

# DIE ELEKTROHYDRAULISCHE LÖSUNG DER VENTILSTEUERUNG VON VERBRENNUNGSMOTOREN

V. N. VASILEV

Lehrstuhl für Dieselmotoren der Universität für Eisenbahnwesen Moskau

Eingegangen am 20. Sept. 1982

Vorgelegt von Prof. Dr. E. Pásztor

## Summary

A new type of electro-hydraulic gear of valve-actuating internal combustion engines of transport machines has been developed. The constructive parameters of the electrohydraulic-gear are selected with the help of a mathematical model. An experimental stand has been specially designed. The gear itself and its operation has been carefully tested in stand-conditions

## Einführung

Eine der Hauptentwicklungslinien der Welt-Motorproduktion ist die Steigerung der Zylinderleistung, wobei der spezifische Kraftstoffverbrauch in einem Bereich von 0,205–0,215 kg/kWh gehalten wird.

Die technisch-wirtschaftlichen Kenngrößen der Motoren werden bedeutend durch die Ladungswechselprozesse beeinflusst, die 62–66% der vollständigen Arbeitsprozeßzeit betragen.

Die nicht regelbare Ventilsteuerung kennzeichnet die neuzeitlichen Verbrennungsmotoren. In diesem Fall hängen die dynamischen und statischen Kenngrößen der Selbststeuerung von den Betriebsverhältnissen des Gebers, im vorliegenden Fall also von der Kurbel-, bzw. von der Nockenwelle des Motors ab. Das führt aber zu einer Veränderung der Kenngrößen, z. B. verändert sich der »Zeit-Querschnitt« der Ventile proportional mit der Kurbelwellendrehzahl, so verkleinert sich mit steigender Drehzahl der Zeit-Querschnitt. Dieses Verhalten ist ein wesentlicher Nachteil der konventionellen Ventilsteuerung. Bei den in den RGW-Ländern verwendeten Schienenfahrzeugdieselmotoren nimmt der »Zeit-Querschnitt« beim Übergang vom Leerlauf auf Nennbetrieb durchschnittlich um einen Wert von 1/2,5 ab, bezogen auf den ursprünglichen Wert. Häufige Betriebszustandsänderungen mit relativ häufigen Leerläufen kennzeichnen den Betrieb der Fahrzeugmotore.

Das Verteilungsverhältnis der Kontrollerpositionen kann sich innerhalb den konkreten Anwendungsgebieten der Fahrzeugdieselmotoren stark verändern, im Ganzen kann die Auswertung der statistischen Daten von Versuchsergebnissen mit konkreten Wahrscheinlichkeitsgesetzen erfolgen.

Es kann behauptet werden, daß sich die Betriebszustandsverteilungen von Schienenfahrzeugdieselmotoren, unter außer Acht lassen des Leerlaufes, zwei Grundgesetzen nähern, sowie

— der Normal-(Gauß'schen) Verteilung der Form von

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-T)^2}{2\sigma^2}} \quad (1)$$

— sowie der logarithmischen Normalverteilung der Form von

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \cdot x \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{1}{2} \left( \frac{\ln x - \mu}{\sigma} \right)^2} \quad (2)$$

wobei  $x$  den Dieselmotor-Betriebszustand (Kontrollerposition) und  $\sigma$ ,  $T$ ,  $\mu$  die Verteilungskenngrößen kennzeichnen.

Wie die Abb. 1 zeigt, erfolgt bei der nicht regelbaren Ventilsteuerung die Zeit-Querschnittsänderung der Ventile entlang der Linie  $a-b$ , die aber im Bereich  $A$  der Betriebsdrehzahl  $n$  keinem optimalen Betrieb entspricht.

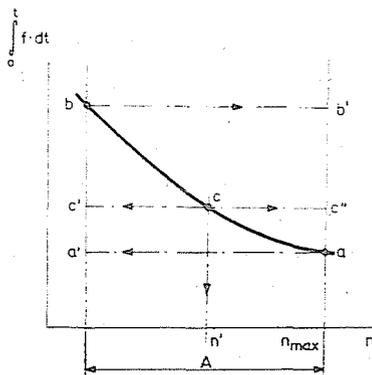


Abb. 1. Die Ventil-Zeitquerschnittsänderung in Abhängigkeit von der Motordrehzahl

Im allgemeinen wird die Optimierung auf einen dazwischenliegenden Betriebszustand  $n^* = (0,7-0,8)n_{\max}$  durchgeführt, die aber eine Kompromißlösung ist. Im wesentlichen kennzeichnen in diesem Fall die Gebiete  $c-c-b$  und  $c-c''-a$  die Abweichung des Zeitquerschnittes ( $\int f dt$ ) von dem optimalen Wert. Die Kurven  $a-a'$  und  $b-b'$  bestimmen die möglichen Werte des Zeitquerschnittes.

Die Veränderung des Einlaßventilquerschnittes ( $f$ ) kann bei konstanter Drehzahl mit Hilfe der sog. elastischen Ventilsteuerung erfolgen. Elastisch wird diejenige Steuerung genannt, die keine starre Verbindung mit der Kurbelwelle hat.

Aus Patentveröffentlichungen sind die grundsätzlichen Typen der elastischen Steuerung bekannt.

Nach der Steuerungsart können die nachstehenden Ladungsverteilermechanismen unterschieden werden: mechanische, hydraulische, pneumatische, elektromagnetische, elektrohydraulische und kombinierte, wie z. B. die pneumatische, usw.

Die einzelnen Typen unterscheiden sich hinsichtlich der Konstruktion der Ladungsverteileranordnungen und der Veränderungsmöglichkeit der Ventilöffnungs- bzw. der Ventilschließzeitpunkte in Abhängigkeit von der Motorbetriebsart.

Die mechanischen Steuerungen mit Ventilsfederung sind die am meisten verbreiteten Mechanismen, die aber die Zeitpunkte der Steuerung nicht beeinflussen können.

Bei der mechanischen Steuerung kann das Bewegungsgesetz der Ventile durch die Ausbildung der Nockenformen der Nockenwelle bestimmt werden. Die Steuerungszeitpunkte können aber auf Grund experimenteller Untersuchungen ermittelt werden, wobei die Annahme der Bedingungen eines optimalen Verlaufes der Motor-Ladungswechselprozesse in der konkreten Betriebsart des Motors — aber im allgemeinen im Nennbetrieb — den Ausgangspunkt bildet. Natürlich sind die ausgewählten Steuerzeitpunkte für die weiteren Betriebszustände nicht optimal, die die mittleren technisch-wirtschaftlichen Motorkenngrößen stark herabsetzen.

Die Tabelle 1 beinhaltet die durchschnittlichen Werte der Ventilsteuerungszeiten (Öffnen — Schließen) von Viertakt-Dieselmotoren.

Tabelle I

Steuerdaten in Kurbelwinkeln gemessen

Ventiltyp	Motordrehzahl [s <sup>-1</sup> ]					
	<8,3		8,3 .. 18,3		>18,3	
	öffnet	schließt	öffnet	schließt	öffnet	schließt
Einlass	15...25	30...40	50...80	30...45	20...60	40...50
Auslass	35...40	20...25	40...70	35...70	35...60	10...20

Bemerkungen: »öffnet« — Voröffnung, gemessen von der nächsten Zylindertotpunktlage  
 »schließt« — Nachschließen, gemessen von der verlassenen Zylindertotpunktlage

Die Wahl der Steuerung bildet eine zusammengesetzte technische Aufgabe, sie hängt auch von der Steigerung der verlangten Motorleistung ab, die aber durch die nachstehenden Kenngrößen, wie der effektive Mitteldruck, die Kurbelwelldrehzahl, die ausgewählte Nockenform, die Taktzahl und auf Grund der Bewertung anderer Faktoren beeinflusst werden kann.

Bei den turboaufgeladenen Motoren muß beim Umspülen die Ventilüberschneidungsperiode vergrößert werden, die zur Sicherung der vorgeschriebenen Wärmespannung des Brennraumes und der Auslaßeinrichtung erforderlich ist. Dadurch verschlechtert sich aber die Zylinderaufladung im Leerlauf und bei niedriger Belastung.

Als Beispiel sind in Tabelle 2 die Daten einiger, in der Sowjetunion sowie in den anderen RGW-Ländern verwendeten verschiedenen Fahrzeug-Dieselmotoren zusammengestellt.

Tabelle 2

Dieselmotor (Industrienorm und Fabrikationstyp)	Anwendungsgebiet	Steuerungswinkel				Kurbel- wellen- drehzahl $s^{-1}$	Auflade- druck MPa
		Einlaß		Auslaß			
		öffnet	schließt	öffnet	schließt		
6 ChN <sup>0,318/</sup> <sub>0,32</sub> (PD1M)	Diesellokomotive	74	41	66	74	12,5	0,165
1Ch <sup>0,085/</sup> <sub>0,11</sub> (IR1-6)	Schiff	12	38	34	16	25,0	—
12 ChN <sup>0,18/</sup> <sub>0,2</sub> (M756)	Schiff, Diesel- lokomotive	50	56	56	50	25,0	0,175
2 Ch <sup>0,105/</sup> <sub>0,12</sub> (D21A)	Traktor	16	40	40	16	30,0	—
8 ChN <sup>0,13/</sup> <sub>0,15</sub> (JMZ)	Kraftwagen	20	56	56	20	35,0	0,18
6 Ch <sup>0,105/</sup> <sub>0,12</sub> (D160T)	Traktor	16	50	50	16	36,7	—
20 ChN <sup>0,20/</sup> <sub>0,2</sub> (2-5D49)	Diesellokomotive	55	30	60	40	16,7	0,293

Die Verwendung der geregelten Ventilsteuerung verbessert den Gaswechselprozeß durch eine Verminderung der sich im Zylinder verbleibenden Luftmenge, also durch die Zunahme des Verbrennungsluftverhältnisses.

### Die unterschiedlichen Lösungen der möglichen Ventilsteuerungen

Die geregelte Steuerung kann hinsichtlich den konstruktiven Gesichtspunkten in Form einer mechanischen oder weichen — also keiner mechanischen — Verbindung zwischen der Kurbelwelle und der Gasverteilereinrichtung ausgeführt werden.

Die Abb. 2 zeigt die Regelungsskizze der Steuerung auf Grund des USA-Patentes Nr. 2037051. Die Einrichtung funktioniert folgendermaßen: das schrägverzahnte Zahnrad Nr. 3 wird in Achsrichtung auf der genuteten Welle Nr. 1 verschoben, wodurch sich die Wikkellage der Nockenwelle Nr. 2 ändert. Die Positionsregelung des Zahnrades Nr. 3 erfolgt durch eine Druckänderung der durch das Rohr Nr. 4 in das Volumen Nr. 5 eingespritzten Flüssigkeit.

Um den zu der Verdrehung der im Steuerungsmechanismus verwendeten Nockenwelle erforderlichen Kraftaufwand reduzieren zu können, werden Verstärker, bzw. Servomotoren verschiedener Art angewendet.

Eine andere Richtlinie der Steuerungsänderung bildet die Verschiebung der Nockenwelle in Achsrichtung, wobei die Nockenprofile über komplizierte

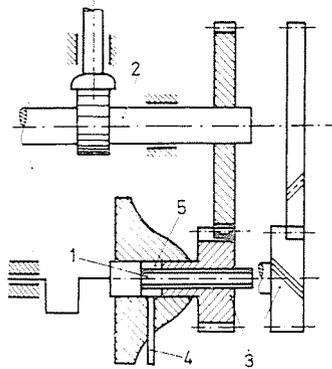


Abb. 2. Die Lösung der Regelung für ein mechanisches Steuerungssystem

Oberflächenformen verfügen. Die Verschiebung der mit solchen Nocken versehenen Nockenwelle kann durch einen Hebel in Abhängigkeit von dem Servomotor erfolgen (USA-Patent Nr. 3638624), wobei die Zylinderlage des Servomotors in Abhängigkeit von dem Motorbetriebszustand bestimmt wird.

Bei den pneumatischen Ventilsteuerungssystemen werden die Energien von verdichteten Gasen (am meisten die der Luft) zum Aufheben der Ventile benutzt.

In diesem Fall muß ein Membran den Arbeitsraum in 2 Volumina unterteilen: in den oberen Teil strömt das verdichtete Gas aus dem Verteiler; im unteren Teil wird die Ventulfeder untergebracht. Wird das Bewegungsgesetz des Verteilerschiebers geregelt, so ändern sich auch die Steuerungszeiten.

Die Herstellungsarbeiten der pneumatischen Steuerung haben einen berechnungs-experimentellen Charakter. Das Hindernis für die Inbetriebnahme bildet die Gasverdichtung, die zu einem instabilen Betrieb des Steuerungssystems führt. Als ein anderer wesentlicher Nachteil der pneumatischen Steuerung kann derjenige bezeichnet werden, wonach die Sicherung eines Ventil-aufhebens größer als 3—5 mm recht schwierig ist, da die Zunahme des Ventilhubes eine Volumenvergrößerung des oberen Raumes hinter sich zieht, oder der Membrandurchmesser vergrößert werden soll.

Dadurch wird aber das rasche Funktionieren der Steuerung begrenzt, und die Gefahr von Membranermüdungsbrüchen vergrößert.

Die hydraulische Ventilsteuerung wird in geringem Umfange bei langsam- und mittelschnelllaufenden Schiffsdieselmotoren verwendet. Die hydraulische Steuerung unserer Zeit besteht aus einer mit hohem Druck beaufschlagten Pumpe, die mit dem Arbeits(hydro)zylinder durch eine Rohrleitung verbunden ist, und dieser Zylinder betätigt die Steuerventile. Die umgewälzte Arbeitsflüssigkeitsmenge wird durch eine entsprechende Veränderung der Pumpenvolumina und des Arbeitszylinders, oder aber durch eine teilweise Rückführung derselben in den Flüssigkeitsbehälter bei konstantem Pumpenarbeitsvolumen

geregelt. Im ersten Fall handelt es sich um ein Volumen-, im zweiten Fall um ein Drosselventil-Steuerungssystem.

Die Abb. 3 zeigt die Prinzipskizze der hydraulischen Volumensteuerung. Die mit hohem Druck beaufschlagten Pumpen Nr. 2 werden durch die Nocken-

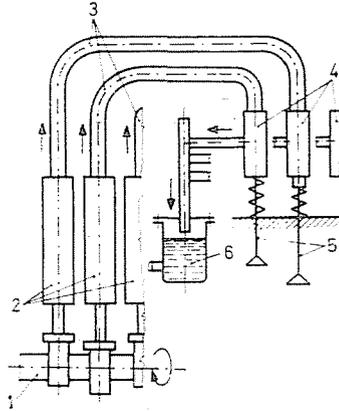


Abb. 3. Die Skizze der hydraulischen Volumensteuerung

welle in Betrieb gesetzt. Die Arbeitsflüssigkeit (Öl oder Gasöl) strömt durch das Rohrsystem Nr. 3 in die hydraulischen Zylinder Nr. 4 ein, die die Ventile Nr. 5 betätigen. Aus den Arbeitszylindern Nr. 4 strömt die Flüssigkeit in den Behälter Nr. 6, woraus das Pumpensystem Nr. 2 diese absaugt.

Ein konkretes Beispiel für die Volumensteuerung zeigt die Abb. 4 (Japanisches Patentnummer 46-22962). Die Pumpe Nr. 10 drückt die Flüssig-

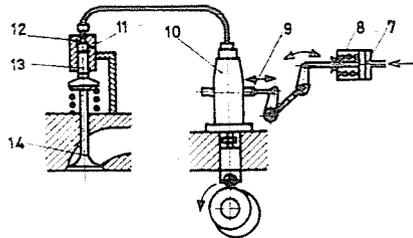


Abb. 4. Das konkrete Beispiel der hydraulischen Volumensteuerung

keit in den Raum des hydraulischen Zylinders Nr. 12, wo der Zylinder Nr. 13 auf die Ventile Nr. 14 wirkt. Der Pumpenzylinder steht mit einer Zahnstange in Verbindung, die durch den Servomotor Nr. 8 betätigt wird. Die Steuerung erfolgt durch das Volumen Nr. 7.

Die Veränderung des aktiven Kolbenhubes der Pumpe Nr. 10 kann am Anfang und auch am Ende der Flüssigkeitseinspritzung erfolgen, als dessen Ergebnis die Steuerwinkel einer Änderung unterworfen worden. Aus den Be-

triebserfahrungen anderer Gasölpumpen (z. B. Bosch) ist bekannt, daß die Betriebsinstabilität der Kolbenpumpen mit der Abnahme der in einem Zyklus eingespritzten Flüssigkeitsmenge zunimmt. Darauf muß bei der konkreten Ausführung besonders geachtet werden.

Der Kolben Nr. 13 des hydraulischen Zylinders kann ebenfalls eine Bosch-Steuerung haben, die trotz der Kompliziertheit des Steuersystems gewisse Vorteile bietet.

Das den Mechanismus beschreibende dynamische Modell entspricht dem des aus der Mechanik bekannten Schieber-Mechanismus, dessen Funktion in dem gegebenen Fall die Arbeitsflüssigkeit übernimmt. Bekanntlich führt die Flüssigkeitselastizität zu einer Verzerrung der idealen kinematischen Funktionen, die zu der Veränderung der Bewegungsgesetze der Steuerung bzw. der Ventile führen kann. Außerdem wird die Dynamik der Ventilsteuerung in nicht zu vernachlässigbarem Maße durch den Wellencharakter der in den Rohrleitungen und in den Volumina aufbewahrten Flüssigkeiten beeinflusst, falls diese bedeutende Volumina haben. Den Nachteil der Steuerung mit Drosselventil bildet der äußerst geringe Systemwirkungsgrad: die bei der Drosselung der Flüssigkeit und beim Schließen der Ventile entstehenden hydraulischen Verluste, der zur Richtungsänderung des Schieber-Schließelementes erforderliche bedeutende Zeitaufwand, die Notwendigkeit der Anwendung tolerierter Maschinenelemente und die Kompliziertheit der Schiebersteuerung verursachen den schlechten Wirkungsgrad.

Eine, als Beispiel für die optimale hydraulische Ventilsteuerung eines Motors durchgeführte Analyse bezeugt infolge des großen Einflusses der Flüssigkeitsinkompressibilität die Schwierigkeiten der erforderlichen Kräfteflußrealisation.

Die elektromagnetische Ventilsteuerung besteht aus zwei grundlegenden Teilen: aus dem die Impulse erzeugenden Block und dem betätigendem Elektromagnet. Die Abb. 5 zeigt auf Grund des USA-Patentes Nr. 3882833 die Skizze

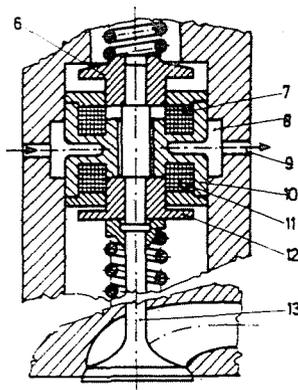


Abb. 5. Die elektromagnetisch gesteuerte Wicklung

der Einrichtung. Die elektromagnetischen Steuerwicklungen (7) und (11) sind im Gehäuse (10) untergebracht. Die Eisenkerne (6) und (12) sind an der Ventilstange (13) befestigt. Das Elektromagnet ist mit Flüssigkeitszwangskühlung versehen, die Flüssigkeit strömt in das Volumen Nr. 8 ein, und fließt durch das Rohr Nr. 9 ab. Wenn die Wicklung Nr. 11 einen Impuls erhält, so wird der Eisenkern 12 zum Gehäuse gezogen und das Ventil schließt sich. Wenn die Wicklung 7 einen Impuls erhält, so öffnet sich das Ventil.

Die praktische Ausführung der angegebenen Steuerung ist schwerfällig, da sie schnellwirkende Hochleistungsmagnete bestimmter Maße, sowie Systeme zu ihrer erforderlichen Zwangskühlung verlangen.

Auf eine andere Weise funktioniert die durch das Firma Bosch patentierte elektrohydraulische Ventilsteuerung. Diese wird hydraulisch betätigt, die Hydraulikflüssigkeit wird über elektrische Ventile gesteuert.

### Die ausführliche Untersuchung des elektrohydraulischen Systems

Am Lehrstuhl für Diesellokomotiven der Moskauer Universität für Eisenbahningenieurwesen wurde die elektrohydraulisch betätigte optimal weiche Steuerung für die Fahrzeugverbrennungsmotoren der Zukunft ausgearbeitet.

Da die Realisation einer zuverlässigen mechanischen Steuerung mit einem regelbaren Einlaßquerschnitt ( $f$ ) konstruktiv und technologisch recht schwierig ist, so ist aus den elastischen Systemen die elektrohydraulische Ventilsteuerung am zweckmäßigsten.

Solche elektrohydraulische Lösung der Ventilsteuerung wirkt auch günstig auf das Entstehen neuzeitlicher Dieselmotoren aus.

Die elektrohydraulische Ventilsteuerung stellt eine Symbiose, bzw. eine Einheit der elektrischen und hydraulischen Systeme dar. Sie vereinigt ihre Vorteile hinsichtlich des geforderten schnellen Betriebes, der möglichen Regelung der Steuerung bzw. der Veränderung der Ventilbewegungsgesetze.

Die elastischen Steuerungen anderer Art verfügen über wesentliche Nachteile, und ihre Verwendung für mittelschnell- und schnelllaufende Motoren verursachen gewisse Probleme.

Das Bewegungsgesetz der elektrohydraulisch gesteuerten Ventile hängt von äußerst vielen (elektrischen, mechanischen und hydraulischen) Einflußgrößen ab, deren experimentelle Kontrolle und die Auswahl ihrer optimalen Kombination recht schwierig ist.

Es wurde festgestellt, daß zum Entwurf der elektrohydraulischen Ventilsteuerung mehr als 40 solche Konstruktions- und Betriebsparameter berücksichtigt werden sollen, deren Veränderung den Betrieb der Steuerung bedeutend beeinflussen. Zu den wichtigsten gehören die nachstehenden Faktoren: der im Behälter herrschende Druck, der Zylinderdurchmesser, der Hub und



werden soll, wobei der in den Verbindungsrohren entstehende hydraulische Widerstand auch zu beachten ist.

Die vereinfachende Annahme der eindimensionalen Strömung ist zutreffend, da die Länge der den Behälter mit dem hydraulischen Zylinder verbindenden Rohrleitung um mehrere Größenordnungen höher liegt, als der Rohrleitungsquerschnitt. Wird angenommen, daß die Flüssigkeitsbewegung isotherm abläuft, so muß berücksichtigt werden, daß dies nur auf zähe Flüssigkeiten zutrifft, z. B. auf Gasöl, das sich beim Komprimieren um einen Druckwert von  $10 \cdot 10^3$  MPa nur um  $1^\circ\text{K}$  erwärmt.

### Das mathematische Modell des elektrohydraulischen Ventilsteuerung

Für die Beschreibung der in den Rohrleitungen der elektrohydraulischen Ventilsteuerung sich ausbildenden Arbeitsflüssigkeitsbewegung wird die Analogie mit den die elektrische Stromfortpflanzung in Leitungen beschreibenden Differentialgleichungen (Telegraphengleichung) verwendet, die unter Beachtung der endlichen Wellendämpfung in folgender Form ausgedrückt werden kann:

$$\left. \begin{aligned} P(t, x_i) &= \left[ F_i \left( t - \frac{x_i}{a_i} \right) - W_i \left( t + \frac{x_i}{a_i} \right) \right] \cdot e^{-K_i t} + P(0, x_i) \\ C(t, x_i) &= \left[ F_i \left( t - \frac{x_i}{a_i} \right) + W_i \left( t + \frac{x_i}{a_i} \right) \right] \cdot \frac{e^{-K_i t}}{a_i \cdot \rho_i} + C(0, x_i) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

- wobei  $F_i$  und  $W_i$  — die fortlaufende und reflektierte Druckwelle,  
 $P(0, X_i)$  und  $C(0, X_i)$  — den Flüssigkeitsdruck und -geschwindigkeit im Anfangszeitpunkt,  
 $t$  — die Zeit,  
 $K_i$  — den hydraulischen Widerstandskoeffizienten,  
 $a_i$  und  $\rho_i$  — die mittlere Schallgeschwindigkeit und die Flüssigkeitsdichte bezeichnen.

Die Gl. (1) soll zusammen mit den die Eindeutigkeitsbedingungen beschreibenden Gleichungen, also mit den Anfangs- und Randbedingungen gelöst werden.

Die Anfangsbedingungen können in folgender Form geschrieben werden: — für die Rohrleitung

$$P(0, X_i) = P_{\text{akk}} \text{ und } C(0, X_i) = 0 \quad (4)$$

wobei  $P_{\text{akk}}$  den Behälterdruck bezeichnet;

— für den Behälter ( $x_i = 1_i$ ), wobei  $l_i$  die Rohrleitungslängen zwischen dem Behälter und den Elektromagneten bezeichnet:

$$\left. \begin{aligned} P(t, l_i) &= P_{akk} \\ W_i \left( t + \frac{l_i}{a_i} \right) &= F_i \left( t - \frac{l_i}{a_i} \right) \cdot e^{-\kappa_i \frac{l_i}{a_i}} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Bei den Ventilen ändern sich die Randbedingungen während der Arbeitszyklenzeit. Im allgemeinen können für ein Ventil die Randbedingungen wie folgt ausgedrückt werden:

$$- C(t, 0) \cdot f_R = \mu f_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|p(t, 0) - P_{el}|} \quad (6)$$

$$\alpha \cdot V_{el} \cdot \frac{dp}{dt} = -\sigma_1 \cdot \mu f_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_{el} - P_h|} - C(t, 0) \cdot f_R - \mu f_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_{el} - P_0|} \quad (7)$$

$$\alpha \cdot V_h \cdot \frac{dp_h}{dt} = \sigma_1 \cdot \mu f_3 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{|P_{el} - P_h|} - F_h \cdot C \quad (8)$$

wobei  $V_{el}$  und  $V_h$  — das Volumen des Elektromagneteninnenraumes, bzw. das Volumen oberhalb des Arbeitszylinders (Bezeichnungen siehe in Abb. 6).

$F_h$  und  $F_{szt}$  — die Flächen des Hydraulikzylinders und des Ventiltellers;

$$\frac{dy}{dt} = C \quad (9)$$

$$\frac{dc}{dt} = \frac{1}{m} (P_h \cdot F_h - ky_0 - ky - mg - P_g \cdot F_{szt}) \quad (10)$$

$y$  und  $C$  — die Lage und die Geschwindigkeit des Ventils;  
 $K$  und  $Ky_0$  — die Anfangsvorspannung und die Vorspannung des Ventildedersatzes;  
 $m$  — die bewegten Massen des Systems bezeichnen.

Für die Einheitsfunktion  $\sigma_1$  gilt:

$$\sigma_1 = \begin{cases} +1 \rightarrow \text{wenn } P_{el} \geq P_h \\ -1 \rightarrow \text{wenn } P_{el} < P_h \end{cases}$$

Die Gleichungen (6) und (8) bestimmen im wesentlichen das momentane Gleichgewicht des Arbeitsflüssigkeitsverbrauches in den Arbeitsvolumina,

oder zwischen den Rohrleitungen und den elektromagnetischen Elementen. Die Ausdrücke (9) und (10) beschreiben die Dynamik der im System vorhandenen bewegten Massen.

Die Lösung des Angegebenen Gleichungssystem kann mit den Runge—Kutta'schen, Euler'schen oder mit anderen Verfahren mit gliedweiser Integration unter Zuhilfenahme einer elektronischen Rechenmaschine erfolgen.

Während der Durchführung der Berechnung soll beachtet werden, daß sich die Randbedingungen während einer Ventilarbeitungszyklenperiode ändern. Um die Randbedingungen bestimmen zu können, wird der gesamte Arbeitszyklus des Ventils in Abschnitte zerlegt:

— Der *erste Abschnitt* dauert von dem Zeitpunkt der Abgabe des elektrischen Impulses auf die Elektromagnetenwicklung bis zum Anfangszeitpunkt der Ventilbewegung (Einlaßanfang). Am Ende dieses Abschnittes lautet die Randbedingung:

$$P_h \geq \frac{ky_0 + mg - P_g}{F_h}$$

wobei  $P_g$  den Gasdruck im Zylinder des Verbrennungsmotors bezeichnet;

— Der *zweite Abschnitt* dauert zum Augenblick der vollständigen Ventilöffnung, also bis  $Y = Y_{\max}$ .

— Im *dritten Abschnitt* ist das Ventil vollständig geöffnet, sein Querschnitt hat den maximalen Wert erreicht, es gilt also

$$t = t_{el} + t$$

wobei  $t_{el}$  — die Stromabschaltzeit des Magneten,

$t$  — die Abmagnetisierungsverzögerung bedeuten.

— Der *vierte Abschnitt* dauert bis zum Aufschlagen am Ventilsitz, also bis zum Augenblick mit  $y = 0$ .

— Der *fünfte Abschnitt* dauert ab Augenblick des Ventilschleißens bis zur Abgabe des darauffolgenden elektrischen Impulses, also bis zum Anfang des ersten Abschnittes.

Bei fixierter Stellung der Ventile werden die Berechnungen mit Hilfe der Gleichungen (6) und (8), bei beweglichen Ventilen werden sie mit Hilfe der Gleichungen (6) und (10) durchgeführt.

Die rechen-technische Datenverarbeitung erfordert die Kenntnis der Gesetze der zeitlichen Veränderung der Größen  $P_g$ ,  $\mu f_1$  und  $\mu f_2$  für jeden konkreten Betriebsfall. Die zahlenmäßigen Werte von  $P_g$  können auf Grund des Indikatordiagrammes bestimmt werden. Es genügt auch eine näherungsweise Annahme des Gasdruckes.

Die Änderung des effektiven Öffnungsquerschnittes kann auf Grund der statischen Durchflußkennzahlen der Drosselventile mit Hilfe von Kurven, die

relative Änderung der Ventildbewegung aber aus den ausgewählten Phasen der Ventilsteuerung und den Kenngrößen der schnellwirkenden Elektromagnete bestimmt werden.

Die ausgearbeitete Methode besitzt einen universellen Charakter und ermöglicht die Bewertung vieler, auf elektrohydraulisch gesteuerte Ventile wirkenden Parameter.

Auf Grund der Rechenergebnisse mit vielen Variationen wird die Optimal- oder die Kompromißlösung ausgewählt, die danach experimentell kontrolliert werden kann.

### Berechnungs- und Versuchsergebnisse

Die Berechnungen wurden unter Anwendung elektronischer Rechenmaschine von den Typen ESZ-1030 und Nairi-3 durchgeführt. Die Daten die zu der Berechnung herangezogenen Fahrzeugdieselmotorfamilie beinhaltet die Tabelle 3.

Tabelle 3

Motoren-Anwendungsgebiet	Motorkenngrößen		
	Zylindervolumen ( $10^{-3}\text{m}^3$ )	Drehzahl ( $\text{s}^{-1}$ )	Auflade- Überdruck (MPa)
Kraftfahrzeug	0,6...1,85	25...35	0...0,2
Traktor	1,02...1,58	25...30	0
Diesellokomotive } Schiff }	5,1...26,2	12...25	0,16...0,3

Auf Grund der erwähnten Berechnungen wurde festgestellt, daß sich für mittel- und schnelleufende Autotype bei den nachstehenden Ausgangsdaten von  $m = 0,355 \text{ kg}$ ,  $k = 11 \cdot 10^3 \text{ Nm}^{-1}$ ,  $KY_0 = 180 \text{ N}$  und  $Y_{\max} = 14,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  die berechneten Daten der Ventilkonstruktion zu den Größen von

$$F_h = 56,7 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2; \quad V_h = 4,25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3; \quad V_l = 3,22 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3;$$

$$P_{\text{akk}} = 1,3 \cdot 10^7 \text{ Nm}^{-2}; \quad \mu f_1 = 0,9 \text{ mm}^2; \quad \mu f_2 = 0,5 \text{ mm}^2;$$

$$\mu f_3 = 1,5 \text{ mm}^2$$

ergeben.

Die Stromabschaltzeit des Elektromagneten beträgt  $t_{\text{el}} = 33 \cdot 10^{-3} \text{ s}$ , die übrigen Maße der Konstruktion sind: Rohrleitungslänge  $l = 0,56 \text{ m}$ , der Außen- bzw. Innendurchmesser der Rohrleitung  $10^{-2} \text{ m}$  und  $0,4 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ . Als Arbeitsflüssigkeit wurde Gasöl verwendet.

Die Grundelemente der elektrohydraulischen Ventilsteuerung sollen mit niedrigem Gewicht und mit möglichst geringen Maßen ausgeführt werden. Der zuverlässige Motorbetrieb soll trotz den kleinen Abmessungen gesichert werden.

Die hydraulische Einrichtung besteht aus einer den benötigten Arbeitsflüssigkeitsdruck im Behälter aufrechterhaltenden Pumpe, und einem Hydraulikzylinder und mit Sicherheitsventilen versehenen Verbindungsrohrleitungen.

Die hydraulische Pumpe kann einzeln angetrieben werden, oder sie kann kinematisch mit dem Motor verbunden sein, die aber eine Leistungsabnahme des Dieselmotors um 2–3% verursacht. Bei gewöhnlichen mechanischen Ventilsteuerungen liegt die Leistungsaufnahme um 0,5–1%. In einem gegebenen Fall kann durch Wahl eines rationellen Ventildrucksatzes — wozu weichere Feder auch geeignet sind — die erforderliche Leistung gesenkt werden, wozu aber die Sicherung der Randbedingungen aller Betriebszustände der Form von

$$P_{\text{aus}} \cdot f \leq k \cdot y_0$$

gesichert werden soll, wobei

- $P_{\text{aus}}$  — den Maximaldruck des Gases in der Auspuffrohrleitung;  
 $f$  — die Ventiloberfläche in der Auspuffleitung bezeichnen.

Bei Motoren mit Stoßaufladung liegen die zur Steuerung der elektrohydraulisch gesteuerten Ventilen erforderlichen Leistungen naturgemäß um 50–70% höher als die zu den isobar aufgeladenen Motoren (System Büchi) erforderlichen.

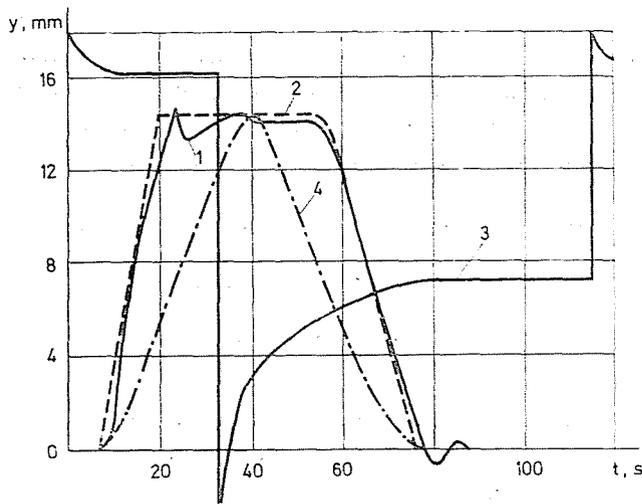


Abb. 7. Die Ergebnisse der Berechnungen des elektrohydraulisch gesteuerten Ventils

Die experimentellen Untersuchungen haben die Richtigkeit der getroffenen Annahmen bestätigt.

Die Abb. 7 zeigt die experimentell aufgenommenen und die berechneten Funktionen der Bewegungen von den Einlaß- und Auslaßventilen im Falle eines Motors für mittelschweren Betrieb mit der gewöhnlichen mechanischen (Kurve 4) und der neuen elektrohydraulischen (Kurve 2) Steuerung, wobei die Kurbelwellendrehzahl  $11,7 \text{ s}^{-1}$  betrug. Die Kurve 3 zeigt den Änderungscharakter des elektrischen Impulses, die Kurve 1 stellt die mit Hilfe der elektronischen Rechenmaschine gewonnenen Funktionen dar.

Der grundlegende Unterschied zwischen den Kenngrößen der Ventilbetätigung der elektrohydraulischen und mechanischen Ventilsteuerung besteht darin, daß (in Abhängigkeit von dem Motortyp) der Zeitquerschnitt der Ventile um 25—30% zunimmt, der eine bedeutende Reserve für die Verbesserung der Gaswechselfvorgänge und der technisch-wirtschaftlichen Kenngrößen bedeutet.

### Zusammenfassung

Für die Verbrennungsmotoren wurde eine neuartige elastische Ventilsteuerung entwickelt. Die Eigentümlichkeit der Steuerung ist die fehlende starre mechanische Verbindung zwischen den Ventilen und der Kurbelwelle, die eine Regelung der Kenngrößen der Einlaß- und Auslaßventile in Abhängigkeit von den verschiedenen Motorbetriebszuständen ermöglicht. Solche Steuerung ist für mittelschnell- und schnelllaufende Motoren günstiger.

Es wurde das mathematische Modell der elektrohydraulischen Ventilsteuerung angefertigt, um das Entwerfen der Betriebsbedingungen der Steuerung mit Hilfe elektronischer Rechenmaschine sowie die Auswahl der optimalen geometrischen Maße ermöglichen zu können.

An Motoren mittelschweren Typs wurde das Funktionieren der elektrohydraulischen Ventilsteuerung kontrolliert. Ein Vergleich der gewonnenen Ergebnisse zeigte ein Übereinstimmen zwischen den berechneten und experimentell gewonnenen Ergebnisse mit einer Genauigkeit von 5—8%. Die elektrohydraulische Steuerung sichert gegenüber der mechanischen einen um 25—35% größeren Zeitquerschnitt, der eine bedeutende Reserve für die Verbesserung der technisch-wirtschaftlichen Kenngrößen von Motoren bildet.

Valerij Nikolajevics VASZILJEV: H-1026 Budapest II., Szilágyi Erzsébet fasor  
63. III. em. 10.