

DIE BESTIMMUNG DER EFFEKTIVEN KENNGRÖSSEN VON VERBRENNUNGSMOTOREN UNTER ANWENDUNG EINES DIGITALEN MODELLS

Von

I. TREFIMANN

Lehrstuhl für Aero- und Thermotechnik, Technische Universität, Budapest

Eingegangen am 18. August 1975.

Vorgelegt von Prof. Dr. E. PÁSZTOR

I. Einführung

Die effektiven Kenngrößen von Verbrennungsmotoren, so der effektive Verbrauch, die Leistung sowie das Drehmoment sind diejenigen Parameter, deren Kenntnis für die eindeutige Bestimmung des Motorbetriebes unerlässlich ist.

Im allgemeinen sollen die genannten Parameter in den Fällen bestimmt werden, in denen entweder die Betriebsbedingungen des Motors (Drehzahl, Luftverhältnis usw.) oder bedeutende Konstruktionskenngößen (Druckverhältnis, geometrische Maße des Motorkolbens, Steuerwinkel, usw.) verändert werden. Offenbar kann das Problem mit Hilfe von Messungen gelöst werden, wobei die theoretischen und praktischen Fragen der Meßmethoden dieses Themenkreises größtenteils beantwortet sind.

Es taucht jedoch die Frage auf, ob für den Fall, wenn die exakten Ergebnisse der Messung nicht unbedingt wichtig sind, eine die Wirklichkeit einigermaßen annähernde Berechnung dieser Motorkenngrößen möglich ist. Sind die Ausarbeitung eines für die Berechnung verwendbaren Modells und seine Anwendung wenigstens hinsichtlich der Tendenz zur Lieferung annehmbarer Ergebnisse fähig?

Für die Beantwortung der Frage ist die gemeinsame und komplexe Untersuchung der beeinflussenden Faktoren erforderlich. Mit den Komponenten in bezug auf die zu lösende Aufgabe haben sich viele Verfasser beschäftigt, somit stehen darüber breitere Informationsmöglichkeiten zur Verfügung. Um einige Probleme zu erwähnen, sollte man sich z. B. mit den Fragen der kontinuierlichen Veränderung der durch die Zylinderwand strömenden Wärmemenge [5] oder mit der kontinuierlichen Veränderung der spezifischen Wärmemengen und der Polytropenexponenten befassen [1], [3], [5], [6]. Die genauere Erforschung der inneren Reibungserscheinungen des Motors stellt einen ebenso wichtigen Faktor dar [3], [4], [7]. Die theoretischen Unter-

suchungen genügen aber noch nicht, um das gesteckte Ziel zu erreichen, da die zu der Lösung benötigten theoretischen Zusammenhänge auch eine Reihe rechentechnischer Probleme stellen. Ein bedeutender Fortschritt in diesem Thema wurde durch die Verwendung zeitgemäßer rechentechnischer Mittel — in erster Linie von Rechenanlagen — gewährleistet [8], [9].

In diesem Beitrag wird ein Verfahren dargelegt, in dem als erster Schritt der echte Arbeitsprozeß des Motors und danach, unter Verwendung desselben, der indizierte Mitteldruck hergestellt werden. Der effektive Mitteldruck wird unter Anwendung der Bestimmungsmöglichkeit des inneren Reibungsmitteldruckes sowie unter Beachtung des Einflusses der Hilfseinrichtungen berechnet. Danach werden die schon genannten Motorparameter ermittelt. Bei der Auswertung wurde vom Verfasser ein besonderes Gewicht auf den Einsatz der Rechenanlage sowie auf die Programmierbarkeit der Zusammenhänge gelegt. Das so herausgebildete digitale System ermöglicht einerseits, daß trotz der Anwendung zahlreicher Veränderlichen die Übersichtlichkeit erhalten bleibt, die Ergebnisse verhältnismäßig rasch erhalten werden, andererseits ist ein Eingriff in das System, eventuell auch seine Erweiterung ohne Schwierigkeiten möglich. Die günstigen Möglichkeiten der Systemtheorie können also gut ausgenutzt werden. Die vollkommene Ausnutzung der Möglichkeiten des Modells wurde nicht angestrebt, das war auch nicht das Ziel des Beitrages, sondern es sollte im Falle einer gegebenen Konstruktion durch die Veränderung des Luftverhältnisses und der Drehzahl (Veränderliche, die für die eindeutige Bestimmung eines beliebigen Motorzustandes genügen) auf eine Lösungsmöglichkeit hingewiesen werden.

2. Die Bestimmung des effektiven Motorarbeitsprozesses

Der Einleitung entsprechend ist der effektive Kreisprozeß des Motors der Ausgangspunkt für die Berechnung. Der Kreisprozeß soll in zwei Teile, in einen Hauptarbeitsprozeß und einen Gaswechselprozeß zerlegt werden. Durch prinzipielle Gründe ist die Trennung nicht gerechtfertigt, da der Gaswechselprozeß einen organischen Teil des vollständigen Arbeitsprozesses bildet, und sein im Mitteldruck ausgedrückter Wert sowohl von der Drehzahl als auch bei Dieselmotoren vom Luftverhältnis und bei Otto-Motoren von der Stellung des Drosselventils abhängt. Die heutigen Möglichkeiten gestatten jedoch noch keine vollständige Klärung dieses Gebietes [10], [11], wobei zu bemerken ist, daß diese Untersuchung mindestens so viele zu lösende Fragen aufwirft als der Themenkreis des Hauptarbeitsprozesses. Somit werden — nur unter Berücksichtigung des Hauptarbeitsprozesses, den Einfluß des Gaswechselprozesses außer acht lassend — die nachstehenden Teile desselben unterschieden:

Kompressionsprozeß,
 Wärmezuführungsprozeß,
 Expansionsprozeß.

In den folgenden Kapiteln werden diejenigen Teilprozesse besprochen, deren Berücksichtigung für eine bessere Annäherung der Wirklichkeit wichtig ist.

2.1. Die Berechnung des effektiven Kompressions- und Expansionsprozesses

Da sich Kompression und Expansion ihrem Charakter nach voneinander nicht unterscheiden, können sie mit den gleichen Zusammenhängen berechnet werden; es ist begründet, sie an der gleichen Stelle zu behandeln.

Die obengenannten Prozesse verlaufen bekanntlich in Wirklichkeit als polytrope Zustandsänderungen, wobei in Kenntnis des Polytropenexponenten n , des im Zylinder befindlichen Gasgemisches zwischen den spezifischen Volumina v in m^3/kg und den spezifischen Volumina und Temperaturen T (K°) die nachstehenden Zusammenhänge eine Beziehung herstellen:

$$\frac{dp}{p} = -n \frac{dv}{v} \quad (1)$$

$$\frac{dT}{T} = -(n-1) \frac{dv}{v} \quad (2)$$

Für die Bestimmung der Polytropenexponenten sind Methoden ausgearbeitet [1], [2], [6], das Problem kann aber auch von der Seite des an der Zylinderwand erfolgten Wärmeüberganges her angenähert werden, wobei das Maß und die Richtung des Wärmeüberganges entscheiden, in welchem Maße und in welcher Richtung von der adiabatischen Zustandsänderung abgewichen wird [4], [5], [6]. Es soll erwähnt werden, daß in diesem Beitrag von dem Entropieerhöhenden Einfluß der Reibungsteile abgesehen wird, was übrigens sowohl bei einem adiabatischen als auch bei einem nicht isolierten System zur Geltung kommt.

Der zur Lösung führende Gedankengang ist der folgende:

In der Annahme einer endlichen Volumenänderung Δv treten in einem adiabatischen, also einem isolierten System analog zu den Gl.-en (1) und (2) — aber unter Anwendung des adiabatischen Exponenten K — die Druck- und Temperaturänderungen Δp_{ise} bzw. ΔT_{ise} auf.

Wird der Zylinder nach dem Ablauf der elementaren Volumenänderung angehalten — das Volumen also während der Zeit der Volumenänderung als konstant angenommen —, kann der Wärmeaustausch zwischen dem Arbeitsmedium und der Zylinderwand berücksichtigt werden. In Kenntnis des Wärmeaustausches können der konstante Volumendruck und die Temperatur-

änderung, aber auch in ähnlicher Weise die für den elementaren Zyklus gültige vollständige Druck- und Temperaturänderung beurteilt werden. Das T—S-Diagramm eines elementaren Teiles eines solchen quasistationären gekühlten Kompressionsvorganges wird in Abb. 1 gezeigt. In reellen Verhältnissen ändert sich auch der Wert des adiabatischen Exponenten mit der veränderlichen Temperatur kontinuierlich. Um die Temperaturabhängigkeit zu berücksichtigen, müssen der Anfangszustand des Systems sowie die vorhandene Mediumsqualität bekannt sein, wobei die letztere bei Kompression durch den Saugenzustand [13] und bei Expansion durch den Endzustand des Verbrennungsprozesses bestimmt wird. Die Temperaturabhängigkeit wird bei der tatsächlichen Berechnung den vorigen Ausführungen gemäß berücksichtigt [2], [5], [6].

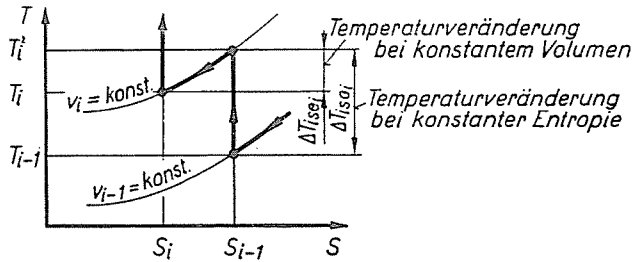


Abb. 1

Die Hauptschritte des elementaren Vorganges sind nun die folgenden: die Druck- und Temperaturänderungen des wärmeisolierten Systems werden durch die Gleichungen

$$\Delta P_{isei} = -p_{i-1} k_i \frac{\Delta v_i}{v_i} \quad (3)$$

$$\Delta T_{isei} = -T_{i-1} (k_i - 1) \frac{\Delta v_i}{v_i} \quad (4)$$

beschrieben. Während der Zeit $\Delta\tau$ (sec) strömt bei einem nicht isolierten System konstanten Volumens eine Wärmemenge ΔQ (kcal) durch die Zylinderwand mit einer Oberfläche von A (m^2) und der durchschnittlichen Temperatur von T_{wand} (K°). (Von der Änderung der Zylinderwand die Erzeugende entlang wird abgesehen.) Der Wärmeaustausch wird jedoch durch die ebenfalls veränderliche gasseitige Wärmeübergangszahl α (kcal/ m^2 h Grad), die in jedem elementaren Zyklus mit ihrem aktuellen Wert zu berücksichtigen ist, wesentlich beeinflusst [5.] [12].

Der Wärmeaustausch beträgt:

$$\Delta Q_i = \alpha_i A_i \left(T_{i-1} + \frac{\Delta T_{isei}}{2} - T_{wand} \right) \Delta\tau. \quad (5)$$

Die in diesem Stadium stattfindenden Temperaturänderungen können schon in Kenntnis der konstanten spezifischen Wärme bei konstantem Volumen c_v (kcal/kp Grad) und der im System vorhandenen Gasmenge G (kp) berechnet werden [13]. Auf die konstante spezifische Wärme bei konstantem Volumen gelten ebenfalls die Überlegungen in bezug auf den adiabatischen Exponenten. Die konstanten Volumendrucke, aber auch die am Ende des elementaren Prozesses auftretenden Drücke und Temperaturen können somit als bekannt angenommen werden:

$$\Delta T_{\text{iso}} = \frac{\Delta Q_i}{c_{vi}G} \quad (6)$$

$$\Delta p_{\text{isoi}} = \frac{p_{i-1} + \Delta p_{\text{isei}}}{T_{i-1} + \Delta T_{\text{isei}}} \Delta T_{\text{isoi}} \quad (7)$$

$$p_i = p_{i-1} + \Delta p_{\text{isei}} - \Delta p_{\text{isoi}} \quad (8)$$

$$T_i = T_{i-1} + \Delta T_{\text{isei}} - \Delta T_{\text{isoi}}. \quad (9)$$

Unter Anwendung der gesamten Hublänge S_L (m) sowie der auf den elementaren Zyklus bezogenen elementaren Hublänge ΔS_L (m) lautet, in Kenntnis der momentanen Drücke, der allgemeine Ausdruck für den Mitteldruck des effektiven Prozesses folgendermaßen:

$$p_{\text{mittel}} = \frac{1}{S_L} \sum_{i=1}^H \frac{p_i + p_{i-1}}{2} \Delta S_L. \quad (10)$$

Aus den bisherigen Ausführungen ist festzustellen, daß die tatsächliche Zustandsänderung wegen der größeren Anzahl der Veränderlichen mit dem nachstehenden allgemeinen funktionellen Zusammenhang ausgedrückt werden kann, wobei die Funktion auf den die Zustandsänderung gut kennzeichnenden Mitteldruck bezogen werden kann:

$$p_0, T_0 = \text{Kennzeichnender Anfangsdruck und kennzeichnende Anfangs-} \\ \text{Temperatur} \quad (11)$$

$$p_{\text{mittel}} = f(p_0, T_0, \text{Gasqualität, Wärmezustand, Drehzahl, Kompressions-} \\ \text{verhältnis, geometrische Abmessungen; Konstruktion})$$

2.2. Die Probleme des Verbrennungsprozesses

Die Verbrennung oder der Wärmezuführungsprozeß bilden den wesentlichsten Teil des Arbeitsprozesses, die nicht nur aus der Sicht ihrer Arbeitsfläche wichtig sind, sondern auch den Anfang der Expansion bestimmen, also in jeder Hinsicht einen grundlegenden Einfluß auf den ganzen Arbeitsprozeß ausüben.

Der Themenkreis ist sehr komplex, die rechnerische Bestimmung des Prozesses hat auch mehr oder weniger nur Näherungscharakter. Jedoch erfolgten schon Versuche, den Verbrennungsprozeß analytisch zu formulieren und die Einführung der Wärmeübertragungsgesetze auf der Grundlage der Kettenreaktionstheorien hat in mancher Hinsicht zu gut verwendbaren Zusammenhängen geführt [14], [15]. Neuerdings erbrachte die Anwendung des Verbrennungsgesetzes von Vibe wichtige Ergebnisse [1], [8], [9], [4]. Unter Berücksichtigung dieser Ergebnisse bildet die Anwendung des Vibeschen Verbrennungsgesetzes auch die Grundlage dieses Kapitels.

Um den Verbrennungsprozeß zu klären, müssen die zeitlichen oder die auf den Winkelausschlag der Kurbelwelle bezogenen Druck- und Temperaturänderungen berücksichtigt werden. Unter Anwendung des schon erwähnten Wärmeübertragungsgesetzes lautet der Zusammenhang für die Druckveränderung:

$$\frac{\Delta p}{\Delta v} + \frac{n}{v} p = \frac{n-1}{v} q_z \frac{\Delta x}{\Delta v}. \quad (12)$$

Bei der Lösung von Gl. 12 müssen einige Faktoren des Zusammenhanges besonders hervorgehoben werden. Es ist zweckdienlich, sich zuerst mit der Verbrennungsfunktion zu beschäftigen, deren Form durch den nachstehenden Zusammenhang angegeben wird:

$$x = 1 - \exp(-Ay^{m+1}). \quad (13)$$

Abb. 2 zeigt die Parameterlösung von Gl. 13, wobei x das spezifische Brennstoffverhältnis und y den Quotienten aus der momentanen und aus der gesamten Brenndauer angeben. Das Brennstoffverhältnis kann, wie der Zeitanteil, als Quotient aus dem momentan verbrannten Brennstoff und aus dem maximal verbrennbaren Brennstoff angegeben werden. Der im Exponenten vorkommende thermische Parameter m , von dem noch gesprochen werden soll, ist für je eine Kurve konstant. Der Faktor A [1] berücksichtigt, daß die eingespritzte Brennstoffmenge auch im theoretischen Fall nicht vollständig verbrennt. Auch unter idealen Verhältnissen kann nur dann ein vollständiger Brennstoffverbrauch erwartet werden, wenn die Brenndauer unendlich lang ist, das ist aber bei wirklichen Motoren unvorstellbar. Somit ist die Einführung eines Faktors notwendig, der diese Tatsache berücksichtigt. Man erhält seinen Zahlenwert durch logarithmische Umformung der Verbrennungsfunktion, wobei beachtet wird, daß die Verbrennung erst dann beendet ist, wenn der Zeitanteil das Maximum erreicht, außerdem der Ausbrenngrad bei funktionstüchtigen Motoren nach Messungen in der Regel 0,999 beträgt. Somit hat der Faktor A einen Wert von 6,908.

Nach Abb. 2 gehören zu verschiedenartigen thermischen Parametern verschiedene Verläufe der Wärmeentwicklung. Da die Verbrennungsprozesse

in Motoren in erster Linie unter Anwendung von Kettenreaktionstheorien angenähert werden können [14], bestimmen das Erscheinen und die weitere Entwicklung der sog. »aktiven« Zentren den grundlegenden Prozeßverlauf. In unserem Zusammenhang kennzeichnet der als thermischer Parameter bezeichnete Faktor die relative Dichteänderung dieser aktiven Zentren. Die Zeitfunktion $\varrho = f(t)$ der aktiven Zentren lautet nach Einführung des Proportionalitätsfaktors R :

$$\varrho = R t^m . \quad (14)$$

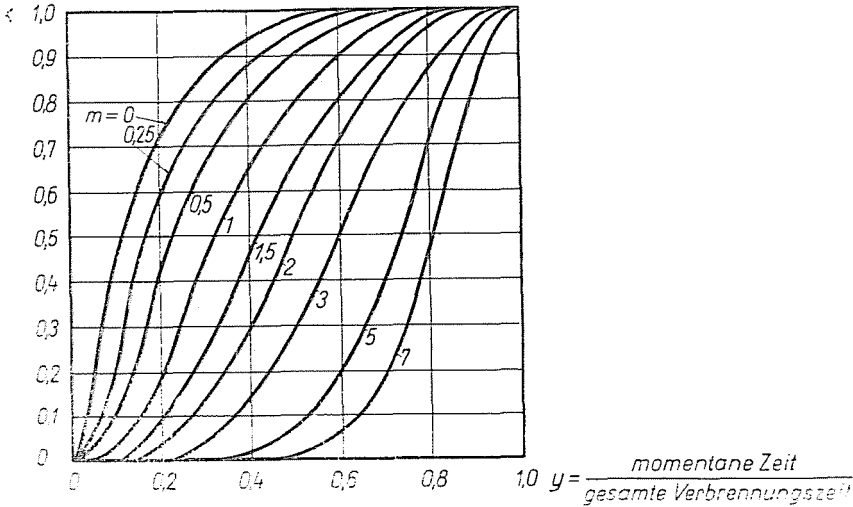


Abb. 2

Nimmt der Parameter m verschiedene Werte an, erhält man monomolekulare, lineare oder in verschiedenen Formen parabolische, also kompliziertere molekulare Reaktionen.

Es ist also ersichtlich, daß der Wert des thermischen Parameters das Ergebnis wesentlich beeinflussen kann, daher ist seine Beurteilung wichtig. Bei der Bestimmung des Parameters kann man von der Untersuchung ausgeführter Motoren nicht absehen, somit erhält man als Ergebnis dieser Untersuchungsmethoden [1] einen Hinweis auf den Wert dieses Faktors. Die erhaltenen Werte können dann bei Motoren ähnlicher Konstruktion mit ziemlich großer Sicherheit verwendet werden. Bei Durchführung der vollständigen Analyse kann ein Zusammenhang zwischen den Kenngrößen des Arbeitsprozesses und dem Wert des thermischen Parameters nachgewiesen werden, aber man erhält auch Auskunft über den Abschnitt vor dem Totpunkt des die maximale Arbeitsfläche liefernden Verbrennungsprozesses.

Zu der Lösung von Gl. 12 ist der jeweilige Polytropexponent des Gasgemisches erforderlich, dessen Wert durch zwei Faktoren beeinflusst wird:

erstens durch das sich während des Verbrennungsprozesses kontinuierlich ändernde Gasgemisch, zweitens durch die jeweilige Temperatur. Für die angezeigte Funktion mit zwei Veränderlichen $u = f(x, T)$ stehen umfangreiche Versuchsergebnisse zur Verfügung [1].

Ähnlich muß auch die aus dem Gasgemisch von Einheitsgewicht gewinnbare Wärmemenge bekannt sein. Hierbei muß der als Produkt aus dem Verbrennungswirkungsgrad und aus den Dissoziationsfaktoren erhaltene Verlustfaktor beachtet werden, der im Bereich der minimalen Luftverhältnisse die nützliche Arbeitsfläche über die freiwerdende Wärme merklich verkleinert.

Nach Vorausschicken der genannten Probleme hat die Lösung von Gl. 12 kein theoretisches Hindernis. In Kenntnis der Druckfunktion können auch die Temperaturen nach Festsetzen der Anfangswerte p_0, T_0, v_0 berechnet werden. Diese Anfangswerte ergeben sich eigentlich als Kenngrößen des Kompressionsendzustandes. Natürlich müssen das momentane Volumen v und der momentane Quotient der Moländerungen β der Reihe noch bestimmt werden:

$$T = \frac{pv}{\beta} \frac{T_0}{p_0 V_0} (K^0). \quad (15)$$

Bei der Bestimmung der Druck- und Temperaturänderungen infolge der durch die Zylinderwand durchströmenden Wärmemenge kann man sich bereits auf die Ergebnisse des vorhergehenden Kapitels stützen.

2.3. Der indizierte Mitteldruck des effektiven Arbeitsprozesses

Auf Grund der Kapitel 2.1 und 2.2 besteht schon die Möglichkeit, den indizierten Mitteldruckwert, bezogen auf den Hauptarbeitsprozeß zu berechnen. Konkrete Berechnungen wurden für einen Sechszylinder-RÁBA-M. A. N.-Motor durchgeführt, daher beziehen sich die anzugebenden Ergebnisse auf diesen Typ.

In Abb. 3 sind die indizierten Mitteldruckwerte dieses Motors in Abhängigkeit von der freiwerdenden Wärme und der Drehzahl nach der Bestimmung des tatsächlichen Hauptarbeitsprozesses dargestellt. Abb. 4 und 5 zeigen in Abhängigkeit von den genannten Veränderlichen die Veränderungen des indizierten Wirkungsgrades und des indizierten Verbrauches.

Die indizierten Parameter reagieren sowohl auf die Veränderung des Luftverhältnisses — da die freiwerdende Wärme mit dem Luftverhältnis in unmittelbarem Zusammenhang steht —, als auch auf die Veränderung der Drehzahl. Vergleicht man aber die erhaltenen Ergebnisse mit den aus der Praxis annähernd beurteilbaren Werten und Tendenzen der effektiven Parameter, erhält man eine wesentliche Abweichung. Die Berücksichtigung sowohl der inneren Reibungsverluste des Motors als auch der Verluste der eingesetzten Hilfsrichtungen ist also unerläßlich.

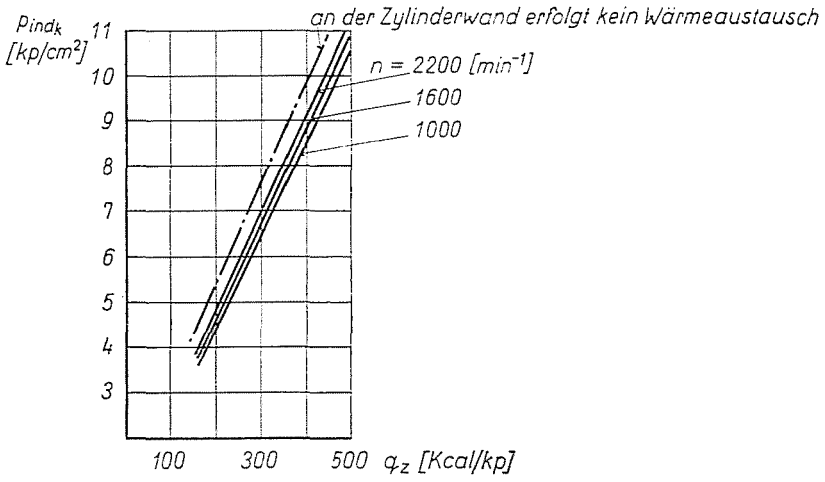


Abb. 3

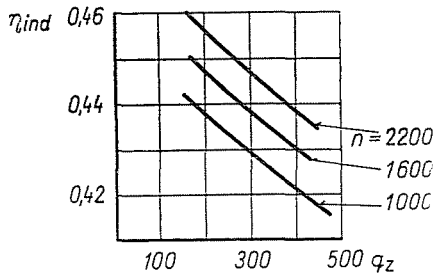


Abb. 4

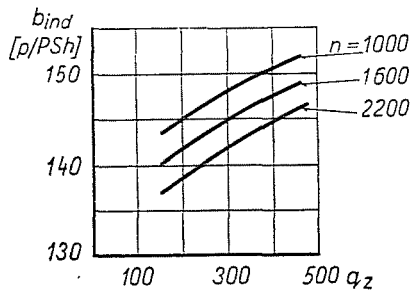


Abb. 5

3. Die inneren Reibungsverhältnisse des Motors und die durch die Hilfseinrichtungen verursachten Verluste

Der innere Reibungsverlust, der am besten mit Hilfe des Motorreibungsmitteldruckes ausgedrückt werden kann, wird als Ergebnis der neuesten diesbezüglichen Forschungen [3], [4] mit dem nachstehenden allgemeinen Zusammenhang beschrieben:

$$p_s = f\{p_{\text{Durch.}}; p_{\text{max.}}/p_{\text{min.}}; \text{Drehzahl, Wärmeszustand; Konstruktion}\}. \quad (16)$$

Von den Veränderlichen sind der Durchschnittsdruck [4], die Drehzahl sowie der Wärmeszustand die wichtigsten Bestimmungsgrößen. Der Durchschnittsdruck ist ein mit dem tatsächlichen Arbeitsprozeß des Motors zusammenhängender Begriff, der auch daraus ableitbar aber mit dem indizierten Mitteldruck nicht verwechselt werden darf.

Als Ergebnis an einem Dieselmotor vom Typ Csepel durchgeführter konkreter Untersuchungen zeigt Abb. 6 das Parameterdiagramm des Zusammenhanges [5]. In Kenntnis des tatsächlichen Arbeitsprozesses kann eigentlich der zu einem gegebenen Wärmeszustand unter Berücksichtigung der Drehzahlen gehörende Motorreibungsmitteldruck bestimmt werden. Abb. 7 zeigt die kennzeichnenden Reibungsmitteldrücke bezogen auf den vom Verfasser herausgegriffenen MAN-Dieselmotor. Zu der Herleitung der Kurven in Abb. 7 müssen die indizierten Mitteldrücke des effektiven Arbeitsprozesses, die schon in Abb. 3 dargestellt worden sind, im ganzen Betriebsspektrum

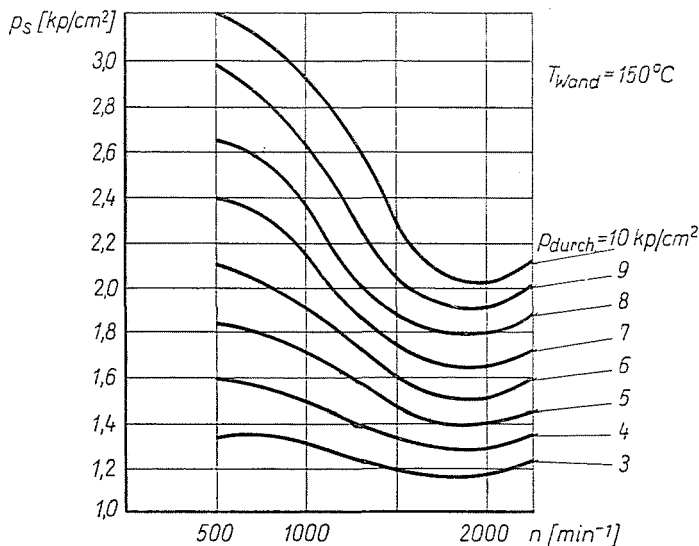


Abb. 6

bekannt sein. Somit können die mit den indizierten Mitteldrücken zusammenhängenden Durchschnittsdrücke ermittelt werden. (Die Durchschnittsdrücke treten hier als Teilprobleme auf, werden daher nicht behandelt.) Unter Verwendung von Abb. 6 können in Kenntnis der Durchschnittsdrücke die erforderlichen Reibungsdrücke nacheinander bestimmt werden.

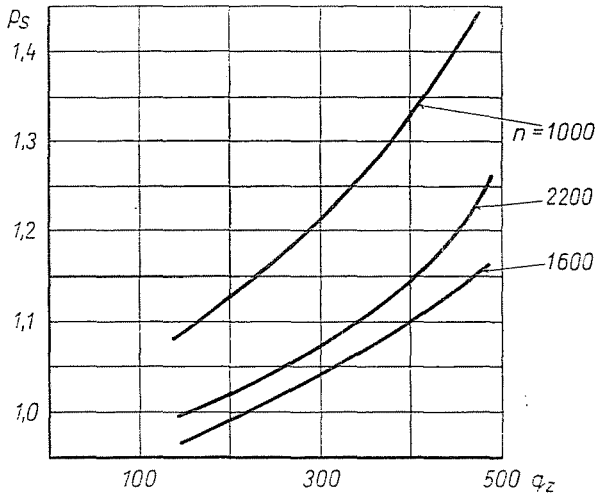


Abb. 7

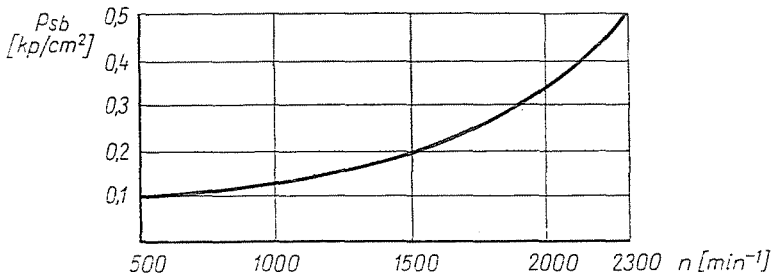


Abb. 8

Die Bestimmung der durch die Hilfseinrichtungen verursachten Verluste erfolgt eigentlich durch die Messung der Leistungsaufnahme der angetriebenen Einrichtungen (Ventilator, Einspritzpumpe, Ölpumpe, usw.). Die diesbezüglichen Untersuchungen haben gezeigt [4], daß die Leistungsaufnahme der erwähnten Einrichtungen mit guter Näherung eine Funktion der Drehzahl ist. Abb. 8 zeigt in Abhängigkeit von der Drehzahl die auf den Mittel- druck bezogenen Änderungen der Leistungsaufnahme der Hilfseinrichtungen.

4. Die effektiven Motorkenngrößen

Die effektiven Kenngrößen können im Besitz der zur Verfügung stehenden Daten (indizierter Mitteldruck, Motorreibungsmitteldruck, die im Mitteldruck ausgedrückte Leistungsaufnahme der Hilfseinrichtungen) bestimmt werden. Abb. 9 zeigt die vom Motor tatsächlich abgegebenen Leistungen und Drehmomente in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Belastung. Die Belastungsgröße ist mit der freiwerdenden spezifischen Wärmemenge ausgedrückt.

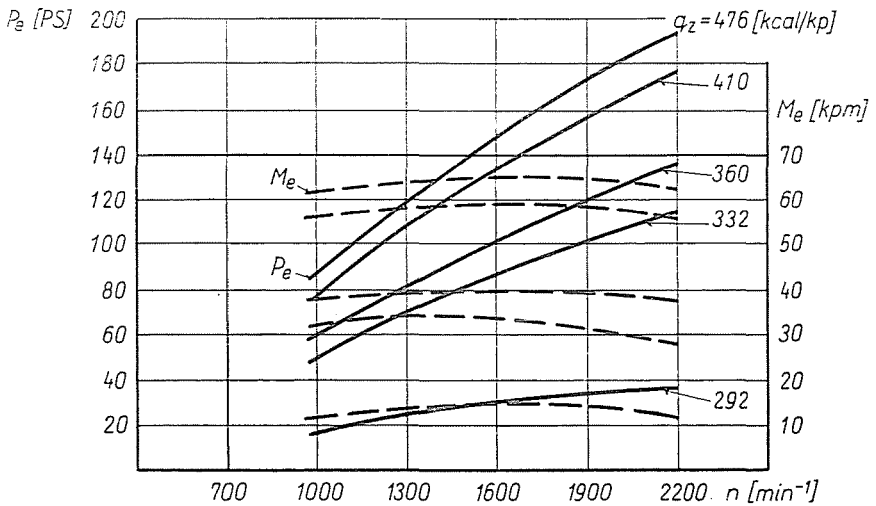


Abb. 9

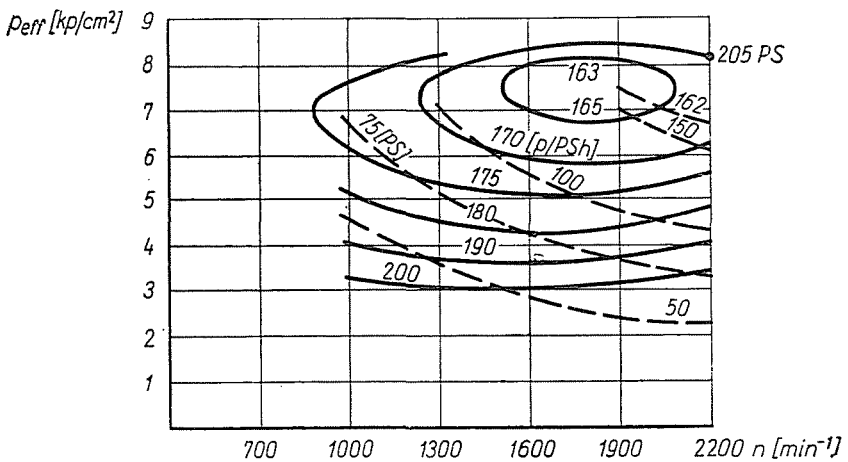


Abb. 10

Abb. 10 zeigt das vereinte Diagramm des effektiven Verbrauches, des effektiven Mitteldruckes und der Drehzahl, das als das für Motoren kennzeichnende Kennlinienfeld bekannt ist.

In Kenntnis der Ergebnisse besteht kein Hindernis, diese auszuwerten.

5. Das Berechnungsverfahren und die Auswertung der Ergebnisse

Bei der Untersuchung eines Berechnungsverfahrens ist vor allem darauf zu achten, den Mechanismus eines Vorganges mit bekanntem Ausgang theoretisch beschreiben zu können. Der gemeinsame Einfluß der das Ergebnis beeinflussenden Faktoren kann als Ergebnis der Messung bestimmt werden, aber die Frage, auf welche Weise und in welchem Maße diese Komponenten den Endausgang des Prozesses beeinflussen, kann erst nach ausführlicher Untersuchung beantwortet werden.

In vielen Fällen kann schon deshalb die theoretische Untersuchung nützlich sein, da das Nachweisen des Einflusses einiger Faktoren (z. B. die durch die Zylinderwand durchströmende Wärme und ihr Einfluß) meßtechnisch nur schwierig oder nur unter Verwendung unverhältnismäßig teurerer Einrichtungen möglich ist.

In dem vorliegenden Fall war bei einer gegebenen Konstruktion das Luftverhältnis eine der Veränderlichen, dessen Verringerung — unter Berücksichtigung des Umstands, daß es mit der freiwerdenden Wärme in eindeutiger Beziehung steht — auf den indizierten Mitteldruck einen bestimmten erhöhenden Einfluß ausübt. Durch den Durchschnittsdruck des Prozesses verursacht der indizierte Mitteldruck auch die Zunahme des Reibungsmitteldruckes. Die Tendenz der Beziehung der beiden Mitteldrücke zueinander bestimmt das Ergebnis, da aber der indizierte Mitteldruck schneller als der Reibungsmitteldruck zunimmt, hat der Unterschied der Mitteldrücke einen zunehmenden Charakter. Den Unterschied der Mitteldrücke auf den Motorverbrauch bezogen, erhält man eine entgegengesetzte, also abnehmende Tendenz. Die Belastungsänderung beeinflusst die durch die Zylinderwand strömende Wärmemenge; nimmt die Belastung zu, d. h. nimmt das Luftverhältnis ab, wird teils wegen der intensiveren gasseitigen Wärmeübertragung, teils wegen der zunehmenden Temperaturdifferenzen zwischen der Arbeitstemperatur und der Temperatur der Zylinderwand die betreffende Wärmemenge zunehmen. Der in der Zylinderwand entstehende größere Wärmeverlust führt zu einer Verminderung der indizierten Arbeitsfläche. Im Bereich der minimalen Luftverhältnisse wird durch die mit der freiwerdenden Wärme in bestimmtem Zusammenhang stehenden Wärmeausnutzungs- und Dissoziationsfaktoren die indizierte Arbeitsfläche verringert. Das Auswirken der beiden letzteren Faktoren auf die indizierte Arbeitsfläche wird durch die teilweise Abnahme des Reibungs-

mitteldruckes nicht ausgeglichen, daher führen diese Komponenten die Verringerung des effektiven Motordruckes herbei. Durch die gleichzeitige Wirkung der untersuchten wichtigsten beeinflussenden Elemente werden die für Verbrennungsmotoren kennzeichnenden Kurven des effektiven Mitteldruckes mit Maximalpunkten, bzw. die Kurven des effektiven Verbrauches mit Minimalpunkten ausgestaltet.

Die Drehzahl war die andere Veränderliche, die in entscheidendem Maße sowohl die eigenen Reibungsverhältnisse des Motors als auch die Leistungsaufnahme der angetriebenen Hilfseinrichtungen beeinflusst. Über die ersteren gibt Abb. 6, über die letzteren liefert Abb. 8 eine eindeutige Information. Die Drehzahländerung beeinflusst auch die indizierte Arbeitsfläche, so nimmt bei Drehzahlerhöhung die gassetige Wärmeübergangszahl zu, während die für den Wärmeübergang zur Verfügung stehende Zeit abnimmt. Die Resultierende der beiden entgegengesetzten Wirkungen ermöglicht die Zunahme sowohl der indizierten Arbeitsfläche als auch der mit der Motordrehzahl verbundenen indizierten Parameter. Wegen der Wechselwirkung der indizierten Arbeitsfläche, der inneren Motorreibungsverhältnisse und der Leistungsaufnahme der Hilfseinrichtungen haben die effektiven Parameter in Abhängigkeit von der Drehzahl einen Extremwert. Die beiden Veränderlichen verursachen die räumliche Verteilung der effektiven Kenngrößen, die dadurch entstandene Fläche weist im Falle der Mitteldrücke einen Maximalpunkt, im Falle des Verbrauches einen Minimalpunkt auf. Das Kennlinienfeld des Motors erhält man durch die Darstellung mit Niveaulinien der gesamten Verbrauchsfläche. Nach der Untersuchung der inneren Motorgesetzmäßigkeiten und nach dem Vergleich des Kennlinienfeldes in Abb. 10 mit dem gemessenen Diagramm erhält man als wesentlichsten Unterschied die Verschiebung des berechneten Diagramms gegen die höheren Drehzahlen. Hinsichtlich des Wertes läßt sich feststellen, daß der Optimumpunkt sich um etwa 300 min^{-1} nach den höheren Drehzahlen verschoben hat. Diese Erscheinung wird vor allem durch das Außerachtlassen der Änderung des Gaswechselprozesses verursacht, das auf Grund der Ausführungen auf Seite 3 erfolgte. Der durch den Mitteldruck ausgedrückte Wert des Gaswechselprozesses hängt in erster Linie von der Drehzahländerung und nur in geringem Maße von der Belastung ab, deshalb kommt es zu der im Vorhergehenden erwähnten Verschiebung. Durch die Ausdehnung des Berechnungsverfahrens auch auf dieses Gebiet kann das Modellieren der tatsächlichen Verhältnisse mit guter Näherung erfolgen, und das Verfahren kann auch bei umfangreicheren Untersuchungen mit Nutzen verwendet werden.

Zusammenfassung

Im Aufsatz wird die Bestimmung der effektiven Kenngrößen des Arbeitsprozesses von Verbrennungs-Kolbenmotoren unter Berücksichtigung der im Motor auftretenden Gesamtverluste, miteinbegriffen auch die mechanischen Verluste des Motors — einschließlich der Leistungsaufnahmen für die Reibung und Hilfsbetriebe — behandelt.

Bei der Ausarbeitung der Methode zur Bestimmung der Verluste wurde berücksichtigt, daß diese sich dem aus dem Indikatordiagramm bestimmbaren Mitteldruck proportional ändern. Unter Verwendung der ausgearbeiteten Methode nähern die effektiven Kenngrößen (Verbrauchsdiagramm) in Abhängigkeit von dem Motorbetriebszustand sowohl qualitativ als auch quantitativ die experimentell gewonnenen Meßwerte gut an.

Literatur

1. VIBE, I. I.: Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren. Verlag Technik, Berlin, 1970.
2. JUREK, A.: Verbrennungsmotoren. Tankönyvkiadó Budapest, 1961.
3. PÁSZTOR, E.: Acta Technica, Tomus 70. 344—369 (1971).
4. PÁSZTOR, E.: Jár művek, Mezőgazdasági Gépek, 21. 41—49. (1974) Budapest.
5. PÁSZTOR, E.: Acta Technica, T. 62. 381—408. (1968) Budapest.
6. FALTIN, H.: Technische Thermodynamik. Műszaki Könyvkiadó Budapest, 1970.
7. PÁSZTOR, E.: Periodica Polytechnica Vol. 14. (1970). Bp.
8. KALMÁR, I.: Periodica Polytechnica Vol. 11. (1967). Bp.
9. WOSCHNI, G.: MTZ 26, (1965) 439—446.
10. LIEST, H.: Der Ladungswechsel der Verbrennungs-Kraftmaschine. Springer Verl. Wien, 1952.
11. CSER, G.: Acta Technica Tomus 69. 275—324. (1970).
12. SITKEI, G.: Wärmeübergabe und Wärmebelastung von Verbrennungsmotoren. Akadémiai Kiadó, Budapest, 1962.
13. GROTH, K.—SCHLAG, U.: Gaswechsel-Berechnungen mit Hilfe einer elektronischen Rechenmaschine MTZ 20. 61 (1959).
14. NEUMANN, K.: Kinetische Analyse des Verbrennungsvorganges in einem Dieselmotor: Sammlung von Monographien der Ausländischen Literatur »Verbrennungsmotoren« Bd. IV. Maschgiz, 1938.
15. HINZE, W.: Thermodynamische Analyse des Indikatordiagrammes. KFT. 8 Nr. 2 (1958).

Imre TREFIMANN. 3100 Salgótarján. Karancs u. 9. Ungarn