- d) Pflege, Waschen und Reinigung des Fahrzeugs.

a) Betriebsstoffkosten.

Für Verkehrsbetriebe kommt nur der tatsächliche Kraftstoffverbrauch je gefahrenen (bei Flugbetrieben je geflogenen) Kilometer bei bestimmten Belastungen in Betracht.

Dieser Verbrauch wird durch Messungen während Fahrversuchen auf der Straße, bzw. durch Messungen bei Flugversuchen ermittelt.

Für Verbrauchsmessungen auf der Straße gelten die Bestimmungen zur Ermittlung des „Normverbrauches“ [4]. Dieser wird durch Fahrversuche auf einer ebenen Reichsautobahnstrecke von 50—60 km Länge bei Windstille (höchstens Windstärke 2—3) ermittelt, wobei die gesamte Fahrtstrecke möglichst gleichmäßig hin und zurück mit einer Geschwindigkeit zu durchfahren ist, die etwa $\frac{2}{3}$ der gestoppten Höchstgeschwindigkeit betragen soll.

Der Kraftstoffnormverbrauch K_n errechnet sich dann aus dem gemessenen Gesamtverbrauch K und der Weglänge W zu

$$K_n = 1,1 \frac{K}{W} \cdot 100 \text{ l/100 km.}$$

Hierbei ist für den durchschnittlichen Fahrbetrieb bereits im Faktor 1,1 ein Zuschlag zum tatsächlich im Versuch gemessenen Verbrauch enthalten.

Der Normverbrauch K_n ist bis auf eine Stelle hinter dem Komma anzugeben (die 2. Dezimale unter 0,05 ist nach unten, über 0,05 nach oben abzurunden).

Für überschlägige Vorausberechnungen kann angenommen werden, daß im Kraftfahrzeugbetrieb für je 100 kg Nutzlast oder für jede beförderte Person je Kilometer 100—200 kcal im Kraftstoff aufgewendet werden müssen.

Stehen Verbrauchsmessungen aus dem praktischen Fahrbetrieb bereits über längere Zeiträume zur Verfügung, so geben diese naturgemäß den besten Anhalt für die Ermittlung und Vorausbestimmung des tatsächlichen Verbrauches von unter gleichen Verhältnissen zum Einsatz kommenden Fahrzeugen.

Der Kraftstoffverbrauch des Fahrzeugmotors hängt außer von den Verbrauchszahlen, wie sie am Prüfstand ermittelt werden können, auch wesentlich von der Fahrweise des Fahrers ab, da dieser in weitgehendem Maß die Betriebsbedingungen des Motors beeinflussen kann. Daneben aber nehmen auch noch folgende Bedingungen auf die Höhe des Verbrauchs und auch vielfach auf den Verschleiß im Motor Einfluß:

1. Straßenzustand, Straßengeometrie, Straßenverkehr; Stadt- oder Überlandverkehr, Anzahl und Abstand der Haltepunkte bei Schienenfahrzeugen und im Autobusbetrieb.
2. Geländebeschaffenheit und -bedeckung.
3. Windverhältnisse und Luftwiderstand, Wetter und atmosphärische Verhältnisse.
4. Fahrzeugbelastung und dessen Gesamtgewicht.
5. Qualität des Kraftstoffes; Leckverluste.
6. Zustand des Motors und des Fahrzeuges.
7. Reisedurchschnitts- und Höchstgeschwindigkeit.
8. Leerläufe bei Fahrzeugstillstand.

Sparsame Fahrweise verlangt beim Straßenfahrzeug das Einhalten einer mäßigen, gleichbleibenden Geschwindigkeit von etwa 50—60 km/h. Ungleichmäßiges Fahren, rasches Anfahren und plötzliches Bremsen führt zu höherem Verbrauch, steigert daneben den Reifenverschleiß und nutzt die Bremsbeläge vorzeitig ab. Hohe Geschwindigkeiten, wie sie auf Autobahnen eingehalten werden können, haben ungünstigeres wirtschaftliches Gesamtverhalten zur Folge: die hohen Motordrehzahlen, die dabei dauernd eingehalten werden, führen infolge der gesteigerten Massenkräfte und sonstigen erhöhten Beanspruchungen zu vermehrter Abnutzung von Lagern, Kolben, Kolbenringen und Zylindern. Die Drehzahl und Leistungserhöhung ergibt einen wesentlich gesteigerten bezogenen Kraftstoff- und Schmierölverbrauch, wenn nicht der Motor als Autobahnmotor ausgelegt und daher für das dauernde Einhalten hoher Drehzahlen und hoher Belastungen entworfen und das ganze Fahrzeug der hohen Geschwindigkeit angepaßt wurde. Besonders schädlich wirken sich hohe Motordrehzahlen und Belastungen bei kaltem Motor aus, weil die Kolbenringe dann wegen der noch hohen Ölzähigkeit ungenügend vom Schmieröl benetzt werden und trocken laufen, was bedeutend erhöhten Verschleiß zur Folge hat.

Von Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit des Kraftfahrzeugbetriebes ist auch die Wahl

der Getriebe- bzw. der Hinterachsübersetzung, Für den Betrieb in bergigem Gelände z. B. ist eine größere Untersetzung als in ebenem Gelände erforderlich, um wirtschaftlich fahren zu können.

Zur Schonung des Motors und damit zur Herabsetzung des Kraftstoff- und Schmierölverbrauches sowie auch der Instandhaltungskosten, gleichzeitig auch zur Erhöhung der Geschwindigkeit in der Ebene und bei Leerfahrten ist das Vorhandensein eines übersetzten „Schnellganges“ oder „Sparganges“ von Vorteil.

Die Unterschiede zwischen den Energiepreisen der verschiedenen Kraftstoffe und zwischen den Arbeitspreisen der verschiedenen Verbrennungsverfahren wirken sich auf die reinen Kraftstoffkosten naturgemäß stark aus. So hat beispielsweise nach HEUER [5] die Verwendung verschiedener Kraftstoffe im Stadtomnibusbetrieb unter Zugrundelegung der Kraftstoffpreise vom Jahre 1939 zu folgenden Ergebnissen hinsichtlich des Vergleiches der Kraftstoffkosten geführt:

Flüssiggas: Im Betrieb entspricht 1 kg Flüssiggas etwa 1,4—1,6 l Benzin:

Flüssiggas zeigt sich besonders geeignet für die Verwendung in größeren Omnibussen mit Motorenleistungen von 75—100 PS; hier beläuft sich die Kraftstoffkostensparnis gegenüber Benzin auf etwa 12%. — Bei kleineren Leistungen ist der Unterschied geringer und erreicht nur ungefähr 5% zugunsten des Flüssiggases.

Stadtgas: 1 l Benzin entspricht etwa 2,16—2,21 m³ Gas; die Betriebskostensparnis erreicht hier etwa 36%, doch liegt der Kapitalsdienst ziemlich hoch, so daß sich das Gesamtergebnis auf etwa 30—32% verringert.

Feste Kraftstoffe (Generatorgas): Gegenüber Benzin ergibt sich eine Kraftstoffkostensparnis von 31—46%, jedoch ist ein Leistungsabfall von 20—25% in Kauf zu nehmen, so daß sich auf gleiche Leistung bezogen, bei der Verwendung von Holzkohle und Torfkoks eine Ersparnis von 28% ergibt.

Die Kraftstoffkosten je PS können für die verglichenen Bedingungen etwa wie folgt ins Verhältnis gesetzt werden:

Benzin = 100		Dieselöl = 100	
Dieselöl	43,9	Benzin	228
Flüssiggas	84,6	Flüssiggas	193
Stadtgas	67,8	Stadtgas	155
Generatorgas (Mittelwert von Holzkohle, Torfkoks, Holz)	58,2	Generatorgas	133

SCHULTE und LESSNIG [6] geben demgegenüber die Treibstoffkosten und die Verbräuche nach eigenen Versuchsfahrten auf der Reichsautobahnstrecke Köln-Bonn, also in ebenem Gelände, für einen Lastkraftwagen von 12 t Gesamtgewicht und 5 t Nutzlast wie folgt an:

Kraftstoff	Kraftstoffpreis je 1000 kg RM	Kraftstoff		Kraftstoffkosten je 100 tkm Nutzlast Rpf
		verbrauch je 100 tkm kg	kosten Gesamtgewicht Rpf	
Anthrazit Nuß IV	18,50	4,10	7,58	18,18
Tiefemperaturkoks „	16,00	4,70	7,52	18,03
Mitteltemperaturkoks „	16,00	4,57	7,31	17,55
Höchsttemperaturkoks „	16,00	6,28	10,05	24,11
Braunkohlenschwelkoks „	16,00	6,20	9,92	23,80
Braunkohlendieselöl	(160,00)	(2,08)		(80,00)

Bei der Betriebskostenberechnung von mit gasförmigen oder festen Kraftstoffen betriebenen Fahrzeugen ist zu berücksichtigen, daß sich die Steuer gegenüber den mit Benzin oder Dieselkraftstoffen betriebenen Fahrzeugen wesentlich ermäßigt; dadurch

kann der Mehraufwand, der für die Bedienung und Wartung erwächst, häufig ausgeglichen werden.

b) Kosten für die Bereifung.

Der Einfluß der Fahrweise auf die Lebensdauer der Reifen wurde bereits erwähnt; hohe Fahrgeschwindigkeiten von über 80 bis 100 km/h, wie sie auf Autobahnen oder Fernverkehrsstraßen möglich sind, führen insbesondere dann zu hohem Reifenverschleiß, wenn die Kühlung der Reifen ungenügend ist.

Besonders auffällig zeigt sich der Reifenverschleiß bei Rennwagen; hier sind gute Reifen, die unter normaler Fahrweise eine Lebensdauer von 40 000 km und mehr aufweisen können, unter Umständen bereits nach 200 km oder auch früher abgefahren.

Im allgemeinen kann die Lebensdauer für Reifen von Personenwagen mit 20 000 km, von Lastkraftwagen mit 30—40 000 km angenommen werden. Im Omnibusbetrieb in Städten kann mit einer Lebensdauer von etwa 20 000 km gerechnet werden. Nach dem Runderneuern können die Reifen noch für ungefähr die Hälfte der angegebenen Laufzeiten weiterverwendet werden.

c) Instandhaltungskosten.

Bei Kraftwagenmotoren liegen die Instandhaltungskosten im Verhältnis zu den Anschaffungskosten des Motors wesentlich höher als bei ortsfesten Anlagen. Sie stehen aber hier eindeutig mit der Beanspruchung des Fahrzeuges in Zusammenhang und werden daher wie alle anderen laufenden Kosten auf den Fahrkilometer bezogen und als fester Satz diesen Kosten zugeschlagen.

Auf die Höhe der Instandhaltungskosten nehmen außer den auf S. 234 erwähnten Fahr- und Betriebsbedingungen in fühlbarer Weise Einfluß:

- a) das angewendete Verbrennungsverfahren und die verwendeten Betriebsmittel
- b) die Bauweise des Motors und seine Drehzahl
- c) die Aufmerksamkeit der Bedienung und der Wartung.

Ottomotoren und Dieselmotoren unterscheiden sich dort, wo sie unter gleichen Betriebsbedingungen eingesetzt werden, weder hinsichtlich der Häufigkeit der notwendig werden den Überholungen noch in merkbarer Weise in der Höhe der Instandhaltungskosten.

Andere Verbrennungsverfahren können allerdings die Instandsetzungskosten in wesentlicher Weise beeinflussen. So z. B. sinken diese sehr fühlbar bei der Umstellung von Dieselmotoren auf Otto-Flüssiggasbetrieb, steigen dagegen zur Zeit noch nicht unbeträchtlich bei der Umstellung sowohl von Otto- als auch von Dieselmotoren auf Sauggas-Generatorbetrieb.

Hinsichtlich der Betriebsverhältnisse lassen sich deutlich 3 Gruppen von Fahrzeugen unterscheiden, bei welchen sich die Überholungsarbeiten in verschieden langen Zeitabständen notwendig machen:

- a) Fahrzeuge im Kurzstreckenverkehr, hier wieder solche im Stadtverkehr und im Nahverkehr,
- b) Fahrzeuge im Überlandverkehr
- c) Fahrzeuge für den Betrieb im Gelände (landwirtschaftliche Schlepper u. a.).

Im allgemeinen ist festzustellen, daß der Verschleiß umso niedriger liegt, je länger die vom Fahrzeug durchschnittlich mit gleichbleibender Geschwindigkeit durchfahrenen Strecken und je größer die Abstände zwischen den Haltepunkten sind, je gleichmäßiger also die Betriebsbedingungen für den Motor sind.

Im Langstreckenverkehr eingesetzte Fahrzeuge haben immer eine größere Lebensdauer als solche, die dem Kurzstreckenverkehr dienen.

Daß aber selbst unter ähnlichen Betriebsverhältnissen sehr verschiedene Auswirkungen auf den Motor bestehen, beweist z. B. der Umstand, daß die von verschiedenen städtischen Kraftfahrbetrieben festgelegten Überholungszeiten für Omnibusmotoren zwischen 40 000 und 140 000 km schwanken.

Besonders häufige Überholungen machen sich dort notwendig, wo der Fahrzeugbetrieb in stark staubhaltiger Luft läuft. So kommen beispielsweise bei Ackerschleppern Fälle vor, wo der infolge ungenügender Filterung der Ansaugluft eintretende Zylinderverschleiß bereits nach 120 Stunden Betriebsdauer einen Ersatz der Zylinderlaufbuchsen notwendig macht.

Hohe Drehzahlen geben stets höheren Verschleiß und erhöhen die Instandhaltungskosten; bei allen Motorentypen, die mit außergewöhnlich hohen Drehzahlen ausgelegt sind, verkürzen sich die Zeitabstände von Überholung zu Überholung gegenüber solchen, die im niederen Drehzahlbereich arbeiten.

Es ist anzustreben, daß der Verschleiß an allen ihm unterworfenen Teilen des Motors eine möglichst gleichzeitige Überholung derselben notwendig macht. Dadurch können die Stillstandzeiten des Fahrzeuges, die durch die Motoreninstandhaltung bedingt sind, auf ein Mindestmaß beschränkt werden. — Dieser Zustand ist allerdings für den Fahrzeugmotor heute noch nicht erreichbar. Im allgemeinen macht der Zylinderverschleiß die ersten Überholungsarbeiten notwendig, während die Lager

und zwar sowohl die Pleuel- als auch die Wellenlager, die eineinhalb- bis doppelte Lebensdauer der Zylinder erreichen. Bei sehr rasch laufenden Motoren nähern sich die Zeiten zwischen den Überholungen für Zylinder und Pleuellager, während sich jene für die Kurbelwellenlager auch hier meist wesentlich größer zeigen. Ähnliches läßt auch die Abb. 361 entnehmen, die aus den Beobachtungen einiger größerer städtischer und Überlandverkehrs-

Fahrzeuggattung	Verschleiß Stelle	Laufzeit x 1000 km											
		20	40	60	80	100	120	140	160	180			
Personen-Wagen	Z												
	V												
	L												
Lastkraftwagen Vergaser Nahverkehr	Z												
	V												
	L												
Lastkraftwagen Diesel Fernverkehr	Z												
	V												
	L												
Omnibus Diesel Stadtverkehr	Z												
	V												
	L												
Schlepper Diesel Stadtverkehr	Z												
	V												
	L												

Abb. 361. Laufzeiten bis zur Überholung. Z: Zylinder und Kolbenringe (Kolben); V: Ventile; L: Lagerung und Kurbelwelle.

unternehmen entstanden ist. Auch hier zeigt sich die mangelnde Übereinstimmung in der Lebensdauer der Zylinder und der übrigen Verschleißstellen, vor allem der Lagerung. — Allerdings finden sich auch einzelne Motorentypen, bei denen die Lagerung die kürzeste Lebensdauer aufweist, so daß sich die Zeitabstände von Überholung zu Überholung nach dem Lager- und Wellenverschleiß richten. Die Abb. 361 umfaßt Erfahrungen, die an Motoren verschiedener Herkunft und mit verschiedenen Verbrennungsverfahren gewonnen wurden; die Fahrzeuge arbeiteten aber unter sehr unterschiedlichen Betriebsbedingungen; die Angaben dieser Abbildung können daher nur als Beispiele gewertet werden und im Einzelfall sind mehr oder weniger große weitere Streuungen in der Lebensdauer nach oben oder nach unten ohne weiteres möglich.

Ziel der weiteren Entwicklung im Motorenbau sowie der Verschleißforschung muß es sein, die erstrebenswerte Abstimmung im Verschleiß der einzelnen Bauteile des Motors zu verwirklichen und, zu einem späteren Zeitpunkt, vielleicht auch mit den Überholungszeiten für das ganze Fahrzeug in Einklang zu bringen.

Wo es sich um die Instandhaltung einer größeren Anzahl gleichartiger Motoren handelt, wie z. B. in größeren Fahrzeugparks, hat es sich im Interesse möglichst kurzer Stillstandzeiten der Fahrzeuge als vorteilhaft erwiesen, eine Anzahl von Austauschmotoren bereit zu halten, so daß die zu überholenden Motoren unmittelbar ersetzt werden können. Das Instandsetzen des Motors erfolgt dann ohne Störung des eigentlichen Betriebes des Fahrzeuges.

3. Wirtschaftlichkeitsberechnungen.

Wirtschaftlichkeitsberechnungen für Motorfahrzeuge sind entsprechend den bisher angeführten Gesichtspunkten nach der folgenden Zahlentafel zu gliedern, in welcher die für die einzelnen Fahrzeugtypen abweichenden Posten besonders hervorgehoben sind:

Anleitung für die Wirtschaftlichkeitsberechnung für Kraftfahrzeuge.

Antriebsmotor	Ottomotor				Dieselmotor				Otto	Diesel	Otto	Diesel	
	Kraftrad		Personenwagen		Lastwagen				Autobus				
Fahrzeuggattung	Hubraum cm ³		Hubraum l			3 t		6,5 t		Einmannwagen m. Sitzen			
			bis 1,1	1,7 bis 2,9	2,9 bis 3,5	ohne	mit	ohne	mit	27		47	
	200	500	Anhängers										
a) Feste Kosten	A = Anschaffungskosten des vollständigen Fahrzeugs, gegebenenfalls mit Anhänger												
Abschreibung . . .	0,2 A		0,167 A		0,2 A				0,167 A				
Verzinsung	0,05 A				0,03 A				0,05 A		0,03 A		
Versicherung . . .													
Steuern													
Garage													
Löhne	gegbf. Lohn f. Fahrer				L.f. Fahrer, gegbf. Begleitmann				Lohn f. Fahrer				
b) Laufende Kosten je km													
Kraftstoff	Verbrauch in l/100 km zur überschlägigen Einschätzung 3,2 4,5 8,0 12,0 19,0 29,0 38,0 24,0 31,0 38,0 46,0 27 22 42 32												
Schmiermittel . . .	Verbrauch in kg/100 km zur überschlägigen Einschätzung 0,12 0,18 0,20 0,20 0,30 0,40 0,55 0,60 0,80 1,00 1,20 0,4 0,6 0,7 0,9												
Instandhaltung . .	Kosten je km · A · 10 ⁻⁶ ; 7,5 6 6,7 4,5 3 6 5,5 6 5,5 4,2 4 4 4 3,2 3,2												
Waschen u. Reinigen													
Bereifung	Lebensdauer etwa 20 000 km				Lebensdauer etwa 30—40 000 km, im Stadtbetrieb etwa 20 000 km								
Summe b, Kosten je km													
Jahresleistung x km .													
Summe a													
Summe b · x													
Gesamtjahreskosten .	$K_{ges} = a + b \cdot x$												
Gesamtkosten je km .													
Gesamtkosten je tkm													

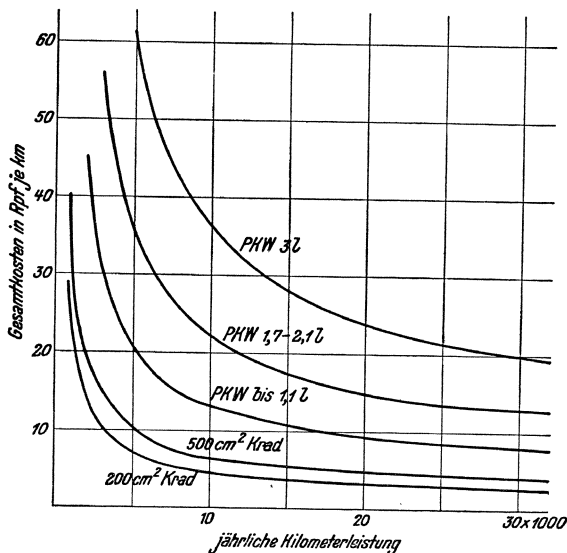


Abb. 362. Wirtschaftlichkeit von Krafträdern und Personenkraftwagen. [7]

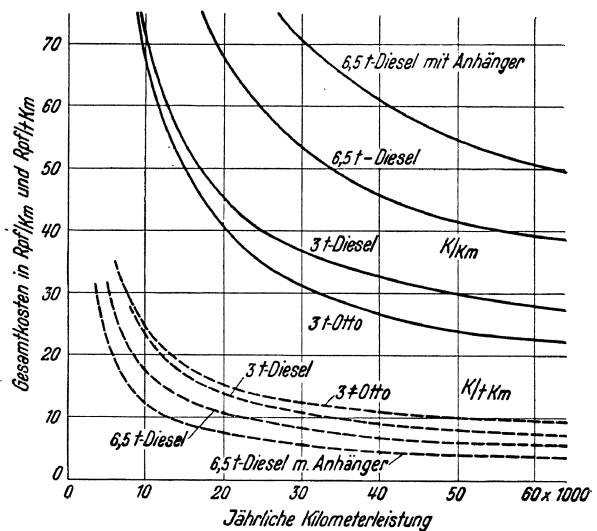


Abb. 363. Wirtschaftlichkeit von Lastkraftwagen. [7]

Aus dieser Übersicht, die unter Verwertung der von BUSCHMANN [7] gemachten Angaben aufgestellt wurde, läßt sich folgendes entnehmen:

Wichtig für die Wirtschaftlichkeit eines Kraftfahrtbetriebes ist an erster Stelle die richtige Wahl des Fahrzeuges nach Größe und Motorleistung in Übereinstimmung mit den vorliegenden Erfordernissen des Betriebes. Ist der Wagen im Betrieb nur halb belastet oder bleibt ein Teil der Fahrgastplätze unbesetzt, so ist die Wirtschaftlichkeit des Betriebes von vornherein in Frage gestellt. Ebenso ungünstig ist aber eine Überbelastung des Fahrzeuges, die infolge der Überbeanspruchung des Motors und der Fahrzeugteile zu verkürzter Lebensdauer führt. Der Kilometerpreis fällt umso niedriger aus, je größer die jährlich vom Fahrzeug gefahrene Kilometerzahl ist. Größere Tragfähigkeit des Fahrzeuges hat ferner geringeren Kilometer- und Tonnenkilometerpreis zur Folge, vorausgesetzt, daß die Nutzlast des Fahrzeuges voll ausgenutzt erscheint. Durch die Verwendung von Anhängern kann der Preis je tkm wesentlich gesenkt werden.

Bei großer jährlicher Kilometerleistung können die laufenden Kosten, bei geringer Fahrleistung jedoch die Höhe der Anschaffungskosten den Tonnenkilometerpreis entscheidend beeinflussen. — Die Abb. 362 und 363 geben Einblick in diese Verhältnisse und zwar Abb. 362 für Personenwagen mit Ottomotoren, Abb. 363 für Lastkraftwagen mit Otto- und Dieselmotorenantrieb. Diesen Schaubildern liegen die folgenden, nur begrenzt gültigen, Annahmen zugrunde:

a) Anschaffungskosten:

Kraftrad	200 cm ³	RM	650
Kraftrad	500 „	„	1 000
Personenwagen	1,1 l	„	1 800
„	1,7—2 l	„	4 000
„	2,9—3,5 l	„	8 500
Lastwagen mit Ottomotor 3 t ohne Anhänger		„	7 800
„ „ „ 3 t mit „		„	10 800
„ „ Dieselmotor 3 t ohne „		„	8 500
„ „ „ 3 t mit „		„	12 000
„ „ „ 6,5 t ohne „		„	22 000
„ „ „ 6,5 t mit „		„	28 000

b) Kraftstoffpreise

für Ottomotoren	41 Rpf. je l
für Dieselmotoren	21 „ „ l

c) Schmierölpreis 140 „ „ kg.

Unter den getroffenen Annahmen zeigt sich der Dieselmotor im Betrieb wirtschaftlicher als der Ottomotor und zwar weil

- der Preis des verwendeten Kraftstoffes niedriger liegt,
- der bezogene Nutzverbrauch bei Dieselmotoren niedriger liegt als bei Ottomotoren,
- der Aktionsradius des Fahrzeuges sich bei gleichem Kraftstoffbehälterinhalt im umgekehrten Verhältnis der Kraftstoffverbräuche vergrößert.

Schrifttum:

- GÜLDNER: Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungskraftmaschinen und Kraftgas-Anlagen. 3. Aufl. (Neudruck). Berlin 1920. Verlag Springer.
- MAGG: Dieselmotoren. Berlin 1928. VDI-Verlag.
- KLINGENBERG: Bau großer Elektrizitätswerke. 2. Aufl. Berlin 1924. Springer.
- Normblatt DIN Nr. 30. Beuth-Verlag.
- HEUER: Die Wirtschaftlichkeit heimischer Kraftstoffe im Vergleich zum Benzin- und Dieselmotorbetrieb. — Verkehrstechnik 1939, S. 361.
- SCHULTE u. LESSNIG: Versuche an Fahrzeuggaserzeugern. 74. Hauptversammlung des VDI. Darmstadt 1936. — VDI-Verlag.
- BUSCHMANN: Taschenbuch für den Auto-Ingenieur. 2. Aufl. Stuttgart. Franckh'sche Verlagsbuchhandl.
- JANTSCH, F.: Kraftstoff-Handbuch. Stuttgart 1941. Franckh'sche Verlagsbuchhandlung.
- OSTWALD, WA.: Kraftstoffe und Schmierstoffe. Sonderdruck aus BUSSIEN, Automobiltechn. Handbuch. Krayn.

D. Schlußwort.

Für jede Kraftmaschinenanlage gibt es außer den bisher besprochenen noch eine Anzahl von weiteren Umständen, welche die Wirtschaftlichkeit in mittelbarer Weise — meist sogar in recht bedeutendem Maß — beeinflussen.

Zunächst muß die für den Betrieb der Anlage geeignetste Kraftmaschine gewählt werden; jeder Kraftmaschinengattung entspricht eine ganz bestimmtes Leistungsgebiet, in welchem sie sich besonders vorteilhaft erweist.

Neben der Größe der erforderlichen Leistung wird weiters oft der Platzbedarf und das zulässige Höchstgewicht die Wahl der Kraftmaschinenbauart entscheiden.

Daneben werden auch der Grad der Betriebsbereitschaft, der ständig eingehalten werden muß, sowie die Anforderungen, die hinsichtlich der Betriebssicherheit erhoben werden, zu berücksichtigen sein.

Auch sind die Anforderungen, die bei der Bedienung der Maschinen an das Bedienungspersonal nach Zahl und Qualität gestellt werden müssen, bei verschiedenen Maschinengattungen recht unterschiedlich; je nach der Eigenheit der bodenständigen Bevölkerung wird sich auch in dieser Hinsicht mancher Einfluß auf die Maschinenwahl geltend machen.

Von der Kraftstoffseite her wird sich außer dem Preis und der Beschaffungsmöglichkeit auch oft der Grad der Feuergefährlichkeit, die Lagermöglichkeit und die Möglichkeit der Kraftstoffübernahme beim Tanken fühlbar machen.

Endlich nimmt auch die Frage der Kühlung auf Bauart und Gattung der zu wählenden Kraftmaschine ihren Einfluß. Vor allen diesen Gesichtspunkten, die wohl überlegt werden müssen, kann aber die Lage der Kraftstoffversorgung für manche Versorgungsgebiete die Verwendung bestimmter Motorengattungen eindeutig ausschließen bzw. erzwingen.

Es ist deshalb die Wirtschaftlichkeit im einzelnen Fall durchaus nicht nach engen Gesichtspunkten des unmittelbaren privatwirtschaftlichen Vorteils, sondern von einem höheren, volkswirtschaftlichen Standpunkt aus zu beurteilen. Aufgabe einer geregelten Wirtschaftsführung ist es, den einzelnen Motorengattungen ihre bestimmten Verwendungsgebiete zuzuweisen, Aufgabe der Entwicklungsarbeit im Motorenbau, innerhalb der einzelnen Gattungen wieder die Gesamtwirtschaftlichkeit auf den Bestwert zu steigern.

Die Verbrennungskraftmaschine

Herausgegeben von
Professor Dr.-Ing. **Hans List** VDI
Dresden

Erscheint in 14 Heften, die in sich abgeschlossen und einzeln käuflich sind

Bisher sind erschienen:

- Heft 1: **Vorwort und Einführung.** Von Professor Dr. H. List, VDI, Graz. — **Die Betriebsstoffe für Verbrennungskraftmaschinen.** Von Dr. A. von Philippovich, Berlin. — **Die Gaserzeuger.** Von Obering. Dipl.-Ing. K. Schmidt, Köln-Deutz. Mit 57 Textabbildungen. XII, 106 Seiten. 1939. RM 9.60
- Heft 2: **Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine.** Von Professor Dr. H. List VDI, Graz. Mit 121 Textabbildungen. VIII, 123 Seiten. 1939. RM 12.—
- Heft 5: **Die Gasmaschine.** Von Direktor Dr.-Ing. A. Schnürlé, Köln-Deutz. Mit 170 Textabbildungen. VIII, 114 Seiten. 1939. RM 12.60
- Heft 7: **Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor.** Von Dr.-Ing. A. Pischinger VDI, Köln-Deutz, unter Mitarbeit von Dr.-Ing. O. Cordier VDI, Köln-Deutz. Mit 174 Textabbildungen. VIII, 128 Seiten. 1939. RM 12.60
- Heft 8: **Grundlagen zur Gestaltung von Verbrennungskraftmaschinen.** 2. Teil: Die Dynamik der Verbrennungskraftmaschine. Von Professor Dr.-Ing. Hans Schrön, München. Mit 187 Textabbildungen. VIII, 201 Seiten. 1942. RM 21.60
- Heft 10: **Das Triebwerk schnellaufender Verbrennungskraftmaschinen.** Von Obering. H. Kremser, Köln-Deutz. Mit 184 Textabbildungen. IX, 136 Seiten. 1939. RM 16.50
- Heft 11: **Der Aufbau schnellaufender Verbrennungskraftmaschinen für Kraftfahrzeuge und Triebwagen.** Von Obering. H. Kremser. Köln-Deutz. Mit 161 Textabbildungen. IX, 224 Seiten. 1942. RM 28,50
- Heft 14: **Verschleiß, Betriebszahlen und Wirtschaftlichkeit von Verbrennungskraftmaschinen.** Von Dr.-Ing. Carl Englisch, Frankfurt a. M. Mit 363 Textabbildungen. IX, 240 Seiten. 1943. RM 25.80

In Vorbereitung befinden sich:

- Heft 3: **Wärmeübergang.** — Heft 4: **Ladungswechsel.** — Heft 6: **Gemischbildung und Verbrennung im Benzinmotor.** — Heft 8: **Grundlagen zur Gestaltung von Verbrennungskraftmaschinen, 1. Teil.** — Heft 9: **Die Steuerung und Regulierung der Verbrennungskraftmaschine.** — Heft 12: **Ortsfeste und Schiffsdieselmotoren.** — Heft 13: **Flugmotoren.**

Zweitakt-Dieselmotoren kleinerer und mittlerer Leistung. Von Ing. Dr. techn. **J. Zeman** VDI, Wien. Mit 240 Abbildungen im Text. XI, 245 Seiten. 1935. (Springer-Verlag, Wien.) RM 18.—

Schnellaufende Dieselmotoren. Beschreibungen, Erfahrungen, Berechnung, Konstruktion und Betrieb. Von Marinebaurat a. D. Professor Dr.-Ing. **O. Föppel**, Braunschweig, Obering. Dr.-Ing. **H. Strombeck**, Leunawerke, und Professor Dr. techn. **L. Ebermann**, Lemberg. Vierte, neubearbeitete Auflage. Mit 143 Textabbildungen und 9 Tafeln. VI, 237 Seiten. 1929. Halbleinen RM 14.70

Öl- und Gasmaschinen (Ortsfeste und Schiffsmotoren). Ein Handbuch für Konstrukteure, ein Lehrbuch für Studierende von Professor **H. Dubbel**, Ingenieur. Mit 519 Textabbildungen. VI, 446 Seiten. 1926. Halbleinen RM 33.60

p_B-Tafel, Tabellen und Diagramme zur thermischen Berechnung der Verbrennungskraftmaschinen. Von Dr.-Ing. **Otto Lutz**, Stuttgart. Mit 20 Textabbildungen und 3 Tafeln. VI, 68 Seiten 1932. RM 8.50

Explosions- und Verbrennungsvorgänge in Gasen. Von Professor Dr. sc. nat. **Wilhelm Jost**, Leipzig. Mit 277 Abbildungen im Text. VIII, 608 Seiten. 1939. RM 46,50

Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase. Von Dozent Dr. phil. habil. **E. Justi**, Berlin. Mit 43 Abbildungen im Text und 116 Tabellen. VI, 157 Seiten. 1938. RM 18.—

Der Einblase- und Einspritzvorgang bei Dieselmotoren. Der Einfluß der Oberflächenspannung auf die Zerstäubung. Von Dr.-Ing. **Heinrich Triebnigg**, Graz. Mit 61 Abbildungen im Text. VI, 138 Seiten. 1925. (Springer-Verlag/Wien.) RM 11.40
