

VERSUCHE ZUR BESTIMMUNG DER GASSEITIGEN WÄRMEÜBERGANGSZAHL EINES VORKAMMERDIESELMOTORS

Von
Z. FÜLÖP

Lehrstuhl für Kalorische Maschinen, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 30. Juni 1969)

Vorgelegt von Prof. Dr. D. BRODSZKY

1. Einleitung*

Es gibt immer dann einen Wärmeaustausch zwischen der Ladung und den den Zylinderraum begrenzenden Wänden im Zylinder des Motors, wenn ein Temperaturunterschied besteht. Dabei wird die Wärme durch Konvektion in beide Richtungen und durch Strahlung aus der Ladung in Richtung der Wände übertragen.

Der Wärmezustand der den Zylinderraum begrenzenden Wände — der Temperaturgradient parallel und senkrecht zu den Wänden, der die Wärmespannung verursacht — wird durch den Wärmetausch bestimmt.

Die rechnerische Bestimmung des im Motor vorgehenden wirklichen thermischen Prozesses und der zu erwartenden Wärmebelastung und Wärmebeanspruchung der Bestandteile des Motors wird durch die Unklarheit des genauen Ablaufes des Wärmeaustausches behindert, obwohl die in diesem Themenkreis herausgegebenen Mitteilungen viele Angaben zur Lösung dieser Frage gegeben haben.

In dieser Studie wird versucht, einerseits die wichtigeren bekanntgegebenen Ergebnisse des Wärmeübergangsprozesses zwischen der Ladung und den den Zylinderraum begrenzenden Wänden zusammenzufassen, andererseits einige Schlußfolgerungen aus dem Vergleich der ausgewählten Wärmeübergangszahlen mit unseren Versuchsergebnissen zu ziehen.

2. Wärmeaustausch zwischen der Ladung und der Zylinderwand

Die momentane, durch Wärmeaustausch übertragene Wärme zwischen der Ladung und den den Motorenzylinder begrenzenden Wänden liefert der folgende Ausdruck:

$$dQ_x = \alpha_{\partial x} A_{\partial x} [t_{gx} - t_{fx}] d\tau_x. \quad (1)$$

* Zu der in diesem Artikel bekanntzumachenden Versuchsarbeit hat die Fabrik Magyar Vagon- és Gépgyár Győr bedeutende Unterstützung geleistet.

In dieser Beziehung bedeutet $\alpha_{\delta x}$ die resultierende Wärmeübergangszahl, die die durch Konvektion α_{kx} , durch Gasstrahlung α_{gx} und durch Flammenstrahlung α_{1x} übertragene Wärme bestimmt.

Die resultierende Wärmeübergangszahl ist also:

$$\alpha_{\delta x} = \alpha_{kx} + \alpha_{gx} + \alpha_{1x}. \quad (2)$$

Die momentane übertragene Wärme und die sie bestimmenden Veränderlichen sind eine Funktion des jeweiligen Kurbelwinkels, d. h. der momentanen Kenngrößen des Arbeitsprozesses. Die genaue Bestimmung der Gleichung (1) wird durch die Ungewißheit der Gleichung (2) schwer und unzuverlässig.

Ein Teil der in Gleichung (1) vorkommenden Größen sind konstant, der andere Teil ist nur durch genaue Messungen zu bestimmen.

$A_{\delta x}$ ist die Fläche der den Motorzylinderraum begrenzenden Wände, die aus den geometrischen Maßen zu bestimmen ist.

Die Fläche von Zylinderkopf, Vorkammer und Kolbenboden ist unabhängig vom Kurbelwinkel konstant und die Fläche der Zylinderbüchse ist eine Funktion des Kurbelwinkels.

t_{gx} ist die Gastemperatur im Motorzylinder und sie ist aus dem Indizieren auf Grund der Gleichung

$$T_{gx} = \frac{p_N \cdot 10^3 \cdot V}{G_N R}$$

zu bestimmen. Zu ihrer Bestimmung muß der momentane Wert der Zylinderladung G_N bekannt sein, was während des Ladungswechsels nur mit komplizierten Gleichungen anzugeben ist.

t_{fx} ist die momentane Temperatur der Wandfläche und sie ist aus den an mehreren Stellen der Zylinderwand durchgeführten Messungen zu bestimmen. Diese Temperatur ist eigentlich die momentane Temperatur der Wandfläche, aber ihre geringfügige Änderung um ihren Mittelwert ist zu vernachlässigen und mit der Durchschnittstemperatur gut zu ersetzen.

dt_N ist die zur gegebenen Kurbelwinkeländerung gehörende Zeit und sie ist aus der Drehzahl zu bestimmen.

3. Die Meßmöglichkeiten der Wärmeübergangszahl α zwischen der Ladung und der Zylinderwand und die wesentlichen Gleichungen

Bei der Betrachtung der in der Literatur [2—14] angegebenen wesentlichen Wärmeübergangszahlen sind ihre wesentlichen Unterschiede festzustellen. Als Ausgangspunkt soll festgelegt werden, daß *diese Gleichungen nur unter den durch die Verfasser angegebenen Bedingungen*, d. h. für einen bestimmten Motor, eine Drehzahl usw. und für die gewählte Versuchsmethode *Gültigkeit haben*.

Berücksichtigend, daß die einzelnen Verfasser verschiedene Versuchswege gewählt haben, haben sie wegen der Meßmethoden keine identischen Endergebnisse erhalten, woraus folgt, daß diese Gleichungen als empirisch zu betrachten sind. Die zwischen der Zylinderwand und der Ladung übertragene

Wärme und die daraus resultierende Wärmeübergangszahl α sind hauptsächlich durch die folgenden Methoden zu bestimmen:

a) aus der genauen Analyse des Arbeitsprozesses des Motors,
 b) aus dem an den ausgewählten Stellen der Zylinderwand gemessenen Temperaturunterschied,

c) aus der Messung der in das Kühlwasser übertragenen Wärmemenge.

Die älteste Methode für die Bestimmung der Wärmeübergangszahl aus der Analyse des Arbeitsprozesses des Motors stammt von NUSSELT [6]. Ihre Grundlage ist das genaue Indikatordiagramm des Motors. In diesem Diagramm gibt die Abweichung der isentropischen Zustandsänderung während der Kompression und Expansion die von der Wand aufgenommene oder abgegebene Wärmemenge unmittelbar an.

Aus der Kenntnis des Brenngesetzes oder aus seiner Annahme ist während der Verbrennung die auf die Wand übertragene Wärme zu bestimmen. Mit dieser Methode ist die momentane Wärmeübergangszahl zu bestimmen. Die Fehler des Indizierens und die Kompliziertheit des Brenngesetzes, das sich nach dem Betriebszustand des Motors ändert, kommen selbstverständlich in der Ungenauigkeit der Wärmeübergangszahl vor.

Diese Methode liefert für den Ladungswechsel (Ansaugen, Auspuff) kein Ergebnis.

Wenn man an der Gas- und Wasserseite der Zylinderwand und des Zylinderkopfes die momentane Temperatur des Flächenelements ΔA , das auf der Wärmeströmung senkrecht steht, mißt, und wenn die momentane Temperatur der Ladung bekannt ist, kann der momentane Wert von α_{δ} aus der Gleichung

$$\frac{\lambda}{\delta} (t'_{g_i} - t_{h_v}) = \alpha_{\delta} (t_{g_x} - t'_{g_f}) \quad (3)$$

berechnet werden.

Diese Wärmeübergangszahl ist streng genommen nur an der Meßstelle gültig. (Mit dieser Methode hat z. B. ELSNER [3] den Wert von α bestimmt.)

Allgemein wird die sogenannte kalorimetrische Methode verwendet. In diesem Fall wird die in das Kühlwasser übergehende Wärme aus der Wärmebilanz des Motors bestimmt. Der momentane Wert von α ist aus der gemessenen Wärmemenge nach Gleichung (1) und (2) mit der Verwendung der Gleichungen

$$Q = \frac{1}{\varphi_0} \int_0^{\varphi_0} dQ_x d\varphi \quad (4)$$

und

$$\alpha_{\delta} = \frac{1}{\varphi_0} \int_0^{\varphi_0} \alpha d\varphi \quad (5)$$

mit der Annahme einer *gegebenen Wärmeübergangszahl* α zurückzurechnen, wobei t_{gx} ; t_f und A bekannt sein müssen. Im Fall einer Abweichung von der Messung kann das nach jeder Gesetzmäßigkeit aufgenommene α für den gegebenen Meßpunkt wesentlich mit Hilfe eines Korrektionsfaktors korrigiert werden. (Diese Versuchsmethode verwendeten z. B. PFLAUM [7] und WOSCHNI [13].)

Die andere Abänderung der kalorimetrischen Methode ist der in *b*) besprochenen Methode ähnlich. Aber hier wird der Temperaturunterschied zwischen der Gas- und Wasserseite an einem Flächenelement A des Zylinder-raumes bestimmt und er wird mit dem Ausdruck

$$\frac{\lambda}{\delta} (t_{gf} - t_{hr}) = \frac{1}{\varphi_0} \int_0^{\varphi_c} dQ_x d\varphi \quad (6)$$

gleichgesetzt.

Mit der Annahme einer Wärmeübergangszahl und mit der Kenntnis von t_{gx} im Motorenzylinder ist die momentane Wärmeübergangszahl zu kontrollieren. (Mit dieser Methode hat z. B. VAN-TYEN [11] die Wärmeübergangszahl bestimmt.)

Aus dem Meßprinzip nach Methode *a* und *b* folgt, daß der so bestimmte Wert von α die Wärmeübergangszahl durch Strahlung auch beinhaltet, während bei der Methode *c* die Strahlung extra zu berücksichtigen ist.

Die nach verschiedenen Methoden bestimmten Wärmeübergangszahlen α haben folgende Formen:

$$\begin{aligned} a) \quad & \alpha = [a + b c_m] \sqrt{p_x^2 T_x} \\ b) \quad & \alpha = AC_m^f \sqrt{p_x T_x} \\ c) \quad & Nu = C R_g^n Pr^m \\ d) \quad & \alpha = f(c_m; T_x; p_x, c_p \dots) \end{aligned}$$

Die in den Punkten *a*—*d* aufgezählten wichtigeren Wärmeübergangszahlen, ihre bekannten Versuchsbedingungen und der eventuell angegebene Geltungsbereich sind in den Tabellen 1—4 zusammengefaßt.

Ein Teil der angegebenen Wärmeübergangszahlen (Tabelle 2 und 4) beinhaltet auch die Wärmeübertragung durch Strahlung, bei den anderen ist die Strahlung extra zu berücksichtigen.

Die Gasstrahlung wird wegen ihrem kleinen Wert und der in den Wärmeübergangszahlen vorhandenen größeren Ungewißheit vernachlässigt. Für die

Berechnung der Flammenstrahlung empfiehlt SITKEI [9] eine Methode. Er betrachtet die Ölflammenstrahlung bei stationären Verhältnissen für die Flammenstrahlung des Dieselmotors als gültig.

Tabelle 1

Wärmeübergangszahl in Form

$$\alpha = [a + bc_m] \sqrt[3]{p_x^2 T}$$

$$c_m = \frac{s \cdot n}{30} \text{ [m/sec]}$$

$$p \left[\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \right] T \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Verfasser	Konstanten		Versuchsbedingungen	Der angegebene Geltungsbereich
	a	b		
NUSSELT [6]	0,99	1,229	Gasmachine $D = 0,335$ $s = 0,559$ $n = 120 \text{ min}^{-1}$ $c_m = 2-5 \text{ m/sec.}$	Expansion bzw. Kompression
BRILING [4]	2,43	0,183	—	Dieselmotor mit Kompressor (Gleichung vom Jahr 1931)
LIBROVITS [4]	3,47	0,183	$n = 800$ $D = 0,140$ $s = 0,190$	Vorkammer-Dieselmotor
BRYSGOW [4]	4,2	0,183	$n = 1100$ $D = 0,100$ $s = 0,140$	Luftspeichermotor
INOSEMZEV [4]	6	0,183	—	Flugzeugmotor
VAN TYEN [11]	2,6	1	2 bzw. 4 Takt; $n = 119-430$	Zweitaktmotor
	2,6	0,5	$D = 0,27-0,76$ $S = 0,5-1,55$	Viertaktmotor

Bei dem Ladungswechsel ist die Gleichung

$$\alpha = (216 - t_0) 0,305 c_m \sqrt[3]{p_x^2}$$

für die Wärmeübergangszahl zwischen der Ladung und der Zylinderwand beim Ansaugen nach den Versuchen von BROSKINSKI [1] ($D = 0,09$; $s = 0,11$; $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, Dieselmotor) bekannt.

(t_0 ist die Lufttemperatur beim Ansaugen, und p_x ist der Druck der Ladung im Zylinderraum.)

Tabelle 2

Wärmeübergangszahl in Form

$$\alpha = Af(c_m)\sqrt{pT}$$

$$c_m = \frac{s \cdot n}{30} \left[\frac{\text{m}}{\text{sec}} \right] p \left[\frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \right] T \text{ [}^\circ\text{K]}$$

Verfasser	Konstanten		Versuchsbedingungen	Der angegebene Geltungsbereich
	A	f(c _m)		
EICHELBERG [2]	2,1	$\sqrt[3]{c_m}$	D = 0,3 S = 0,45 n = 400 min ⁻¹ zweitakt, aufgeladen	Kolben, Zylinderkopf
PFLAUM I [7]	1,1 + 0,366 $\frac{p_1 - p_0}{p_0}$ 0,36 + 0,12 $\frac{p_1 - p_0}{p_0}$	3 ± 2,57 [1 - e ^{-2(1,5-0,416c_m)}]	D = 0,15; S = 0,19 n = 500 (800) aufgeladener Vorkammer- Dieselmotor	Zylinderbüchse +, wenn c _m ≥ 3,6 m/sec -, wenn c _m ≤ 3,6 m/sec
PFLAUM II	2,3 · P ₁ ^{0,25} 0,8 · P ₁ ^{0,66}	(6,9 - 5,9 · 4,5 ^{-0,098 c_m}) ^{1,8}		Kolben, Zylinderkopf, Zylinder
ŽALUD [14]	2,3—2,9	$\sqrt{c_m} \div \sqrt[3]{c_m}$	D = 0,12; S = 0,13 n = 1800/min	luftgekühlter Dieselmotor

Tabelle 3

Wärmeübergangsgleichung Nu = c Rⁿ Pr^m

Verfasser	Konstanten			Versuchsbestätigung der Rechnungsbedingungen	Geltungsbereich
	n	m	C		
TAYLOR [10]	0,75	0	10,4	D = 0,056— 0,155 m = 5,74	Nicht näher bestimmt
SITKEI [9]	0,70	0	0,033(1+b)	D = 0,095 s = 0,120 n = 910 min (Ansaugmotor)	Nicht näher bestimmt b = 0—0,15 für Direkt- einspritzung b = 0,15—0,3 für Wirbel- kammermotor b = 0,25—0,4 für Vor- kammermotor λ = 7,36 · 10 ⁻⁵ T _x ^{0,7} μ = 3,3 · 10 ⁻⁸ T _x ^{0,7}
WOSCHNI [13]	0,796	0	Durch Ver- such zu bestimmen D = 0,3; s = 0,45 n = 400 min ⁻¹ p _e = 4—20 kp/cm ²		Nicht angeben λ = 31,4 · 10 ⁻⁵ T _x ^{0,786} μ = 5,28 · 10 ⁻⁸ T _x ^{0,62}

Tabelle 4

Wärmeübergangszahl in Form $\alpha = f(c_m; T_x; p_x; c_p \dots)$

Verfasser		Geltungsbereich
ELSER [3]	$\alpha = 6,5 \sqrt{\frac{c_m \lambda c_p \varrho}{s}} \left(1 + 0,5 \frac{\Delta S}{c_p}\right)$	Viertakt $D = 0,39$ $s = 0,520$ $n = 300 \text{min}^{-1}$ $p_i = 2,06 - 10,2$ Zweitakt $D = 0,38$ $s = 0,46$ $n = 200 - 400$ $p_i = 1,7 - 5,9$
JAKLITS [5]	$\alpha = \frac{10^3 p_x}{RT_{\text{Wand}}} (1 + 1,24 c_m) \left[2,35 + \frac{4,9 R_x T_x}{p_x}\right]$	nicht angegeben

4. Versuchsprogramm für die Bestimmung der durch die Wand durchströmenden Wärme

Die Bestimmung der Wärme, die durch die den Brennraum begrenzenden Wände ins Kühlwasser geht, ist, wenn $p_x = f(\varphi)$, die dazugehörigen Temperaturen und die Motorendaten bekannt sind, mit Hilfe der in den Tabellen 1—4 aufgezählten Wärmeübergangszahlen möglich. Die Frage ist nur das Endergebnis, namentlich wie weit die berechneten Werte sich den wirklichen Werten nähern.

Die Gültigkeit der Wärmeübergangszahl für einen gegebenen Motor kann durch Versuch bestätigt werden. Zu diesem Zweck haben wir einen Einzylinder-Vorkammer-Dieselmotor ($D = 0,135$; $S = 0,17$; $\varepsilon = 15,5$) umgebaut, um die Gültigkeit der zur Kontrolle ausgewählten Wärmeübergangszahl mit Hilfe der im Punkt 3 besprochenen kalorimetrischen Methode überprüfen zu können.

Der Motor wurde so umgebaut (Abb. 1), daß die Wärme, die durch den Zylinder, den Zylinderkopf und durch die im Zylinderkopf vorhandene Wand des Auspuffrohres ins Kühlwasser strömt, getrennt und gemessen werden kann. Zur Messung des letzteren wurde am Motor ein sogenanntes Meßknierrohr, das dem im Zylinderkopf vorhandenen Teil des Auspuffrohres wärmetechnisch und strömungstechnisch entspricht, eingebaut. Die durch seine Wand durchströmende Wärme ist mit sehr guter Näherung der durch das im Zylinderkopf vorhandenen Rohrstück durchströmenden Wärmemenge ähnlich.

Die Aufwärmung des Wassers an Zylinderbüchse, Zylinderkopf und Meßknierrohr wurde mit Hilfe einer Differential-Thermoelement-Kette bestimmt, deren Empfindlichkeit $0,01^\circ\text{C}$ war.

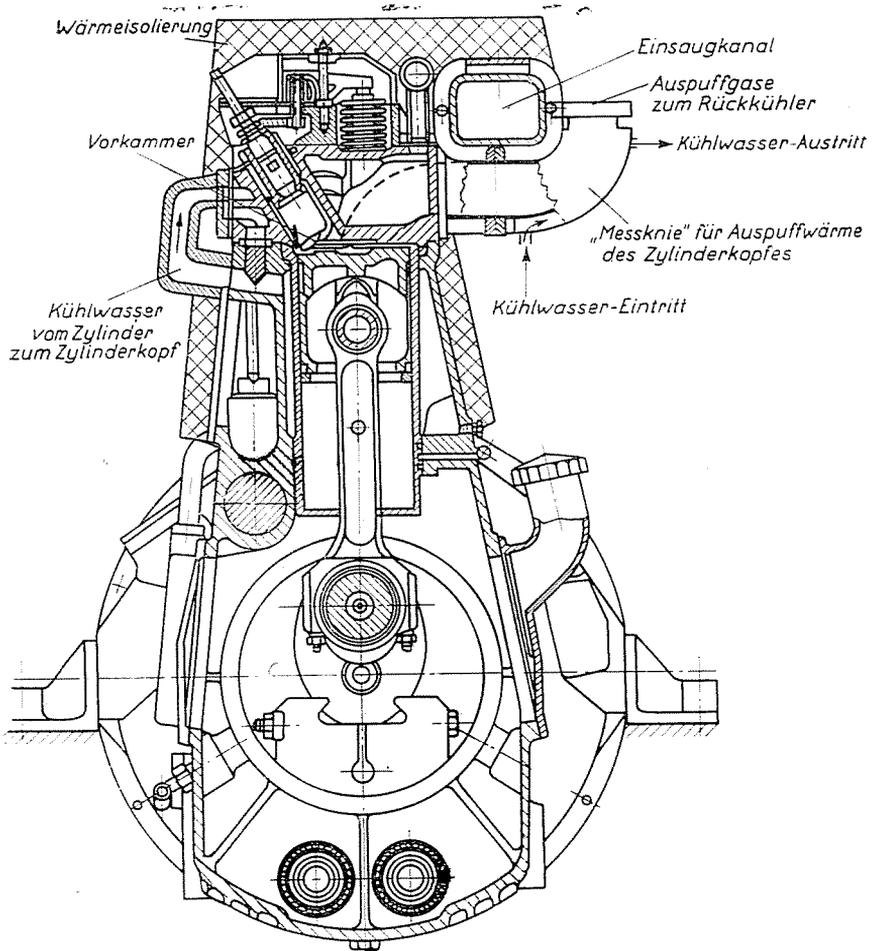


Abb. 1

Die Messungen wurden zwischen den Drehzahlen $n = 800$ und $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und beim Mitteldruck von $p_e = 4$ bis $6,7 \text{ kp/cm}^2$ durchgeführt. Die Zuverlässigkeit der Messungen wurde mit der Wärmebilanz des Motors kontrolliert. Zur Berechnung der Wärmeübergangszahl wurde für die Bestimmung von $p_x = f(\varphi)$ das Indikator-Diagramm des Motors in jedem Betriebszustand aufgenommen. Die Flächentemperatur der den Brennraum begrenzenden Wand wurde bei der Zylinderbüchse an 9 und beim Zylinderkopf an 7 Stellen gemessen. An den erwähnten Stellen wurde auch der Temperaturgradient senkrecht zur Wand bestimmt, auf dessen Grundlage die örtliche Wärmeübergangszahl zu bestimmen ist.

5. Die verfolgte Berechnungsmethode für die Bestimmung von α

Die momentane Wärmeübergangszahl α der den Brennraum begrenzenden Wände haben wir durch Berechnung nach vier Verfassern bestimmt. Ein Gesichtspunkt der Auswahl der in den Tabellen 1—4 angegebenen verschiedenen Wärmeübergangszahlen war, daß die Gültigkeit der Wärmeübergangszahl, ihre Meßverhältnisse mit den Annahmen unserer Versuche übereinstimmen.

Die andere Bedingung war, daß die auch für Berechnung geeigneten Gleichungen der Tabellen 1—3 möglicherweise in jeder Form verwendet werden sollen. Da kein Verfasser angegeben hat, ob die von ihm angegebene Gleichung für den ganzen Arbeitsprozeß oder nur für den Hauptarbeitsprozeß

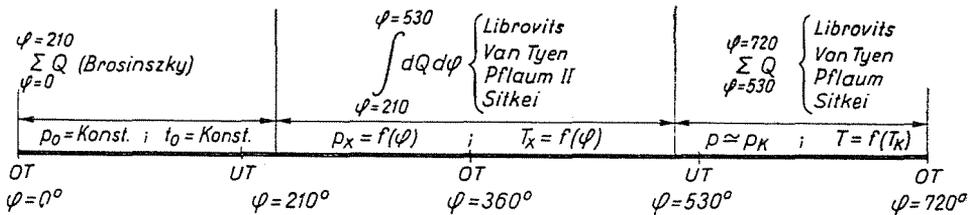


Abb. 2

Gültigkeit hat, haben wir die ausgewählte Gleichung bei der Berechnung der Wärmeübergangszahl nur für den *Hauptarbeitsprozeß* als gültig betrachtet. Für das Ansaugen haben wir die Gleichung von BROSIKZKY ausgewählt und für das Ausdrücken haben wir die Gleichungen der gewählten Verfasser so verwendet, daß wir die unmittelbar im Auspuffrohr gemessene Durchschnittstemperatur auf die Zylinderfüllung zurückgerechnet haben. Das Berechnungsschema der Wärmeübergangsgleichungen wurde in Abb. 2 angegeben.

Die in Abb. 2 angegebene Berechnungsmethode entspricht also der Messung. Dementsprechend wurde die an dem Zylinderkopf und an der Zylinderbüchse in das Kühlwasser kommende Wärme bei der Berechnung auch getrennt bestimmt. Die letztere beinhaltet auch die durch den Kolbenboden der Zylinderbüchse übertragene Wärme.

Der Verlauf der berechneten Wärmeübergangszahlen α , die auf Grund der gemessenen Werte bestimmt wurden, wurde für einen Betriebszustand des Motors in Abb. 4 angegeben. In dieser Abbildung ist zu sehen, daß die nach (1) bestimmte Wärmeübergangszahl während des Ansaugens größere α liefert als die nach der Gleichung des betreffenden Verfassers bestimmte. Deshalb gibt es einen Sprung in der Funktion $\alpha = f(\varphi)$ im Moment des Schließens des Ventils, und am Anfang der Kompression sind die Werte der Wärmeübergangszahl kleiner als dieser Wert. Das ist mit dem Abbremsen der Ladung

zu erklären. Diesbezügliche Versuche von ELSER [3] haben bei der Messung der momentanen Wärmeübergangszahl ein ähnliches Ergebnis geliefert.

Die momentanen Werte — wie im voraus zu erwarten war — zeigen bedeutende Abweichungen. Die Werte von α_s , die durch die von SITKEI [9] emp-

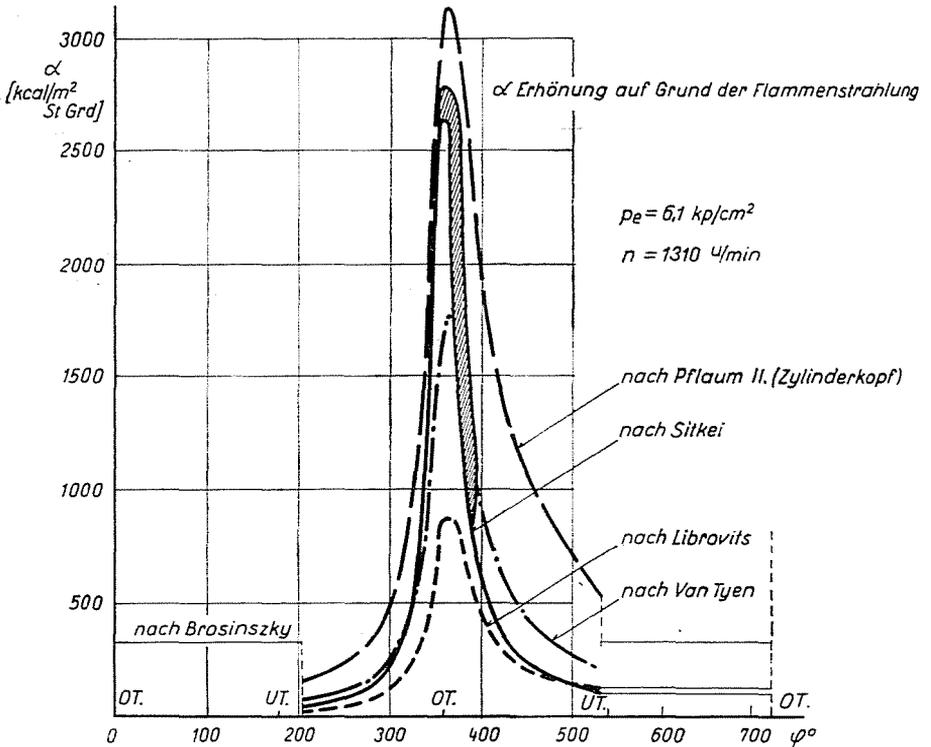


Abb. 3

fohlene Flammenstrahlungs-Berechnungsmethode bestimmt wurden, steigern das Konvektionsglied in der Nähe des oberen Totpunktes mit 5—12%. Wenn man die ungewissen Berechnungsgrundlagen berücksichtigt, ist es eventuell möglich, diesen Einfluß zu vernachlässigen.

6. Der Vergleich der Ergebnisse der Berechnung und Messung

Aus der getrennten Wärmebilanz haben wir Daten im ganzen Betriebsbereich des Motors, sowohl für die durch den Zylinderkopf ins Kühlwasser kommende Wärme — ohne den im Zylinderkopf vorhandenen Stutzen des Auspuffkanals zu berücksichtigen — als auch für die durch die Zylinder-

büchse und durch den Kolbenboden ins Kühlwasser kommende Wärme bekommen. Die letztere beinhaltet aber auch die zusätzliche Wärme infolge der Kolbenring-Reibung. Sie wurde mit Fremdantrieb des Motors als Funktion der Drehzahl bestimmt, wobei ein dem Arbeitsprozeß des Motors entsprechender Mitteldruck gewährleistet wurde. Die Versuchsergebnisse haben gezeigt, daß die Größe der durch den Kolbenring verursachten zusätzlichen Wärme eine Funktion der Drehzahl und des Mitteldruckes ist. *Bei gleichem Ansaug-*

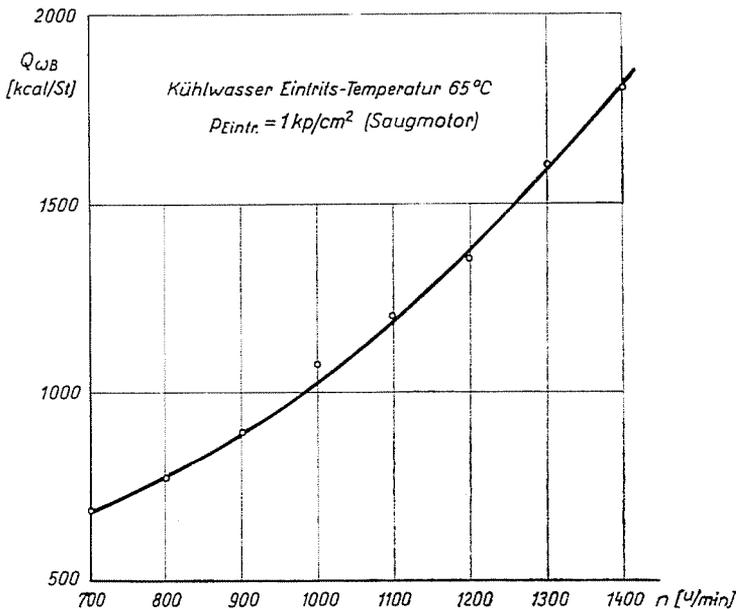


Abb. 4

druck hat die Änderung der Kraftstoffdosis auf den Mitteldruck nur wenig Einfluß, so daß *die durch Kolbenring-Reibung entstandene Wärme nur von der Drehzahl abhängig ist* (Abb. 4). Bei der Beurteilung der Gültigkeit der Wärmeübergangsgleichungen soll diese Wärmemenge aus den Meßergebnissen abgezogen werden.

Die in das Kühlwasser gehende Wärme bei der von uns gewählten Wärmeübergangszahl α haben wir für den ganzen Betriebszustand für die Zylinderbüchse in Abb. 5 bis 8 und für den Zylinderkopf in Abb. 9 bis 12 angegeben.

Aus der Meßung und Berechnung haben wir folgendes festgestellt.

Bei der Zylinderbüchse umgrenzen die gewählten Wärmeübergangsgleichungen die Meßwerte (s. Abb. oben). Die größte Übereinstimmung ist in kleinem Drehzahlbereich, wo sämtliche Wärmeübergangszahlen in der

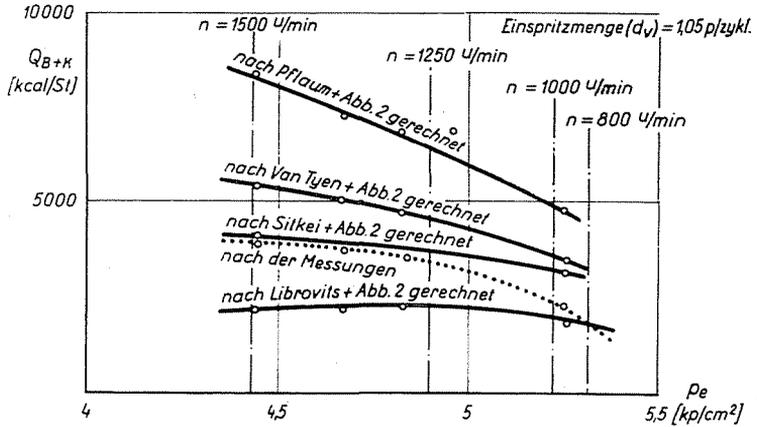


Abb. 5

Nähe der gemessenen Werte liegen. Bei größerer Drehzahl sind die Wärmeübergangsgleichungen Pflaum II für den Hauptarbeitsprozeß unverwendbar. Das ist zu verstehen, da unsere Versuchsbedingungen von den Versuchsbedingungen der Gleichung Pflaum II stark abweichen.

Bei kleineren Kraftstoffdosen ($d_{IV}d_V$) haben die Wärmeübergangsgleichungen, die nach den Konstanten von SITKEI berechnet wurden, mit den Versuchsergebnissen gut übereinstimmende Ergebnisse gegeben.

Aus den Abbildungen 9 bis 12, in denen die vom Zylinderkopf in das Kühlwasser strömende Wärme zu sehen ist, folgt, daß die Wärmeübergangsgleichungen sich den Meßergebnissen bei größerer Kraftstoffdosis (d_{II}) gut nähern.

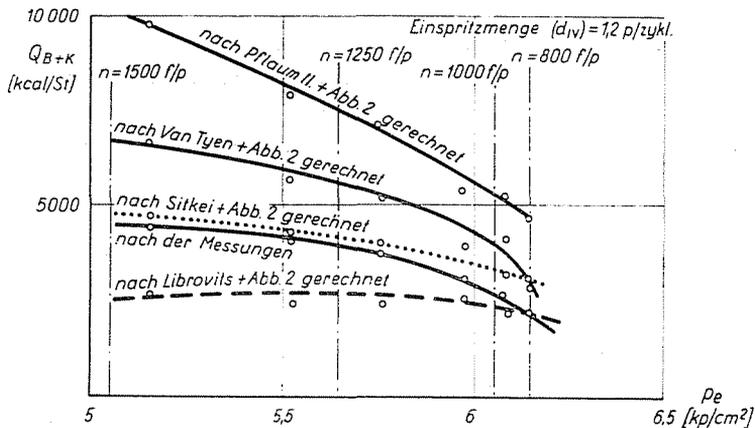


Abb. 6

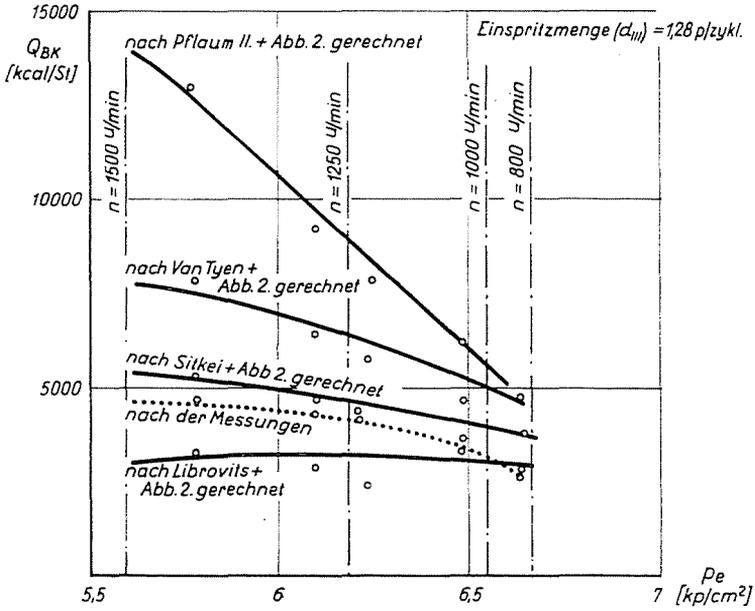


Abb. 7

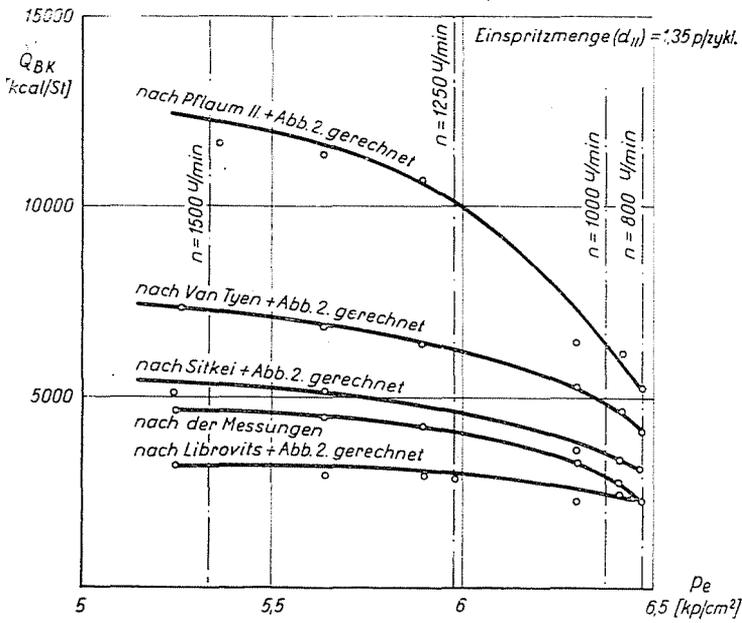


Abb. 8

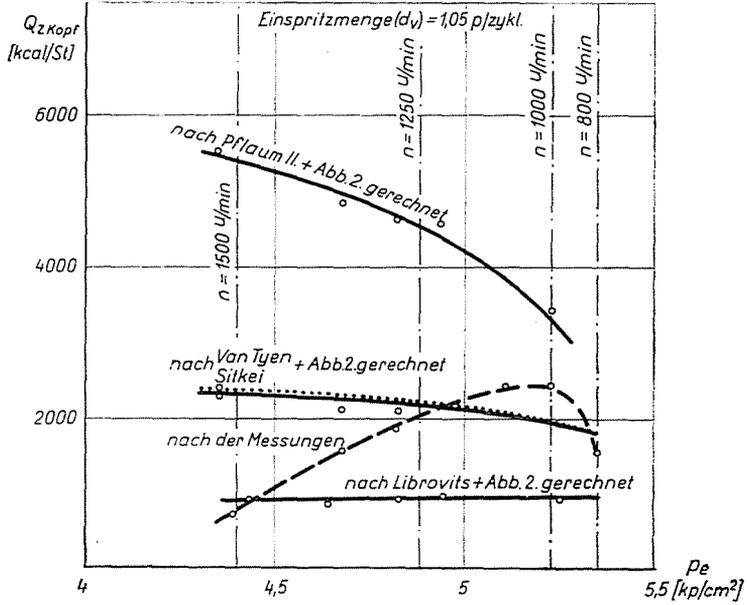


Abb. 9

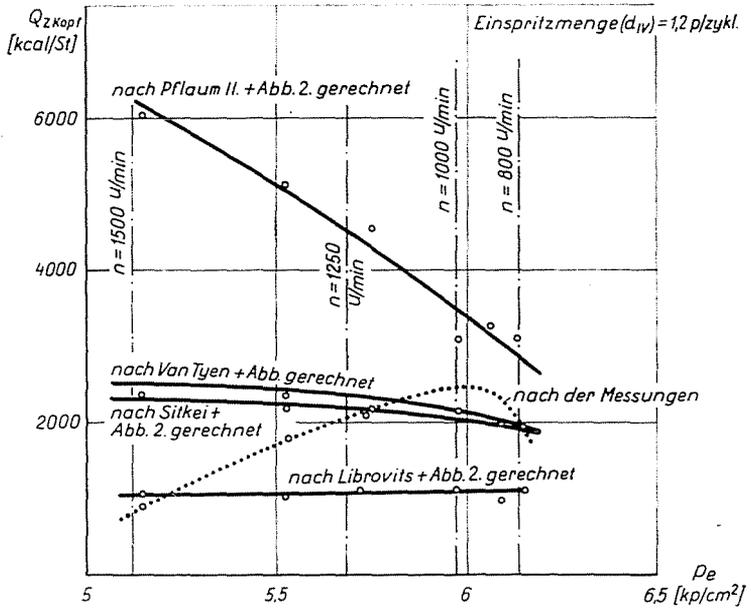


Abb. 10

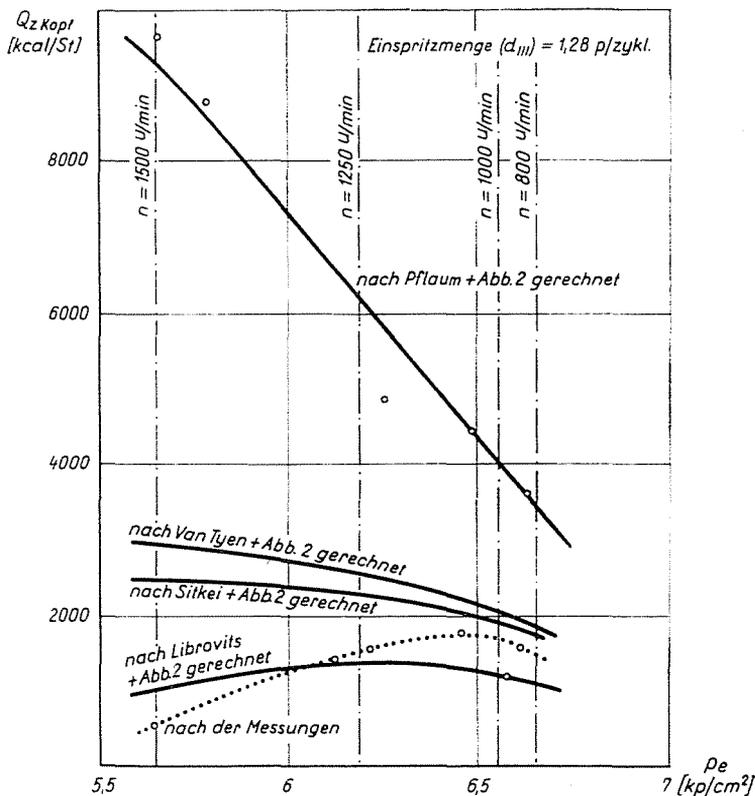


Abb. 11

Es ist interessant, daß die Gleichungen von VAN TYEN und SITKEI praktisch gleiche Ergebnisse liefern. Sie nähern die Meßergebnisse von oben und bei kleinerer Drehzahl (zwischen $n = 800$ bis 1200 min^{-1}) liefern sie identische Werte.

Die Gleichungen Pflaum II geben größere, den obigen ähnliche Abweichungen.

Aus der Berechnungs- und Meßmethode folgt, daß eine Wärmeübergangsgleichung, die im ganzen Betriebsbereich den tatsächlichen Verhältnissen gut folgt, für einen Motorenteil zu finden ist.

Die Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen ist um so mehr zu erwarten, je weniger wir die Bestimmung der »allgemeinen«, für alles gültigen α -Werte zum Ziel setzen.

Mit den von uns nach Abb. 2 getrennten Wärmeübergangszahlen haben wir sowohl für den Zylinderkopf als auch für die Zylinderbüchse mit den Versuchen gut übereinstimmende Wärmeübergangszahlen bekommen.

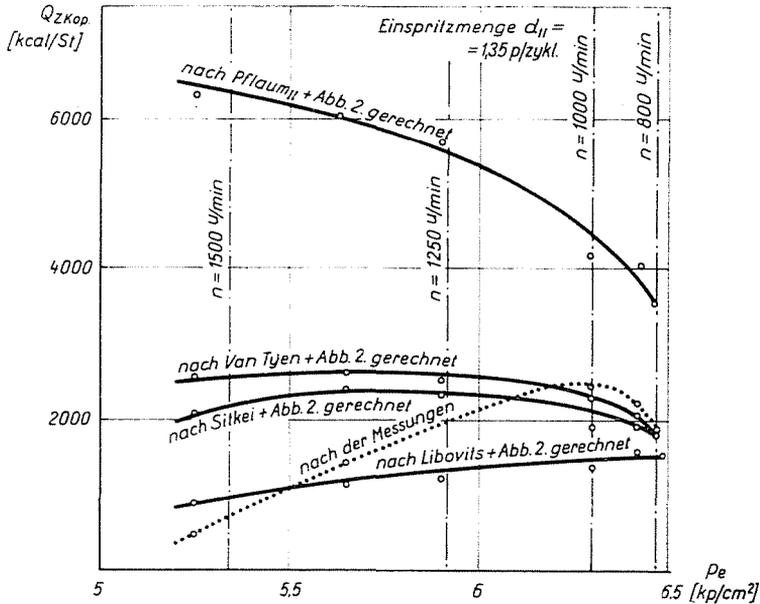


Abb. 12

7. Zusammenfassung

Verfasser beschäftigt sich mit dem Wärmeaustausch zwischen der Ladung und der Wand im Zylinderraum des Dieselmotors. Nach einer Zusammenfassung der in der Literatur bekanntgegebenen Wärmeübergangszahlen wird deren Gültigkeitsgrenze untersucht.

Die Studie faßt die Möglichkeiten der Messung der Wärmeübergangszahl zusammen und legt aus den am Vorkammerdieselmotor durchgeführten kalorimetrischen Meßergebnissen fest, daß es möglich ist, eine solche Wärmeübergangszahl für die einzelnen Bestandteile des Motors zu finden, die den durch Versuch bestimmten Werten im ganzen Betriebsbereich des Motors gut folgt.

Literatur

1. BROSINSZKY, H. J.: Berechnung des Ladungsendzustandes in Dieselmotoren. VDI. Forschungsheft **440**, 21—39 (1953).
2. EICHELBERG, G.: Some new investigation on old combustion engine problems. Engineering **10** (1939).
3. ELSER, K.: Der instationäre Wärmeübergang in Dieselmotoren. Diss. ETH. Zürich. 1954.
4. ГЛАГОЛЕВ: Рабочие процессы двигателей внутреннего сгорания. Москва 1950.
5. HINZE: Zum Einfluß der Wärmeverluste auf den Wirkungsgrad von Dieselmotoren. Akad. Verl. Berlin. 1963.
6. NUSSELT: Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. Forsch. Ing. Wes. 1923.
7. PFLAUM, W.: Der Wärmeübergang bei Dieselmotoren mit und ohne Aufladung. Schiffbautechn. Gesellschaft **54** (1960).
8. PFLAUM, W.: Diskussionsbeitrag zu A. W. Van Tyen. Cimac. Congr. 1959.

9. SITKEI, Gy.: Hőátadás és hőterhelés belsőégésű motorokban. Akadémiai Kiadó. Budapest, 1962.
10. TAYLOR, F.: Heat transmission in internal combustion engines. Inst. M. E. London, and ASME Proceedings of the General Discussion on Heat Transfer. 1951, Sept. 11—13, 397—401.
11. VAN TYEN, H. W.: Method for calculation of cylinder liner temperatures in Diesel engines. Diss. 1962. Ulthevery Waltman Delft.
12. WANDSCHEIDT, W. A.: Theorie der Dieselmotoren. Verl. Techn. 1955.
13. WOSCHNI, G.: Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor. MTZ. 26, 128—133.
14. ŽALUD: Aufladung von Dieselmotoren. Kraftfahrzeugtechnik 11, 408—414 (1958).

Dr. Zoltán FÜLÖP, Budapest XI., Műegyetem rkp. 7—9. Ungarn.