

Übersetzung aus der japanischen Zeitschrift
"Nainen Kikan" (Die Brennkraftmaschine)

Band 5, Heft Nr. 45, März 1966, Seite 11 - 18

ohne Genehmigung
gestaltet
kann nur durch
Übersetzer

Einige Betrachtungen über den Abriebverschleiss
der Zylinder in den Fahrzeugdieselmotoren

von Hiroshi Hayashi
HINO-Automobilindustrie AG.

Gustav Krauf
armbronn

Im Gäble 10. Vorwort

Der Abriebverschleiss im Zylinder einer Verbrennungskraftmaschine ist eine Erscheinung, welche auf viele verschiedene Ursachen zurückzuführen ist, deren Analyse ein ausserordentlich schwieriges Problem darstellt; da jedoch die Feststellung der Lebensdauer eines Motors, d.h. also die Festlegung der Zeitabschnitte, nach deren Ablauf der Motor überholt werden muss, einen der wichtigsten Punkte für die Betriebssicherheit eines Motors darstellt, so haben bis heute die Fachleute des In- und Auslandes über diesen Punkt viele theoretische und experimentelle Forschungsarbeiten durchgeführt. Die aus diesen Forschungsarbeiten gezogenen Schlussfolgerungen sind jedoch, obwohl es sehr viele Punkte der Interpretation des grundlegenden Mechanismus des Abriebverschleisses gibt, im Hinblick auf die praktisch möglichen Gegenmaßnahmen gegen den Abriebverschleiss in ihrer Allgemeingültigkeit noch ausserordentlich mangelhaft, und nicht selten sind die Motorenhersteller darauf angewiesen, jeweils von Fall zu Fall von sich aus eine Lösung dieses Problemes zu versuchen.

Die Bedingungen, unter denen sich der Abriebverschleiss eines Zylinders in einem Fahrzeugdieselmotor abspielt, sind

ganz verschieden von den Bedingungen wie sie beispielsweise bei einem grossen Schiffsdieselmotor oder bei einem grossen stationären Dieselmotor gegeben sind, dann bei einem Fahrzeugdieselmotor haben wir als Betriebsstoff ein Leichtöl mit einem verhältnismässig geringen Schwefelgehalt, hier ändern sich die Last- und die Drehzahl in weitem Umfang, hier haben wir eine grosse Häufigkeit des Anlassens und des Stillsetzens, hier ist der Motor in hohem Maße der Einwirkung des Staubes von der Strasse her ausgesetzt, hier haben wir in vielen Fällen eine durch äussere Massnahmen geregelte zwangsläufige Kühlung usw; aber auch von den Kraftfahrzeugbenzinmotoren unterscheiden sich die Fahrzeugdieselmotoren dadurch, dass die eine Korrosion hervorrufenden Stoffe im Kraftstoff hauptsächlich auf den Schwefel konzentriert sind und dass die Schmierbedingungen bei hohen Verbrennungsleistungen ausserordentlich hart sind; dies alles zusammengekommen verlangt ganz spezielle auf die besonderen Eigentümlichkeiten der Fahrzeugdieselmotoren zugeschnittene Verbesserungsmaßnahmen.

Der Verfasser hat nun, um dem Mechanismus des Abriebverschleisses im Zylinder, wie er bei diesen ganz speziellen Betriebsbedingungen eines Fahrzeugdieselmotors auftritt, auf die Spur zu kommen, zunächst diese Betriebsbedingungen selbst eingehend untersucht, sodann hat er aus dem Indikatordiagramm die mit dem Zylinderabriebverschleiss zusammenhängende Information entnommen und hieraus den Mechanismus des Abriebverschleisses im Zylinder bei den für ein Dieselmotorkraftfahrzeug besonders häufigen und repräsentativen Betriebszuständen zu erklären versucht. Da sich hierbei allgemeine Schlussfolgerungen ergeben haben, sollen diese hier

veröffentlicht werden; es sind jedoch auch noch viele Punkte ungeklärt geblieben, die ich gerne der Beurteilung der Fachleute empfehlen möchte und ich hoffe, dass wir bald noch zu einer weitergehenden quantitativen Erklärung dieser Erscheinungen fortschreiten werden.

2. Die Betriebsbedingungen eines Kraftfahrzeugdieselmotors

Die Abb. 1 zeigt praktisch gemessene Beispiele für die Verteilung der Motorlast und der Motordrehzahl bei den verschiedenen Betriebszuständen (angegeben in Prozenten der gesamten Betriebszeit) bei der Fahrt eines Linienomnibusses, eines Aussichtsomnibusses und eines Fernlastwagens, welche sämtliche mit Motoren der gleichen Kapazität (8-Liter-Klasse) ausgerüstet waren. Die Abb. 2 zeigt für die Fahrt des Linienomnibusses und für die Fahrt des Fernlastkraftwagens die oben beschriebenen Häufigkeiten (wir wollen sie zusammenfassend als die Leistungshäufigkeit bezeichnen) in zweidimensionalen Last-Drehzahl-Ebenen. In beiden Fällen besitzt die Häufigkeitsverteilung nahezu eine konstante Form¹ es ist jedoch ganz klar, dass man es bei diesen praktischen Fahrten mit Bedingungen zu tun hatte, welche sich von denen beim allgemein üblichen Dauerlauf auf dem Versuchsstand (Maximallast, Maximaldrehzahl) sehr stark unterschieden. Wenn wir nun die praktischen Betriebsbedingungen eines Kraftfahrzeugdieselmotors im Hinblick auf den Abriebverschleiss der Zylinderbüchsen mit den beim Dauerlauf auf dem Versuchsstand gegebenen Bedingungen vergleichen, dann stellen wir fest, dass

(1) sowohl die angewandten Lasten wie auch die Drehzahlen des Motors sich über einen sehr weiten Bereich erstrecken, und dass

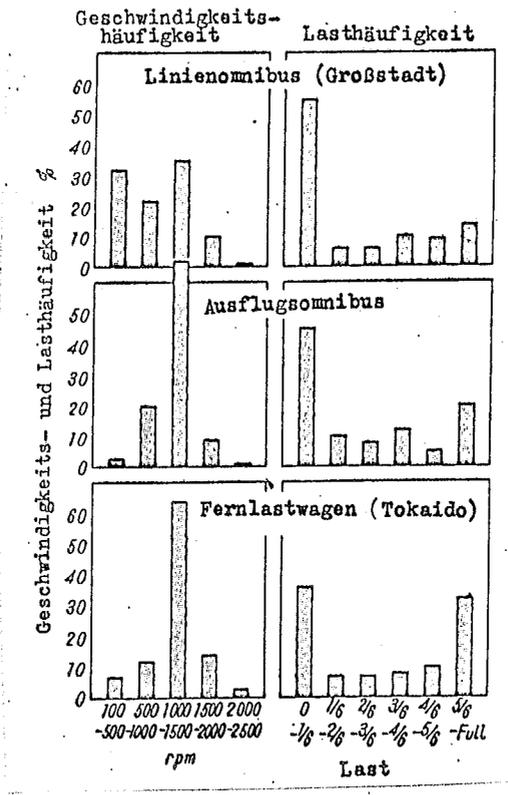


Abb. 1 Einige Beispiele (1) der Häufigkeitsverteilung der Motorleistungsanwendung bei einem praktisch gefahrenen Wagen

Linienomnibus							Fernlastwagen						
rpm	100	500	1000	1500	2000	Σt	rpm	100	500	1000	1500	2000	Σt
Last	-500	-1000	-1500	-2000	-2500		Last	-500	-1000	-1500	-2000	-2500	
5/8 - 5/8	0	2.4	9.9	3.6	0.8	14.7	5/8 - 5/8	0.1	6.0	13.0	2.3	1.1	22.5
3/8 - 1/8	0.06	2.5	4.4	1.5	0.1	8.5	3/8 - 1/8	0.1	2.3	6.6	0.1	0.1	9.5
1/6 - 3/8	0.2	3.1	4.7	1.4	0.1	9.5	1/6 - 3/8	0.1	1.7	6.9	0.2	0	8.9
3/8 - 2/8	0.2	2.0	2.9	0.7	0.05	5.9	3/8 - 2/8	0.1	1.7	6.7	0.2	0.05	10.7
2/8 - 1/8	0.2	2.0	2.9	0.7	0.05	5.8	2/8 - 1/8	0.1	1.7	6.7	0.2	0.05	10.8
1/8 - 0	31.8	10.5	11.5	1.5	0.3	55.8	1/8 - 0	5.0	12.6	19.0	0.3	0.1	37.8
Σt	32.4	22.5	34.3	9.4	1.4		Σt	5.5	26.0	62.9	4.2	1.4	

Abb. 2 Einige Beispiele (2) der Häufigkeitsverteilung der Motorleistungsanwendung bei einem praktisch gefahrenen Wagen

(2) der Bereich zwar gross ist, von welchem die Seite der hohen Lasten für die Beschleunigung und die Seite der niedrigen Lasten für die Bergabwärtsfahrt (drifting) für das Verzögern und für den Leerlauf verwendet werden, wobei die hohen Lasten beim Lastkraftwagen am häufigsten, beim Aussichtsomnibus weniger häufig und beim Linienomnibus am wenigsten häufig verwendet wurden, während es sich mit der Anwendung der niedrigen Lasten gerade umgekehrt verhielt. In allen Fällen jedoch war der Bereich in der Nähe der maximalen Leistung (maximale Last und maximale Drehzahl), d.h. also der Bereich, bei welchem die gleichen Bedingungen angewandt wurden, wie wir sie beim Dauerlauf auf dem Versuchsstand haben, ausserordentlich gering; der Bereich der niedrigen Lasten und der mittleren bis niedrigen Drehzahlen ($1/2$ Last und weniger, 1500 U/min und weniger) wurde häufig angewandt, er betrug etwa 60 - 65% des gesamten Bereiches.

(3) Im Hinblick auf die Wärmeerzeugung ist zu sagen, dass bei der praktischen Fahrt der Wagen die Wärmeerzeugung sehr viel niedriger war als beim Lauf des Motors auf dem Versuchsstand.

(4) Im Hinblick auf die Zylinderschmierfläche stellen wir sowohl was die Ringlast anbelangt wie auch was die Gleitgeschwindigkeit anbelangt die Tendenz zu einer Verringerung fest, während die Viskosität des Öles eher eine Tendenz zum Anstieg zeigt.

(5) Im Hinblick auf die chemische Reaktion der Stoffe in der Verbrennungskammer betrachtet, stellen wir fest, dass die Reaktion bei hoher Temperatur und hohem Druck eingeschränkt (beherrscht ?) wird und dass sie bei niedriger

Temperatur und niedrigem Druck gefördert wird. Wenn wir das Wesentliche der oben beschriebenen besonderen Merkmale zusammenfassen, dann können wir wiederum aus der Beobachtung des Last-Drehzahl-Änderungsverlaufes folgende Schlüsse ziehen:

(6) Die Hauptbetriebsbedingungen sind aus 3 Arten des Last-Drehzahl-Änderungsverlaufes zusammengesetzt, nämlich aus der plötzlichen Last-Drehzahl-Änderung infolge der Gangumschaltung (wörtlich: der Transmissionsänderung), aus der stationären Änderung der mittleren Drehzahlen und der mittleren bis niedrigen Lasten beim Umherfahren mit konstanter Geschwindigkeit und aus dem Leerlauf bei Fahrt auf abfallender Fahrbahn und beim Stehen des Fahrzeuges. Der Inhalt und auch der prozentuale Anteil dieser 3 Änderungsverläufe ist verschieden je nach den Fahrtbedingungen, so ist z.B. bei der Fahrt des Linienomnibusses der 1. und der 3. Änderungsverlauf anteilmässig besonders gross, während der an 2. Stelle genannte stationäre Änderungsverlauf (die Tendenz zur Verringerung der Last und der Drehzahl) verhältnismässig wenig ins Gewicht fällt und kurzzeitig ist.

Die Abb. 3 zeigt ein Beispiel des Betriebsablaufes eines praktischen Wagens auf dem Versuchsstand, wobei man die Fahrt eines Linienomnibusses täuschend ähnlich nachgeahmt (?) hat; es handelt sich dabei jedoch um einen Arbeitszyklus des Änderungsverlaufes, wie man ihn aufgrund der oben beschriebenen Information festgelegt hat, nämlich einen Arbeitszyklus welcher der Fahrt des Linienbusses von einer Haltestelle zur nächsten Haltestelle entspricht.

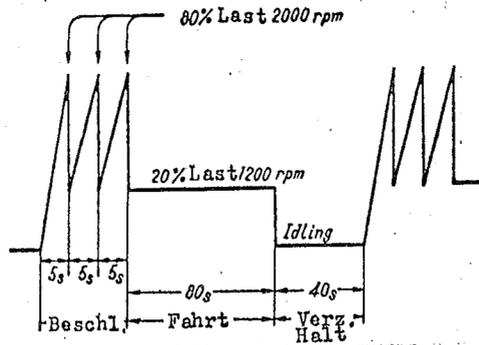


Abb. 3 Muster des der Fahrt eines Linienomnibusses angeglichenen Betriebes auf dem Versuchsstand

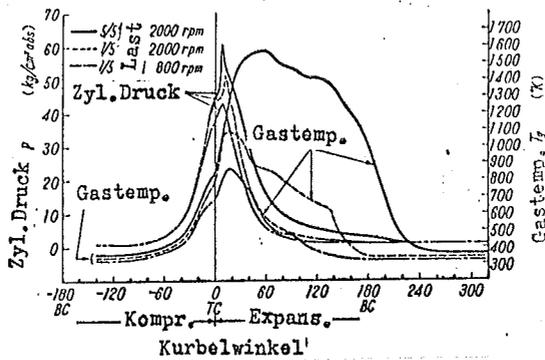


Abb. 4 Das Zylinderdruckdiagramm und das Gastemperaturdiagramm

Tafel 1

Vergleich zwischen dem Abriebverschleiß beim Dauerlauf auf dem Versuchsstand und bei einem praktisch gefahrenen Wagen

Bedingungen	Bohrungsabrieb / Ringgleitzahl	Bohrungsabrieb / Krstff. Verbrauch
Dauerlauf (max. Lstg.)	$48 \times 10^{-6} \mu / \text{rev.}$ (1)	$2.1 \times 10^{-6} \mu / \text{g}$ (1)
Linienomnibus	184×10^{-6} (3.8)	28.0×10^{-6} (13.3)
Fernlastwagen	218×10^{-6} (4.5)	12.8×10^{-6} (6.1)

Die in Klammern stehenden Zahlen geben das Vielfache des Abriebverschleißes gegenüber dem Abriebverschleiß bei Dauerlauf an

(Vergleich des Abriebverschleisses beim Dauerlauf auf dem Versuchsstand und bei der praktischen Fahrt des Wagens).

Für uns stellt sich nun die Frage, wie sich die oben dargelegten Unterschiede in den Betriebsbedingungen auf den Abriebverschleiss im Zylinder auswirken. Wir haben nun angenommen, dass die in der Abb. 1 dargestellte Leistungshäufigkeitsverteilung ein Standardmuster für die praktische Fahrt eines Kraftfahrzeuges darstellt, und wir haben von dieser Annahme ausgehend, den Zylinderabriebverschleiss (die Zunahme des Innendurchmessers der Zylinderbüchse an der Stelle der oberen Todpunktslage des oberen Kolbenringes (top ring)) beim Dauerlauf auf dem Versuchsstand und bei der praktischen Fahrt des Kraftfahrzeuges, in dem wir die Häufigkeit der gleitenden Bewegung (die Anzahl der Hin- und Herbewegungen ?) des Ringes und den Kraftstoffverbrauch zugrunde legten, miteinander verglichen (Tafel 1).

Bei dem spezifischen Abriebverschleiss (Abriebverschleiss der Bohrung/Fahrtstrecke) am praktisch fahrenden Wagen, haben wir, wie man auch aus den Prüfungsergebnissen von Hayashi²⁾ ersehen kann, eine ziemlich grosse Schwankung in der Ordnung von Normabweichung/Mittelwert = 0,4; die in der vorliegenden Arbeit aufgeführten Daten für den Abriebverschleiss eines praktisch fahrenden Wagens stammen von einem Fahrzeug, welches einen verhältnismässig gut in der Mitte liegenden spezifischen Abriebverschleiss gezeigt hat. Genau genommen handelt es sich eben um ein Beispiel.

Vielleicht können wir hieraus doch wenigstens die Schlüsse ziehen, dass die Ursachen des Abriebverschleisses bei den Abriebverschleiss-Dauerlaufversuchen auf dem Versuchsstand und bei dem Abriebverschleiss am praktisch laufenden Wagen verschiedener Natur sind und dass weiterhin die Abriebverschleissbedingungen beim praktisch fahrenden Wagen härter sind als bei dem Dauerlauf auf dem Versuchsstand.

3. Die Analyse des Indikatordiagrammes

Ausgehend von dem im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen Untersuchungen sind für die Analyse des Zylinderabriebverschleisses in Fahrzeugdieselmotoren der Vergleich der Bedingungen bei hoher Last und hoher Drehzahl einerseits und bei niedriger Last und niedriger Drehzahl andererseits sowie die Berücksichtigung der Auswirkungen der Änderung der Last und der Drehzahl als unbedingt erforderlich anzusehen. Ich habe nun einen mir zur Verfügung stehenden 10-Liter-Dieselmotor (einen wassergekühlten 6 Zyl.-Vorkammerreihenmotor) als Beispiel genommen, und bei

Vollast	und	2000 U/min	(voll-2000)
1/5 Last	"	2000 U/min	(1/5 -2000)
1/5 Last	"	800 U/min	(1/5 - 800)

mit Hilfe eines van Boro-Indikators der Druckgleichgewichtsbauart Indikatordiagramme aufgenommen. Hieraus habe ich Informationen über den Zylinderabriebverschleiss entnommen und diese Informationen zum grundlegenden Material für die Interpretation des Mechanismus des Abriebverschleisses gemacht.

3.1 Das Indikatordiagramm und das Gastemperaturdiagramm des Zylinders

Die Abb. 4 zeigt den Druck im Zylinder und die Gastemperatur in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel. Hierbei ist die Gastemperatur aus nachstehender Formel bestimmt worden:

$$T = T_1 \frac{P}{P_1} \cdot \frac{V}{V_1} \cdot \frac{1}{\delta} \dots\dots\dots(1)$$

In dieser Formel ist P_1 der Druck im Zylinder beim Beginn der Kompression, ich habe ihn mit $1,033 \text{ kg/cm}^2$ abs angenommen. T_1 ist die Gastemperatur beim Beginn der Kompression, dabei sind die rückständigen Gase vernachlässigt worden; wir nehmen an, dass die angesaugte Luft (die ursprüngliche Temperatur der angesaugten Luft soll dabei mit 15°C zugrundegelegt werden) durch Erwärmung bei gleichem Druck die Temperatur T_1 erreicht, und berechnen überschlägig aus den praktisch gemessenen Werten des Volumenwirkungsgrades voll-2000: 360°K , ein fünftel-2000: 340°K und 1/5-800: 320°K . Weiterhin ist $V_1 = \text{Hubvolumen } V_s + \text{Spaltvolumen (Zwischenraumvolumen ?) } V_o$; δ ist die prozentuale Zunahme der Anzahl der Moleküle infolge der Verbrennung, aus den praktisch gemessenen Werten des Luftkraftstoffverhältnisses haben wir δ überschlägig berechnet mit: voll-2000: 1,04, 1/5-2000: 1,00, 1/5-800: 1,00. Die Änderung des Wertes von δ infolge der Wärmedissoziation haben wir deshalb vernachlässigt, weil ja der ursprüngliche Wert von δ in der Nähe von 1 liegt

3.2 Das Kondensations-Temperaturdiagramm

Bei der weiteren Stufe der Interpretation des Mechanismus des Abriebverschleisses im folgenden Abschnitt kommen wir auf das Problem der Kondensation des Wasserdampfes zu sprechen. Dabei haben wir für die jeweiligen Bedingungen die Kondensationstemperatur des Wasserdampfes bestimmt. Der in den Verbrennungsgasen enthaltene Wasserdampf entspricht

dem den nichtkondensierten Gasen beigemischten überhitzten Dampf bzw. gesättigten Dampf, seine Kondensationstemperatur ist die dem Wasserdampfdruck entsprechende Temperatur des gesättigten Wasserdampfes. Demzufolge haben wir bei der Kondensationstemperatur t_{cond} , wenn die Gastemperatur unterhalb der kritischen Temperatur (der Grenztemperatur?) des Wasserdampfes ($374.15^{\circ}C$) liegt,

$$P_w = \frac{G_w}{V} \cdot v_{ws} \cdot P_{ws} \dots\dots\dots(2)$$

in dieser Gleichung sind P_w = Teildruck des Wasserdampfes (kg/cm^2), G_w = Gewicht des in den Verbrennungsgasen enthaltenen Wasserdampfes (kg) = Gewicht G_{aw} des in der Ansaugluft enthaltenen Wasserdampfes + Gewicht G_{fw} des bei der Verbrennung entstandenen Wasserdampfes; dabei hat man G_{aw} , indem man als Ansaugluft die Luft von Tokio (Jahresdurchschnitt der relativen Feuchtigkeit $\varphi = 72^3$), bei einer Atmosphäre von $15^{\circ}C$) nahm, durch folgende Gleichung bestimmt

$$G_{aw} = 0.622 g_a \frac{\varphi p_s}{p - \varphi p_s} (V_c + V_s) \dots\dots\dots(3)$$

In dieser Gleichung sind g_a das spezifische Gewicht der Aussenluft bei einer Atmosphäre und $15^{\circ}C = 1,227 kg/m^3$, p der Druck der Aussenluft = $1,033 kg/cm^2$ abs, p_s der Druck des gesättigten Wasserdampfes bei $15^{\circ}C = 0,0174 kg/cm^2$ abs, V_c und V_s sind das Spaltvolumen bzw. das Hubvolumen in m^3 ; G_{fw} wird unter der Annahme einer vollständigen Verbrennung durch die nachstehende Gleichung bestimmt, der Wert von G_{fw} ist jedoch nahezu gleich dem Kraftstoffverbrauch:

$$G_{fw} = \frac{\epsilon q [H_2O]}{3 \times 10^9 n [H_2]} \dots\dots\dots(4)$$

In dieser Gleichung sind ϵ das Wasserstoff-Kraftstoffgewichtsverhältnis, q der Kraftstoffverbrauch in g/min ,

[H₂O] die Grammolekülmenge des Wassers, [H₂] die Grammolekülmenge des Wasserstoffes, n die Drehzahl des Motors in U/min.

V ist das Zylindervolumen in m³, v_{ws} ist das spezifische Volumen des gesättigten Wasserdampfes bezogen auf die Gastemperatur t_g in m³/kg, p_{ws} ist der Druck des gesättigten Wasserdampfes bezogen auf t_g in kg/cm².

Aus der Gleichung 5 bestimmen wir p_w, und unter Benutzung der Tafel des gesättigten Wasserdampfes und des i-s-Diagrammes des Wasserdampfes finden wir die Temperatur des gesättigten Wasserdampfes, d.h. also die Kondensationstemperatur bei den jeweils gegebenen Bedingungen.

Für den Überhitzungsbereich hat man die Gastemperatur t_g und das spezifische Volumen des Wasserdampfes v_w = G_w/V in die Tafel des überhitzten Wasserdampfes und in das i-s-Diagramm eingetragen und so p_w gefunden. Für Werte, welche ausserhalb des i-s-Diagrammes fallen, hat man die Gleichung der vollkommenen Gase angewandt:

$$p_w = \frac{47 G_w T_g}{V} \dots\dots\dots(5)$$

Es ist also zu erwarten, dass der Wert der infrage stehender max. Kondensationstemperatur etwas niedriger herauskommt. Wenn man jedoch diese Erscheinung erklären will, dann dürfte es sich kaum um mehr handeln, als um gewisse Fehler, die enthalten sind und in der gemässigten Richtung liegen. Die Abb. 5 zeigt die Kondensationstemperatur in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel.

3.3 Die mittlere Temperatur der Zylinderwand

Die Temperatur der gasseitigen Zylinderwand wird gebraucht wenn man den Abriebverschleissmechanismus durch einen Vergleich mit der Kondensationstemperatur erklären will und wenn man im Zusammenhang mit den Schmiereigenschaften einen "duty parameter" herleitet. In unserem Falle hat man die mittlere Temperatur T_{ml} der gasseitigen Zylinderwand bestimmt. t_{ml} kann man überschlägig berechnen, indem man aus dem Wärmeübergangsfaktor α_{mg} der Berührungsfläche zwischen den Gasen und dem Zylinder, aus der Wärmeleitfähigkeit λ_1 und der Dicke l des Zylindermaterialies und aus dem Wärmeübergangsfaktor α_{mw} der Berührungsfläche zwischen der Kühlflüssigkeit und dem Zylinder den Wärmedurchströmfaktor K findet und die mittlere Gastemperatur t_{mg} , die Temperatur der Kühlflüssigkeit t_w , die durch den Zylinder hindurchgehende Wärmemenge Q , die Wärmeübergangsfläche F in die Gleichung des Wärmedurchganges einsetzt; da es jedoch, wie später noch dargelegt werden wird, in dem den max. Widerstand darstellenden Widerstandswert von α_{mg} noch zweifelhafte Punkte gibt, so hat man diesen Wärmeübergangsfaktor α_{mg} vernachlässigt und t_{ml} aus der folgenden Gleichung gefunden

$$t_{ml} = t_w + \frac{Q}{F} \left(\frac{1}{\alpha_{mw}} + \frac{l}{\lambda_1} \right) \dots\dots\dots(6)$$

In dieser Gleichung nehmen wir t_w , die Temperatur der Kühlflüssigkeit, mit 80°C an. Q ist die durch den Zylinder hindurchgehende Wärmemenge; aus den Ergebnissen der Wärmeberechnung und aus Versuchsergebnissen können wir die Kühlwasserverlustwärme, und aufgrund von Versuchsbeispielen von Goldberg u. a.⁴⁾ können wir die in den Zylinder entweichende Verlustwärme mit etwa 30% der Kühlwasserverlustwärme annehmen und finden so Q . Da wir α_{mg} vernachlässigt haben,

so ist hierin die Abriebverschleisswärme enthalten. F ist der Flächeninhalt der vom Zylinder exponierten Fläche, wenn sich der Kolben in seiner unteren Totpunktlage befindet; α_{mw} ist der Wärmeübergangsfaktor der Berührungsfläche zwischen der Kühlflüssigkeit und dem Zylinder, wir finden α_{mw} indem wir in die Formel von R. Devillers ⁵⁾ $\alpha_{mw} = 120 + 12000 v$ kcal/m²h°C einen angenommenen Wert der mittleren Geschwindigkeit der Kühlflüssigkeit um den Zylinder herum einsetzen. l ist die Dicke der Zylinderwand = 0,007 m, und λ_1 ist der Wärmeübergangsfaktor des Zylindermaterials = 43 kcal/mh°C. Als Ergebnisse unserer Berechnung bekommen wir:

voll - 2000: 188°C

1/5 - 2000: 130°C

1/5 - 800: 103°C

3.4 Das Diagramm des Wärmeüberganges von den Gasen zum Zylinder

Der Zylinder bildet einen Teil der Verbrennungskammer und spielt damit die Rolle eines Widerstandes gegen den Wärmedurchgang von den Gasen zum Kühlwasser; den grössten Widerstand leistet dabei die Grenzschicht der Gase an der Zylinderoberfläche, der Widerstandswert dieser Schicht ist 50 - 60 mal grösser als der Widerstand des Zylindermaterials und des Kühlwassers. Dieser Umstand ist deshalb einer der wichtigsten Faktoren für die Bestimmung der Zylindertemperatur. Die Wärmeübertragung in der Verbrennungskammer ist kompliziert, sie stellt eine nicht stationäre, turbulente Wärmeübertragung mit vielen untereinander zusammenhängenden Faktoren dar; auch die bereits bekannte von Nusselt, Eichelberg, Pflaum u.a. angegebene experimentell erhaltene Formel entbehrt, wenn es sich um die Möglichkeit einer allgemeinen

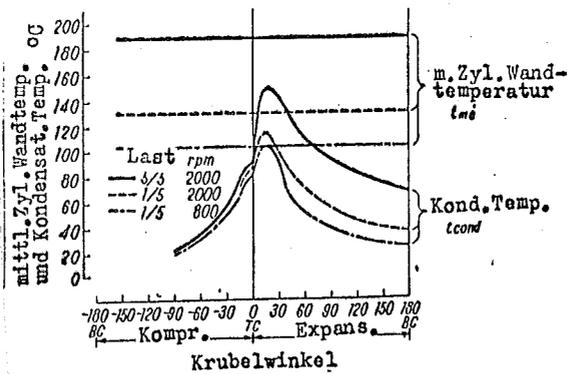


Abb. 5 Das Kondensationstemperaturdiagramm

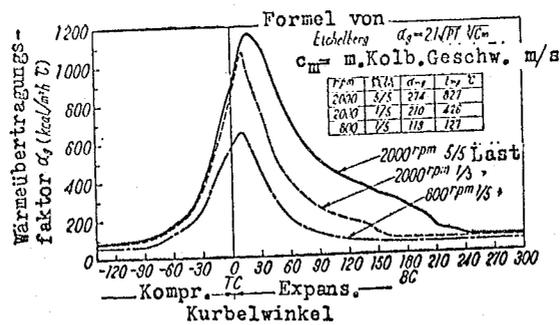


Abb. 6 Das Wärmeübertragungsdiagramm

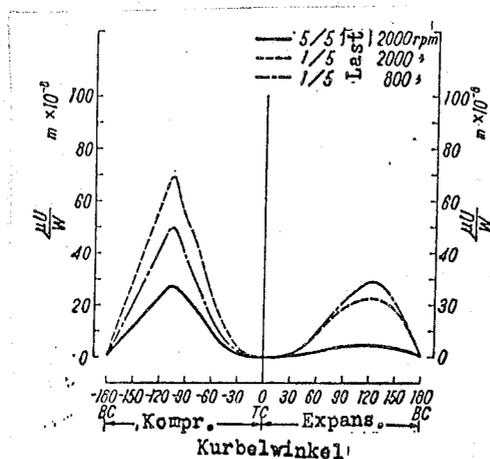


Abb. 7 Das $\mu U/W$ - Diagramm

Anwendung handelt, der erforderlichen Zuverlässigkeit. Die Behandlung des Wärmeüberganges an der Zylinderwand ist, da sich der Flächeninhalt der Wärmeübergangsfläche mit der Zeit ändert, sehr umständlich und Zeitraubend. Um nun den Einfluss der Änderung der Antriebsbedingungen des Motors auf den Wärmewiderstand des Zylinders, d.h. also auf die Zylindertemperatur qualitativ zu untersuchen, habe ich nach der verhältnismässig häufig zitierten Formel von Eichelberg den Wärmeübergangsfaktor α_g rechnerisch bestimmt (siehe Abb. 6).

Nach dieser Formel

$$\alpha_{mg} = \frac{1}{720} \int_{\theta=0}^{\pm 360^\circ} \alpha_g d\theta \dots\dots\dots(7)$$

erhält man für den mittleren Wärmeübergangsfaktor α_{mg} die folgenden Werte

voll	-	2000:	274	(1)	koal/m ² h°C
1/5	-	2000:	210	(0,77)	
1/5	-	800:	119	(0,44)	

In Klammern ist der auf voll - 2000 bezogene Anteil angegeben.

3.5 Das "duty-Parameter"-Diagramm

Der Zustand der Schmierung zwischen Kolbenring und Zylinder (die Ölfilmdicke, die Reibungskraft usw.) wird, wenn die Abmessungen des Ölfilmaufbaues des Ringes festliegen, im fließenden Bereich der Schmierung durch folgende Gleichung gegeben

$$\text{Duty Parameter} = \frac{\mu U}{W l} \dots\dots\dots(8)$$

Hierin bedeuten μ die absolute Viskosität des Öles, U die Gleitgeschwindigkeit des Kolbenringes, W den Gegendruck des Kolbenringes, in unserem Falle, da es sich um den oberen

Kolbenring handelt, den Zylinderdruck, und l die Breite des Kolbenringes in der Bewegungsrichtung.

In der vorliegenden Arbeit hat man, um einen Vergleich zu ermöglichen, l vernachlässigt und μ U/W rechnerisch bestimmt (Abb. 7). Als Schmieröl habe ich SAE30 Eastern genommen, und ich habe weiterhin angenommen, dass die Temperatur des Öles die mittlere Temperatur der Zylinderwandfläche t_{ml} erreicht hat.

4. Die den Zylinderabriebverschleiss eines Fahrzeugdieselmotors beeinflussenden Umstände

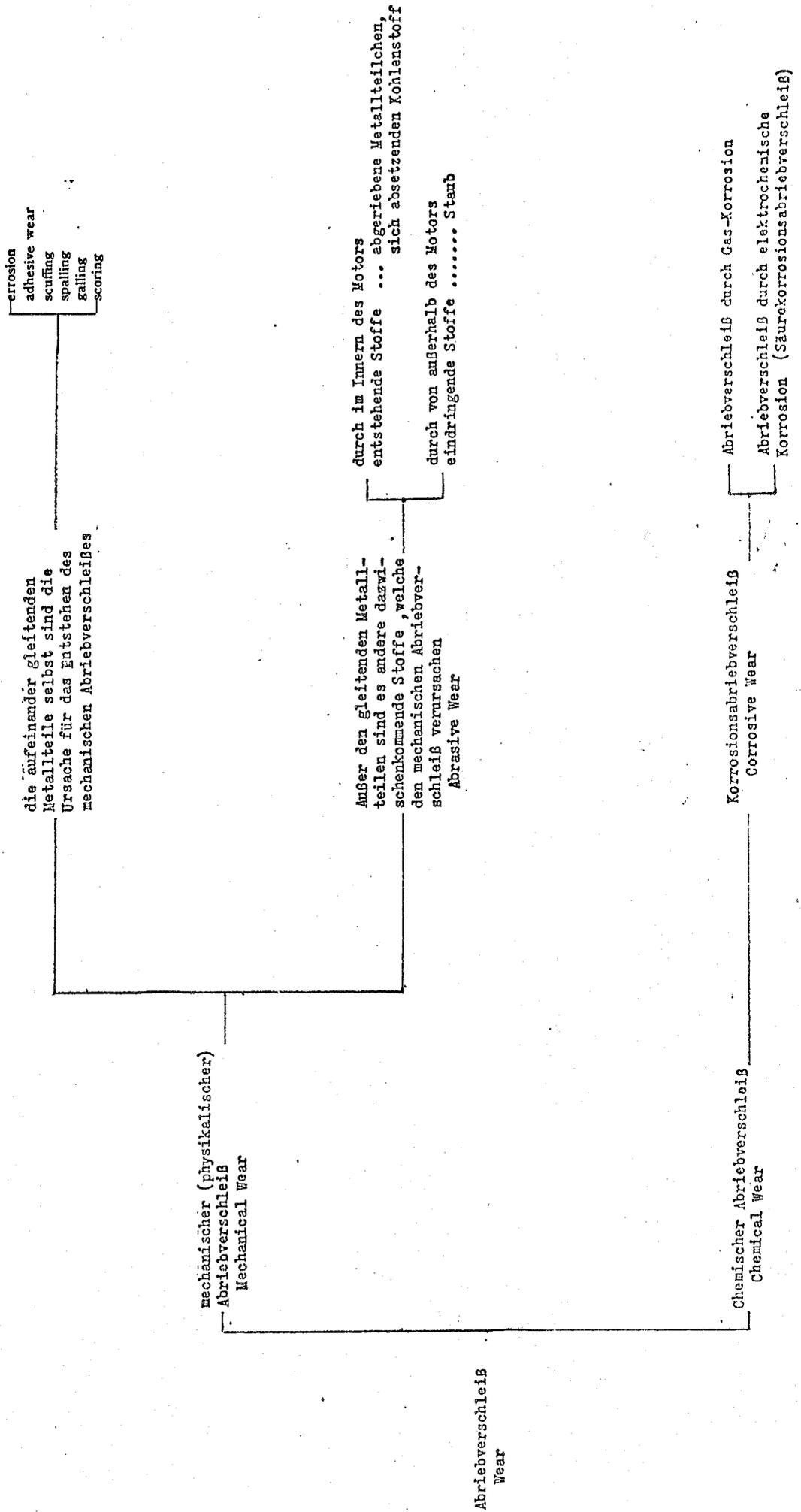
(1) beim Betrieb mit niedriger Last

4.1 Die Ursachen, auf welche der Abriebverschleiss in der Hauptsache zurückzuführen ist

Die Methoden der Klassifizierung der Abriebverschleissercheinungen sind je nach den Menschen, welche diese Einteilung vornehmen, mehr oder weniger verschieden; für den Fall des Zylinderabriebverschleisses, scheint uns die Einteilung, wie sie in der Tafel 2 aufgeführt ist, auch für die Verfolgung des Abriebverschleissmechanismus sehr praktisch zu sein.

Bei den Fahrzeugdieselmotoren ist, wie auch im Abschnitt 2 dargelegt wurde, die Betriebshäufigkeit im Bereiche der niedrigen Lasten und der mittleren bis niedrigen Drehzahlen ausserordentlich hoch. Dies bedeutet, dass im Vergleich mit dem allgemein üblichen Dauerlauf auf dem Versuchsstand (Betrieb mit max. Leistung) oder im Vergleich mit den Schiffsdieselmotoren und den stationären Motoren, welche in der Nähe ihrer max. Leistung kontinuierlich betrieben werden, bei den Fahrzeugdieselmotoren der Betrieb mit einer bei

Tafel 2. Die verschiedenen Arten des Abriebverschleißes



weitem niedrigeren Last viel häufiger vorkommt, eine Feststellung, welche das besondere Kennzeichen des Fahrzeugdieselmotorbetriebes ausmacht. Deshalb müssen wir auch dann wenn wir Betrachtungen über den Abriebverschleissmechanismus anstellen, ganz natürlicher Weise diesen Unterschied in den Betriebsbedingungen gebührend berücksichtigen. Entsprechend der oben aufgeführten Einteilung kommen wir somit für die besonderen den Abriebverschleiss der Fahrzeugdieselmotoren beeinflussenden Umstände, ausgehend von den Ergebnissen der im vorhergehenden Abschnitt beschriebenen Analyse zu den nachstehenden Schlussfolgerungen:

1. Der unter ① aufgeführte mechanische Abriebverschleiss entsteht durchweg infolge der Verringerung des Schmierölfilmes zwischen den aufeinander gleitenden Metallteilen. Dieser mechanische Abriebverschleiss entsteht also dadurch, dass der Zustand der flüssigen Schmierung aufhört und absinkt in den Zustand der Grenzschmierung bzw. in den Zustand des Metallkontaktes. Dies ist somit qualitativ auch dann richtig und vernünftig, wenn man aufgrund des die Ölfilmstärke bestimmenden "duty-Parameters" den Grad der Härte des Abriebverschleisses dieser Betriebsart vergleicht. Die Abb. 7 bietet die Grundlagen für eine Beurteilung der Härte des Abriebverschleisses. Wie man aus dieser Abbildung ersieht, ist bei voll-2000 (max.Last-max. Drehzahl) der "duty-Parameter" bei weitem kleiner als bei 1/5-2000 und 1/5-800, es ist also ganz klar, dass die Bedingungen des unter ① genannten mechanischen Abriebverschleisses bei voll-2000 schlechter sind. Die Widerstandskraft der infrage stehenden Motoren gegen diese Art des Abriebverschleisses kann somit auch im

Fälle der Fahrzeugdieselmotoren durch Dauerlaufprüfungen auf dem Versuchsstand beurteilt werden. Wenn man durch die gesamte Anzahl der Umdrehungen dafür sorgt, dass die garantierte Fahrtstrecke der Dauerlaufzeit entspricht, dann kann dies viel eher als ein Versuch zur Nachprüfung und Bestätigung der Widerstandskraft bezeichnet werden, bei welchem man es in entsprechender Weise gerade auf die strenge Seite (severe side?) abgesehen hat. Wenn man bei gleichbleibender Last die Drehzahl ändert, dann darf man nicht übersehen, dass durch 2 einander entgegenwirkende Effekte, nämlich die negative Wirkung der Verringerung der Viskosität des Öles infolge der Erhöhung der Temperatur der Zylinderwand einerseits und die positive Wirkung der durch die Steigerung der Drehzahl bedingten Erhöhung der Gleitgeschwindigkeit andererseits, die Schwankungen der den Ölfilm aufbauenden Kräfte gemässigt (gedämpft?) werden (der Gegensatz zwischen $1/5 - 2000$ und $1/5 - 800$). Wenn wir uns sodann die Tafel 1 näher ansehen, dann stellen wir fest, dass der auf die gleitende Drehbewegung (?) der Ringe kommende Zylinderabriebverschleiss bei dem Versuchsfahrzeug, bei welchem nur eine geringe Härte der Bedingungen zu erwarten war, bei weitem grösser (in der Grössenordnung des vierfachen) ist als bei dem Dauerlauf auf dem Versuchsstand. Somit ist also der Abriebverschleiss bei einem praktisch laufenden Fahrzeugdieselmotor, wie man ganz deutlich erkennen kann, im wesentlichen nicht auf diese Art des Abriebverschleisses (d.h. auf den unter ① genannten mechanischen Abriebverschleiss) zurückzuführen.

2. Der unter ② genannte Abriebverschleiss ist zwar ebenfalls ein mechanischer Abriebverschleiss, dadurch jedoch,

dass es sich hier um einen durch abgeriebene Metallteilchen, durch abgesetzten Kohlenstoff usw. verursachten Abriebverschleiss handelt, stellt dieser Abriebverschleiss letzten Endes ein aus den unter ① genannten und aus den unter ③ genannten Abriebverschleiss entspringendes Ergebnis dar; dieser Abriebverschleiss steht deshalb in engstem Zusammenhang mit den beiden genannten Abriebverschleissarten und kann nicht getrennt für sich allein behandelt werden. Der durch Staub verursachte Abriebverschleiss stellt eine ganz besondere den Kraftfahrzeugmotoren eigene Bedingung dar; dieser Abriebverschleiss wird viel eher durch absolute äussere Faktoren (Zustand der Fahrbahn, die durch die Natur der betreffenden Gegend bedingten Besonderheiten, Konstruktion des Luftfilters, Lage des Luftfilters usw.) beeinflusst und müsste daher besonders besprochen werden, soweit es sich jedoch um die Fahrtbedingungen handelt, so besteht zwischen dem Abriebverschleiss und der Geschwindigkeit bis zu einem gewissen Grade eine Wechselbeziehung.

Die Reinigungswirkung des Ölfilters (Ölbadbauart) ist, wie das in der Abb. 8 dargestellte Beispiel zeigt, umso geringer, je niedriger die Geschwindigkeit ist. Insbesondere ist der Abfall des Wirkungsgrades im Leerlauf ausserordentlich stark und die Häufigkeit der Signalabwartezeiten usw. auf schlechten Strassen scheint hier sehr stark ins Gewicht zu fallen. In unserer Betrachtung wollen wir jedoch den Staub von den allgemeinen Abriebverschleissbedingungen ausnehmen. Zu diesem Entschluss ist man deshalb gekommen, weil bei den meisten praktisch gefahrenen Wagen ein Zusammenhang zwischen den Staubbedingungen und dem Abriebverschleiss aus den für die Wagen vorliegenden Daten nicht mit Sicherheit festzu-

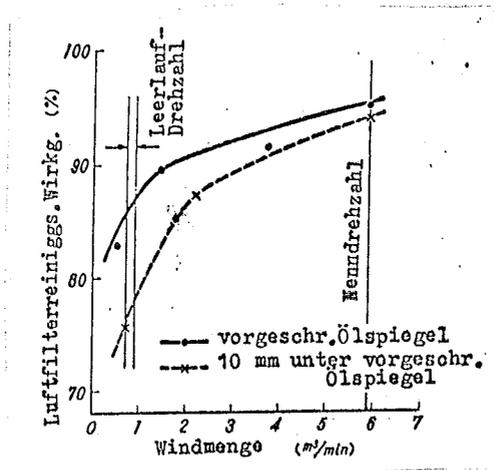


Abb. 8 Die Reinigungswirkung eines Ölbadluftfilters

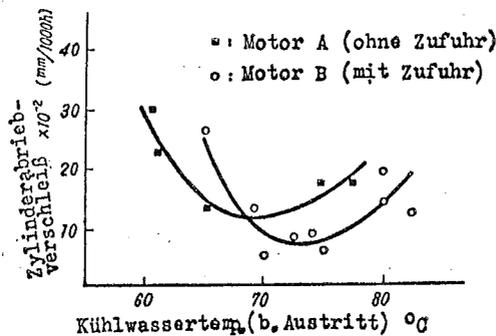


Abb. 9 Der Zusammenhang zwischen der Kühlwassertemperatur und dem Kolbenringabriebverschleiss

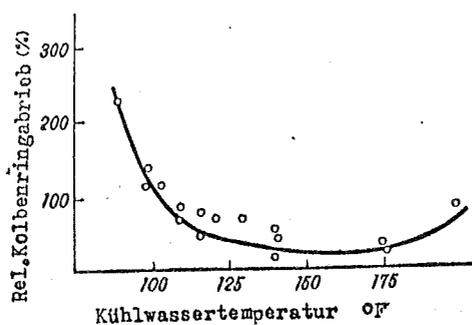


Abb. 10 Der Zusammenhang zwischen der Kühlwassertemperatur und dem Zylinderabriebverschleiss

stellen ist.

Aus den oben stehenden Betrachtungen können wir die wahrscheinliche Theorie herleiten, dass der Abriebverschleiss des praktisch gefahrenen Wagens eher als Korrosionsabriebverschleiss erklärt werden kann, denn als mechanischer Abriebverschleiss.

4.2 Der Korrosionsabriebverschleiss

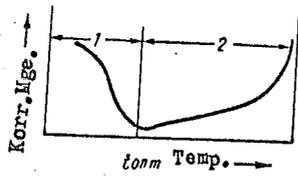
Die Abb. 9 ⁶⁾ und 10 ⁷⁾ zeigen Beispiele der Ergebnisse von Versuchen, die man zur Bestimmung des Zusammenhanges zwischen der Kühlwassertemperatur und dem Abriebverschleiss der Kolbenringe und der Zylinder bei Schiffsdieselmotoren durchgeführt hat; diese Abbildung zeigt deutlich, dass sowohl bei übermässig hoher, wie auch bei übermässig niedriger Kühlwassertemperatur der Abriebverschleiss der Kolbenringe und des Zylinders beschleunigt wird, und dass die Kühlwassertemperatur, bei welcher man den geringsten Abriebverschleiss bekommt, in der Nähe von 70°C liegt. Die Tatsache dass der Abriebverschleiss auf der Seite der hohen Temperaturen ansteigt, dürfte darin begründet sein, dass durch das Absinken der Viskosität des Öles der "duty-Parameter" niedriger wird, und dass Hand in Hand mit der Zunahme des adhäsiven Abriebverschleisses, wie er im vorhergehenden Abschnitt ① bezeichnet worden ist, die korrosive Wirkung der Gase lebhafter wird. Die Abb. 11 ⁸⁾ gibt eine Erklärung dafür, dass es bei der Korrosion 2 Bildungszustände gibt; oberhalb einer bestimmten Temperatur erfolgt die Gas-korrosion, und Hand in Hand mit dem Ansteigen der Temperatur wird die Reaktionsgeschwindigkeit lebhafter, was bedeutet, dass die Korrosion der allgemeinen Regel einer chemi-

schen Reaktion folgt; unterhalb der genannten Temperatur erfolgt eine Säurekorrosion und Hand in Hand mit dem Absinken der Temperatur schreitet die Kondensation der in den Verbrennungsgasen enthaltenen aziden Stoffe fort und die Korrosionsgeschwindigkeit steigt an; der Punkt (die Temperatur), in welchem dieser Mechanismus der Korrosion umgeschaltet wird (umkehrt?), stellt die Kondensationstemperatur der Verbrennungsgase dar.

Diese auf der Seite der niedrigen Temperaturen stattfindende, sog. Säurekorrosion (elektrochemische Korrosion) ist nur möglich, wenn gleichzeitig Wasser vorhanden ist, das die aziden Stoffe ionisiert.

Die Abb. 12 ⁸⁾ zeigt Beispiele der Ergebnisse von Versuchen durch welche diese Zusammenhänge sehr gut erklärt werden. Bei diesen Versuchen hat man auf die Oberfläche von Probestücken aus Gußeisen Petroleum aufgetragen, um das ganze zunächst 5 Stdt. an der freien Luft stehenlassen; sodann hat man die Probestücke 3 Stdt. lang getrockneten SO_2 -Gasen ausgesetzt und schliesslich Wasserdampf darübergelitet. Aus der Abbildung sehen wir, dass die getrockneten SO_2 -Gase die Geschwindigkeit des Abriebverschleisses wieder langsamer gemacht haben und dass der Abriebverschleiss in Gegenwart von Wasserdampf sehr schnell zunimmt.

Wenn wir nun diese Gedankengänge auf den Fall eines Dieselmotors übertragen, dann können wir uns leicht denken, dass in den Verbrennungsgasen durch die Verbrennung entstandene azide Salze, sowie SO_2 -Gas und SO_3 -Gas enthalten sind, und



1: Bereich d. Säurekorr. (el. chem.)

2: Bereich d. Gaskorrosion

Abb. 11 Der Aufbau der Korrosion

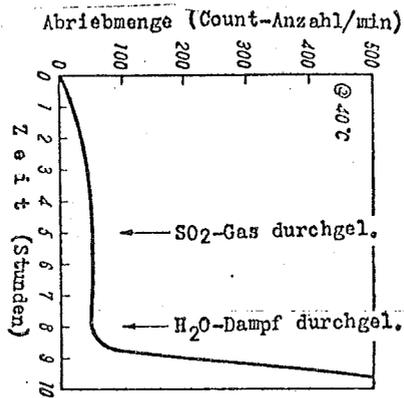


Abb. 12 Das Arbeiten des Wasserdampfes beim Korrosionsabriebverschleiss

dass in den Verbrennungsgasen auch durch die Verbrennung entstandener und zusammen mit der Ansaugluft hereingesaugter Wasserdampf enthalten ist. Für den Fall des Motors, dessen Analyse ich im Abschnitt 3 vorgelegt habe, sind die Menge des durch die Verbrennungskammer hindurch gehenden Wasserdampfes in der Abb. 13 und der auf H_2SO_4 umgerechnete Schwefelanteil in der Abb. 14 dargestellt. Das Gewichtsverhältnis H_2SO_4/H_2O beträgt bei Vollast ungefähr 2%, und bei 1/5 Last ungefähr 1,5%. Wenn man nun praktischer Weise den augenblicklich vorhandenen Schwefelgehalt beiseitelässt und ausschliesslich die Kondensation des Wasserdampfes berücksichtigt, dann ist die Kondensationsgeschwindigkeit des Wasserdampfes zunächst durch die zwischen der Temperatur der mit den Verbrennungsgasen in Berührung kommenden Zylinderwände und der Kondensationstemperatur bestehende Beziehung bestimmt. Je höher im Vergleich mit der Temperatur der Zylinderwände die Kondensationstemperatur ist, umso höher wird auch die Kondensationsgeschwindigkeit. Die Abb. 5 zeigt die mittlere Temperatur t_{ml} der Zylinderwand und die Kondensationstemperatur t_{cond} ; dabei ändert sich t_{cond} in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel und erreicht in der Nähe von 15° nach der oberen Todpunktslage eine Spitze. Die Differenz zwischen t_{ml} und t_{cond} nimmt in der Reihenfolge voll-2000 grösser als 1/5-2000 grösser als 1/5-800 zu. Dies bedeutet, dass die Kondensation umso schwerer auftritt, je höher die Drehzahl und je höher die Last werden. Dass die Kondensation umso leichter auftritt, je niedriger die Drehzahl und je niedriger die Last werden, ist wahrheitsgetreu gezeigt worden.

Die Abb. 15 kann man so ansehen, dass in ihr gezeigt wird,

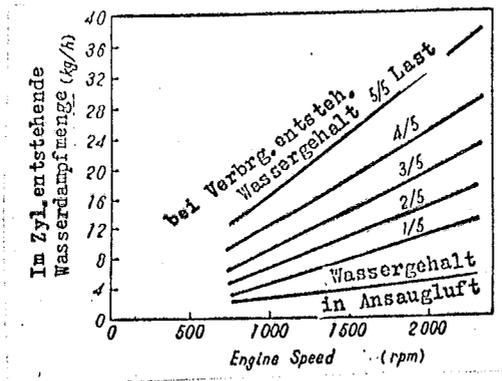


Abb. 13 Die durch die Verbrennungskammer hindurchgehende Wasserdampfmenge

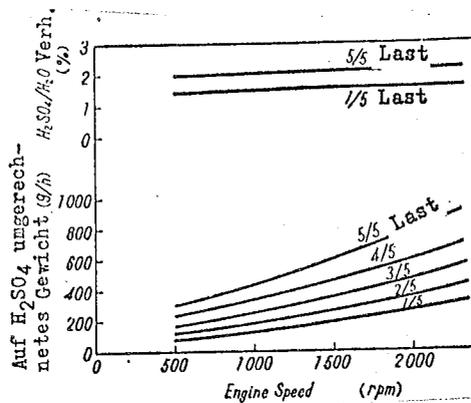


Abb. 14 Der bei der Verbrennung entstehende Schwefelgehalt (in H₂SO₄ umgerechnet)

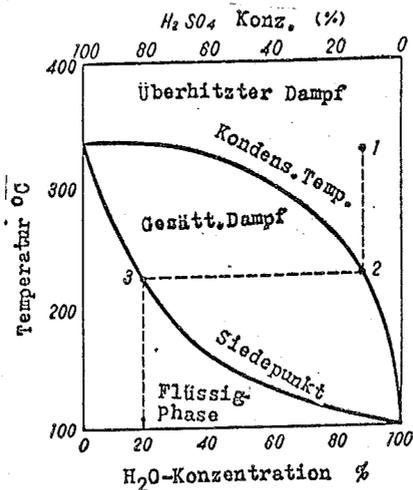


Abb. 15 Das Zustandsdiagramm des Systems H₂O-H₂SO₄.

wie die Beziehung t_{ml} grösser als t_{cond} mit Sicherheit aufrechterhalten wird, wenn man die Kühlwassertemperatur auf 80°C hält und dass dann nicht leicht eine Kondensation auftritt. Tatsächlich ist jedoch der Wasserdampf ein aus den 2 Komponenten H_2O und H_2SO_4 bestehendes Gasgemisch, dessen Kondensationstemperatur höher ist als die des Wasserdampfes. Die Abb. 15 zeigt das Zustandsdiagramm des Systemes $\text{H}_2\text{O}-\text{H}_2\text{SO}_4$ (druckgleich 1 Atmosphäre); die Kondensationstemperatur wird stark durch die H_2SO_4 -Konzentration beeinflusst. Der H_2SO_4 -Gehalt in den Verbrennungsgasen wird durch das chemische Gleichgewicht $\text{SO}_2 + 1/2\text{O}_2 \rightleftharpoons \text{SO}_3$ gesteuert, je grösser der SO_3 -Gehalt wird, umso höher wird auch der H_2SO_4 -Gehalt in den Verbrennungsgasen.

Das oben genannte chemische Gleichgewicht wird auch stark durch die Temperatur beeinflusst; bei einer Temperatur von 1000°C und höher ist kein SO_3 mehr vorhanden, je niedriger die Temperatur wird, umso mehr schreitet die Oxydationsreaktion fort, umso höher wird der SO_3 -Gehalt, und bei 400°C hat der SO_3 -Gehalt 100% erreicht⁹⁾.

Demzufolge kann man also sagen, dass mit abfallender Temperatur der Gase die SO_3 -Konzentration zunimmt und die Kondensationstemperatur höher wird. Diese Tatsache ist durch Kear¹⁰⁾, Rendle¹¹⁾, u.a. experimentell bestätigt worden.

Wenn man nun die Abb. 4 (das Temperaturdiagramm der Gase) umdreht, dann sieht man deutlich, wie bei einem Absinken der Last und der Drehzahl die SO_3 -Konzentration höher wird und die Kondensationstemperatur ansteigt.

Der Verlauf der Kondensation in der Abb. 5, wo man nur den

Wasserdampf berücksichtigt hat, zeigt, dass die Tendenz zur Kondensation umso grösser wird, je niedriger die Last und je niedriger die Drehzahl sind. Auch die SO_3 -Konzentration nimmt mit abfallender Last und abfallender Drehzahl zu, und in dem man die Kondensationstemperatur steigert, begünstigt man die Kondensationstendenz. Aus der obenstehenden Betrachtung können wir den Schluss ziehen, dass ein Kraftfahrzeugdieselmotor, der häufig mit niedriger Drehzahl und niedriger Last betrieben wird, noch viel stärker den Bedingungen der Säurekorrosion unterworfen ist als ein Motor beim Dauerlauf auf dem Versuchsstand oder ein Schiffsdieselmotor, und dass dementsprechend kein Zweifel darüber besteht, dass die Säurekorrosion die Hauptursache darstellt auf welche der Abriebverschleiss im Zylinder eines praktisch fahrenden Wagens zurückgeführt werden muss.

Noch eines müssen wir dabei berücksichtigen; als Ursache des verstärkten korrosiven Abriebverschleisses, den wir bei niedriger Belastung feststellen, müssen wir die Wirkung der Kohlenstoffteilchen ansprechen. Gronomski hat die Ursachen des Dieselrauchens untersucht ¹²⁾ und er berichtet als Ergebnis seiner Untersuchungen, dass die Hauptursachen der Entstehung von Kohlenstoffteilchen in einer niedrigen Temperatur der Wände der Verbrennungskammer und in einer niedrigen Temperatur der Verbrennungsgase zu suchen sind, und dass die relative Auspuffrauchkonzentration (Konzentrationsprozentsatz x Luftüberschussprozentsatz) bei niedriger Last um 75% höher ist als bei Nennlast. Aus den Ergebnissen der in Abschnitt 3.3 dargelegten Berechnung (die mittlere

Wandtemperatur ist 188°C bei voll-2000, 130°C bei 1/5-2000 und 103°C bei 1/5-800) sowie aus der Abb. 4 (Gastemperaturdiagramm) ersehen wir ganz deutlich, dass die Betriebsbedingungen eines praktisch fahrenden Wagens, welcher in der Hauptsache mit niedriger Last gefahren wird, die Entstehung von Kohlenstoffteilchen begünstigen. McConell u.a. ¹³⁾ haben berichtet, dass für den Fall des Schweröles die Schwefelsäureadsorptionswirkung der Kohlenstoffteilchen auf das engste mit dem Abriebverschleiss zusammenhängt; es ist nun interessant zu untersuchen, ob man in der gleichen Weise derartige Schlussfolgerungen auch auf die von Leichtöl erhaltenen Leichtkohlenstoffteilchen anwenden kann.

Die Ursache für den hohen auf die Einheit des Kraftstoffverbrauches bezogenen prozentualen Abriebverschleiss (Tafel 1) und für den besonders hohen Abriebverschleiss bei einem Omnibus mit sehr häufigem Anfahren und Anhalten dürfen wir mit ausreichender Begründung zum Teil in der Schwefelsäureadsorptionswirkung der Kohlenstoffteilchen suchen.

(Anm.) In der Abb. 15 beträgt, obwohl der gesamte Schwefelanteil zu H_2SO_4 geworden ist, das Verhältnis $\text{H}_2\text{SO}_4/\text{H}_2\text{O}$ höchstens 1-2%. Die Konzentration der Schwefelsäure in der Kondensatflüssigkeit ist jedoch bedeutend höher. Dies ist von Coit¹⁴⁾, Hoegh¹⁵⁾ und McConell¹³⁾ bestätigt worden. Die Ursache hiervon finden wir in der Abb. 15 erklärt. Wenn der überhitzte Dampf des Systemes $\text{H}_2\text{SO}_4\text{-H}_2\text{O}$ der Konzentration (1) bei konstantem Druck abgekühlt wird, dann gelangt er bei (2) zum Taupunkt, da die Konzentration der gesättigten Flüssigkeit bei (3) liegt, so strebt die Konzentration der

bei weiterem Abkühlen erhaltenen Kondensatflüssigkeit unmittelbar der Konzentration des H_2SO_4 zu.

5. Die besonderen für den Abriebverschleiss der Zylinder eines Fahrzeugdieselmotors verantwortlichen Umstände

(2)....der Beschleunigungsbetrieb

Das zweite besondere Merkmal der Betriebsbedingungen eines Fahrzeugdieselmotors besteht darin, dass sich Last und Drehzahl äusserst kurzfristig und dazu sehr häufig vom Leerlauf bis zur Höchstleistung ändern. Wenn man den Mechanismus des Abriebverschleisses des Zylinders kennenlernen will, dann muss man unter allen Umständen auch diesen besonderen Betriebsbedingungen Rechnung tragen. Die Tatsache, dass beim Anlaufen eines Dieselmotors der Abriebverschleiss des Zylinders und der Kolbenringe ganz erheblich beschleunigt wird, ist schon seit langem bekannt; in der neueren Zeit hat man nun auch versucht, diese Erscheinung mit dem Verfahren der radioaktiven Isotopen quantitativ zu erfassen. In der Tafel 3 ⁸⁾ sind Beispiele der Ergebnisse einer experimentellen Untersuchung des Einflusses der Häufigkeit des Anlaufens und des Stillsetzens eines Motors auf den Abriebverschleiss des Zylinders und der Kolbenringe aufgeführt; aus dieser Tafel ersehen wir, dass bei einer Steigerung der Häufigkeit des Anfahrens und Stillsetzens auf ungefähr das siebenfache schon in 1/15 der Betriebszeit der gleiche Abriebverschleiss erreicht ist (wie bei der normalen, nicht gesteigerten Häufigkeit des Anfahrens und Stillsetzens). Wenn man das Anlassen des Motors mit hinzunimmt, dann sind die Fahrzeugdieselmotoren häufig ganz besonders harten strapazierenden Bedingungen unterworfen, in dem sie äusserst kurzfristig aus dem Betriebszustand verhältnismässig

Tafel 3

Probe Nr.	Anf. Halt Hfg-keit	Summe der Fahr-stunden	top-ring Abrieb (g)	Ges.m. Ring-Abrieb (g)	Eisen im Schmier-öl (g)
1	40	4	0.20	0.33	0.2
2	6	60	0.15	0.33	1.0

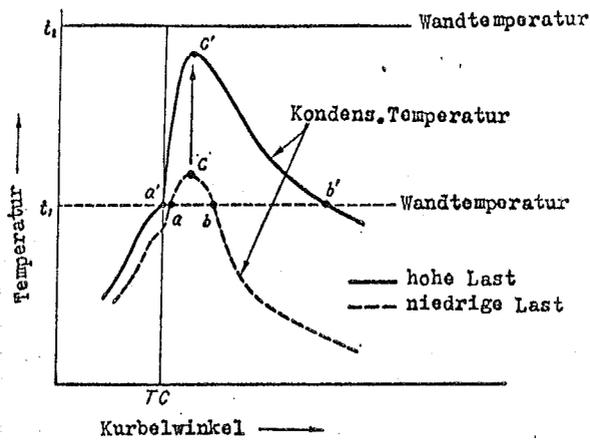


Abb. 16 Die Wirkung der Beschleunigung

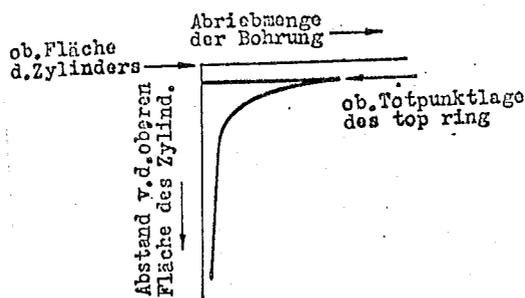


Abb. 17 Das Profil des Abriebverschleisses bei einem praktisch fahrenden Wagen

niedriger Drehzahl und niedriger Belastung in den Betriebszustand mit verhältnismässig hoher Drehzahl und hoher Belastung übergeführt werden müssen. Wenn man diesen Begriff ganz weit fassen will, dann versteht man hierunter den sog. Beschleunigungsbetrieb. Die hierbei auftretenden Erscheinungen sollen im folgenden, soweit sich hierbei der Abriebverschleiss des praktisch fahrenden Wagens in der Hauptsache auf Säurekorrosion zurückführen lässt, erklärt werden:

In der Abb. 16 zeigt die gestrichelte Linie das Betriebsdiagramm des Motors bei niedriger Last; wir wollen annehmen dass die Temperatur der Zylinderwand zwischen den Kurbelwinkeln a und b höchstens die Kondensationstemperatur erreicht. Der Maximalwert der Differenz zwischen der Kondensationstemperatur und der Zylinderwandtemperatur beträgt $t_0 - t_1$. Wenn man, um zu beschleunigen, auf das Gaspedal tritt, dann wird die ausgespritzte Kraftstoffmenge erhöht, der Druck im Zylinder steigt an und die Kondensationstemperatur wird augenblicklich höher; der Kurbelwinkelbereich, in welchem eine Kondensation möglich ist, wird ganz plötzlich von a-b auf a'-b' erweitert, und der max. Wert der Differenz zwischen der Kondensationstemperatur und der Zylinderwandtemperatur steigt sprunghaft auf $t_0' - t_1$ an. Durch die Steigerung der Kraftstoffeinspritzmenge nehmen die Kondensatmengen des Wassers und der Schwefelsäure zu, und auch die Kohlenstoffbildung wird infolge der schlechteren Verbrennung lebhafter. Damit steigt sofort die Kondensationstemperatur an, die Temperatur der Zylinderwand jedoch steigt nicht sofort an, weil der aus der Gasgrenzschicht-dem Zylinder- und der Kühlwassergrenzschicht bestehende Wärmeüber-

tragungskörper eine ganz bestimmte Wärmekapazität besitzt, und bis das neue Temperaturgefälle vollständig hergestellt ist und die Zylinderwandtemperatur den neuen Gleichgewichtswert t_2 erreicht hat, wird eine bestimmte Zeit gebraucht. Die Härte des Säurekorrosionsabriebverschleisses unmittelbar vor dem Durchtreten des Gaspadales und unmittelbar nach dem Durchtreten des Gaspadales lässt sich vielleicht anhand der Flächeninhalte der Dreiecke abc und a'b'c' vergleichen.

Die oben gegebene Interpretation wird gut verständlich, wenn wir die beiden in der Tafel 1 aufgeführten Beispiele miteinander vergleichen, nämlich einerseits die Fahrt des zu sehr häufigem Anfahren und Anhalten gezwungenen Linienomnibusses und andererseits die Fahrt eines Fernlastkraftwagens, der nur verhältnismässig selten anfahren und anhalten muss, wobei dann der auf die Einheit des Kraftstoffverbrauches bezogene Abriebverschleiss im Falle des Linienomnibusses mehr als doppelt so gross ist wie der Verschleiss beim Fernlastkraftwagen.

6. Die von unserer Analyse gegebenen Informationen 1 und 2

6.1 Das Zylinderabriebverschleissprofil

Das Profil des Zylinderabriebverschleisses bei einem praktisch gefahrenen Wagen zeigt im Vertikalschnitt mehr oder weniger den in der Abb. 17 dargestellten Verlauf. In der Nähe der oberen Todpunktlage des oberen Kolbenringes (Topring) ist der Abriebverschleiss ausserordentlich stark. Dies wird dadurch erklärt, dass der obere Kolbenring, welcher den Gasdruck in seiner vollen Stärke als Gegendruck aufnimmt, oberhalb der oberen Todpunktlage infolge der durch den hohen

Verbrennungsdruck und durch die niedrige Gleitgeschwindigkeit verursachten rauhen Schmierbedingungen einen adhäsiven Abriebverschleiss erfährt.

Wenn wir nur dies als Ursache annehmen, dann müsste, wie auch der Abb. 7 ganz deutlich zu entnehmen ist, der Zylinderabriebverschleiss beim Dauerlauf auf dem Versuchsstand diese Tendenz in noch stärkerem Maße besitzen. Nicht immer jedoch hat man in der Praxis, wie auch die von Hayashi berichteten Beispiele zeigen ²⁾ ein derartiges Profil. Die Abb. 5 gibt für diesen Punkt eine Interpretation.

Die Kondensationstemperatur erreicht ungefähr 15° nach der oberen Todpunktslage ihr Maximum. Aus der Verteilung der Zylinderwandtemperatur in senkrechter Richtung und auch aus den Temperaturschwankungen können wir deutlich entnehmen, dass ungefähr 15° nach der oberen Todpunktslage an der den Verbrennungsgasen ausgesetzten Zylinderwand, d.h. also an der oberen Wand des Zylinders die Kondensation am leichtesten auftritt. Der ausserordentlich starke Abriebverschleiss an der Stelle der oberen Todpunktslage des oberen Kolbenringes (Topring) dürfte seine Ursache darin haben, dass in diesem Teile des Zylinders die Menge der kondensierenden adzienden Stoffe sehr gross ist, und dass zu allem Unheil gerade an dieser Stelle die Schmiermöglichkeit ungenügend ist ($\mu U/W$ ist hier klein), so dass ein ausserordentlich heftiger Abriebverschleiss hervorgerufen wird.

6. 2 Der Zusammenhang zwischen der Kühlwassertemperatur und der Temperatur der Zylinderwandfläche

Aus der Gleichung für den Wärmedurchgang erhalten wir

$$t_{ml} = \left\{ \frac{\frac{l}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w}}{1 + \alpha_{mg} \left(\frac{l}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w} \right)} \right\} \alpha_{mg} t_{mg} + \frac{1}{1 + \alpha_{mg} \left(\frac{l}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w} \right)} t_w \dots \dots \dots (9)$$

Die Bedeutung der Zeichen ist jeweils die gleiche wie wir sie bereits in Abschnitt 3 angewandt haben. Wenn wir partiell nach t_w differenzieren, erhalten wir

$$\frac{\partial t_{ml}}{\partial t_w} = \frac{1}{1 + \alpha_{mg} \left(\frac{l}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_w} \right)} \dots \dots \dots (10)$$

Wenn wir für den Motor mit unserer Analyse $\partial t_{ml} / \partial t_w$ ausrechnen, dann bekommen wir für voll-2000 den Wert 0,94, für 1/5-2000 den Wert 0,95 und für 1/5-800 den Wert 0,96.

Henein ¹⁶⁾ weist darauf hin, dass die Formel von Eichelberg für α_{mg} niedrige (die niedrigsten? allzu niedrige?) Werte ergibt. In der Praxis werden also deshalb wahrscheinlich die Werte von $\partial t_{ml} / \partial t_w$ etwas niedriger sein als die oben berechneten Werte.

Vielleicht kann man es jedoch als durchaus wahrscheinlich bezeichnen, dass ein Anstieg der Kühlwassertemperatur um 1°C mit einer Erhöhung der Zylinderwandtemperatur um 1°C verbunden ist und dass sich diese Beziehung auch dann kaum wesentlich ändert, wenn sich die Drehzahl des Motors und die Belastung des Motors ändern. Es ist somit ein bemerkenswertes Ergebnis der vorliegenden Arbeit, dass es im Hinblick auf die Verhinderung der Säurekorrosion durchaus wichtig ist, die Temperatur des Kühlwassers zu überwachen und zu steuern.

7- Zusammenfassung

Die mit Leistungshäufigkeitsmessern aufgenommenen Betriebsbedingungen der Fahrzeugdieselmotoren sowie der Abtriebver-

schleiss an den Zylindern eines praktisch fahrenden Wagens sind eingehend untersucht worden; sodann hat man den Unterschied der für den Abriebverschleiss maßgebenden Betriebszustände nämlich hohe Drehzahl und niedere Drehzahl, hohe Last und niedere Last aufgrund von aus dem Indikatordiagramm erhaltenen Informationen beurteilt, und man hat bei den Betriebsbedingungen, welche gerade für die Fahrzeugdieselmotoren kennzeichnend sind, nämlich beim Betrieb mit niedriger Last und beim Beschleunigungsbetrieb den Mechanismus des Abriebverschleisses der Zylinder zu interpretieren versucht. Dabei hat sich folgendes ergeben:

- 1) Maßgebend für den Abriebverschleiss im Zylinder eines praktisch fahrenden Wagens ist der durch Säurekorrosion hervorgerufene Abriebverschleiss.
- 2) Beim praktisch fahrenden Wagen sind die Bedingungen für den adhäsiven Abriebverschleiss im Zylinder eher günstig.
- 3) Die adziden Stoffe kondensieren besonders lebhaft ungefähr 15° nach der oberen Todpunktslage des Verbrennungshubes. Wir haben also an der Zylinderwand im oberen Teil des Zylinders in der Nähe der oberen Todpunktslage des oberen Kolbenringes (Topring) eine besonders starke Kondensation.
- 4) Die Ursache des heftigen Abriebverschleisses beim Beschleunigen ist ebenfalls in der Säurekorrosion zu suchen.
- 5) Das Profil des Abriebverschleisses im Zylinder eines praktisch fahrenden Wagens hat eine konische Form, auch diese Tatsache hängt mit der Säurekorrosion zusammen.

6) Ein Anstieg der Kühlwassertemperatur um 1°C entspricht ungefähr einem Anstieg der Temperatur der Zylinderwand um 1°C .

Einer späteren Forschung ist es nun noch vorbehalten, die folgenden Probleme zu lösen:

1. Die genaue Messung der Temperatur der Zylinderwand in der Nähe der oberen Totpunktslage des oberen Kolbenringes.
2. Unter besonderer Berücksichtigung der Fahrtbedingungen (der Leistungshäufigkeitsverteilung), der Wärmebelastung der Verbrennungskammer, der Verschlechterung des Schmieröles und anderer Probleme muss man daran gehen, die Temperatur des Kühlwassers zu erhöhen. Zu diesem Zweck müssen die Fahrtbedingungen, welche sich Hand in Hand mit der Änderung des Fahrbahnzustandes laufend ändern, vorausschauend erfasst werden, weiterhin ist es unbedingt erforderlich, der Temperatur des Kolbenkopfteiles, der Temperatur der Ringnut des oberen Kolbenringes, der Temperatur des Kopfseitigen Auspuffventilsitzes, der Temperatur der Vorkammereinspritzöffnung usw. gebührende Beachtung zu schenken.
3. Ein weiteres Problem, mit dem ich mich zwar auch schon in der vorliegenden Arbeit auseinander gesetzt habe, das jedoch in der Zukunft noch einer weiteren, genaueren Untersuchung bedarf, ist die Frage, in wieweit die Kohlenstoffteilchen die Säurekorrosion unterstützen.

Über die ausschlaggebende Bedeutung des Schwefels, des Staubes, der Kohlenstoffteilchen, des Vanadiums usw. für den

Abriebverschleiss im Zylinder gibt es noch sehr viele ungelöste Probleme, welche durch die Zusammenarbeit der verschiedenen Gebiete der Grundlagenforschung angefasst werden müssen.

Zum Schluss meiner Arbeit möchte ich nicht versäumen, allen Herren, die mir dabei geholfen haben und die mir wertvolle Hinweise gegeben haben, meinen verbindlichsten Dank auszusprechen.

Literaturhinweise:

1. Hayashi, Oka: Diese Zeitschrift Band 4, Heft Nr. 37
Juli 1965
2. Hayashi (Suke): Diese Zeitschrift Band 4, Heft Nr. 39
Sept. 1965
3. Arbeiten des begabten Förderungswerkes Tokio:
Naturwissenschaftliches Jahrbuch (?)
4. Nagao: Vorlesungen über Brennkraftmaschinen
5. Devillers: Die Brennkraftmaschinen Band 4 (Corona-Verlag)
6. H.V.Nutt: SAE Trans. Vol. 63, 1955
7. Sato: Die Schmierung, Band 8 Heft 5 Mai 1963
8. G.A.Morozow: Zeitschrift der Gesellschaft für Schiffsmotoren, Heft 11 und 12 (übersetzt durch Isojama)
9. Ishimaru: Zeitschrift der wissenschaftlichen Gesellschaft für Petroleum, Band 8 Heft Nr. 12 1965
10. Kear: Appl. Chem. 1. 393, 1951
11. Rendle: Petro. Prod. Handbook (McGraw-Hill)
- 12) L.Gross-Gronomski: Auto.Engr. 1964.12
13. G.McConell: Wear. 5. 1, 1962
14. Coit:ASME Trans. 78, 89, 1956
15. Hoegh: The Cylinder Wear in Diesel Engine, 1942
16. N.A.Henein: SAE Paper No. 969 B. 1965