

## DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro **Jaroslava K O S T A**

odbor **04-1-04 stavba výrobních strojů a zařízení**

Protože jste splnil..... požadavky učebního plánu, zadává Vám vedoucí katedry ve smyslu směrnic ministerstva školství o státních závěrečných zkouškách tento diplomový úkol:

Název tématu: **Kinematika a dynamika rozvedu OHV**

### Pokyny pro vypracování:

1. Proveďte literární rešerši řešení rozvedového mechanismu OHV s přihlédnutím k pružnosti mechanismu a rámcově zhodnoťte jednotlivé způsoby řešení.
2. Optimální způsob výpočtu aplikujte na zvolený typ provedení motoru (přihlédněte k výpočtovým možnostem).
3. Navrhněte zkušební zařízení k ověření výpočtové metody. Při návrhu uvažujte zvolený typ motoru a při realizaci použijte hotových dílů.
4. Ověřte experimentálně kinematické vlastnosti sledovaného rozvedového mechanismu a získané výsledky porovnejte s provedeným výpočtem.

Autorské právo se řídí směrnicemi MŠK pro státní závěrečné zkoušky č. j. 31 727/62-III/2 ze dne 13. července 1962-Věstník MŠK XVIII, sešit 24 ze dne 31.8.1962 § 19 autorského zákona č. 115/53 Sb.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÁ A TEXTILNÍ  
Ústřední knihovna  
LIBEROV 1, STUDENTSKÁ 5

V 109 / 1969 S

Rozsah grafických laboratorních prací: **soustava zkušebního zařízení**  
**detailní výkresy dle potřeby výroby**  
Rozsah průvodní zprávy: **60 - 70 stran textu včetně tabulek a grafů**

Seznam odborné literatury: **J. Keželešník:** **Dynamika strojů, SNTL**  
**W.M. Dudley:** **New Methods in Valve Cam Design**  
**SAE Quarterly Transactions, vol.2,**  
**N 1.**  
**D.A. Steddart:** **Polydyne Cam Design,**  
**Machine Design, vol. 25, NN 1 - 3**  
**Ju.A. Kegan:** **Устойчивость верхнеклапанных газораспре-**  
**делительных механизмов против вибрации.**  
**Автомобильная промышленность №. 4/1958**

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Červinka CSc.**

Konzultanti:

Datum zahájení diplomové práce:

Datum odevzdání diplomové práce: **10. července 1969**



*ku!*

vedoucí katedry

*Ktus*

děkan

*V 109/89*

V **Liberci**

dne **15. dubna**

196 **9**

**VŠST LIBEREC**

**FAKULTA STROJNÍ**

**Strana č. 1**

**5.července 1969**

**Jaroslav Kost**

**K I N E M A T I K A   A   D Y N A M I K A**  
**R O Z V O D U   O H V**

O b s a h :

|                                                              |          |
|--------------------------------------------------------------|----------|
| 1.0.0 Dynamika rozvodového mechanismu.                       | str. č.5 |
| 1.1.0 Jednohmotová náhradní soustava                         | 5        |
| 1.1.1 Stanovení tuhosti náhradního systému                   | 6        |
| 1.1.2 Stanovení redukované hmoty náhradního systému          | 6        |
| 1.1.3 Pohybové rovnice náhradní soustavy                     | 8        |
| 1.1.4 Narušení kinematické vazby                             | 15       |
| 1.2.0 Dvouhmotová náhradní soustava                          | 17       |
| 1.3.0 Harmonická analýza pohybu ventilu                      | 19       |
| 1.4.0 Vačky s plynulou změnou zrychlení                      | 24       |
| 1.5.0 Zhodnocení jednotlivých výpočtových metod              | 24       |
| 2.0.0 Kinematika rozvodového mechanismu s harmonickou vačkou | 25       |
| 3.0.0 Rozvodový mechanismus motoru M 630                     | 26       |
| 3.1.0 Technická data                                         | 26       |
| 3.2.0 Časování ventilů                                       | 26       |
| 3.3.0 Tvar vačky a kinematika rozvodu                        | 28       |
| 3.4.0 Dynamický výpočet rozvodového mechanismu               | 30       |
| 3.4.1 Výpočet tuhosti ventilových pružin                     | 30       |
| 3.4.2 Výpočet předpětí pružin                                | 31       |
| 3.4.3 Určení tuhosti ostatních částí rozvodu                 | 31       |
| 3.4.4 Stanovení redukovaných hmot součástí mechanismu        | 33       |

|                                                                                 |    |
|---------------------------------------------------------------------------------|----|
| 3.4.5 Řešení pohybu ventilu                                                     | 34 |
| 4.0.0 Měření na rozvodovém mechanismu motoru<br>M 630                           | 37 |
| 4.1.0 Popis měřicí metody                                                       | 37 |
| 4.1.1 Derivační obvod R-C                                                       | 44 |
| 4.1.2 Integrační obvod R-C                                                      | 45 |
| 4.1.3 Praktické provedení integračního a<br>derivačního obvodu- přepínač funkcí | 46 |
| 4.1.4 Výpočet měřítek                                                           | 47 |
| 4.2.0 Popis zkušebního zařízení                                                 | 50 |
| 4.3.0 Vlastní měření                                                            | 52 |
| 4.3.1 Porovnání výpočtu a měření                                                | 56 |
| 4.3.2 Záznamy průběhů zdvihu, rychlosti a<br>zrychlení ventilu                  | 57 |
| 4.4.0 Zhodnocení měřicí metody                                                  | 72 |
| Závěr                                                                           | 73 |
| Seznam použité literatury                                                       | 74 |

Úv\_o\_d

Zvyšování výkonu spalovacích motorů, spojené s růstem otáček, kladé zvýšené nároky také na rozvodový mechanismus. Projevuje se vliv pružnosti jednotlivých částí rozvodového mechanismu a vliv setrvačných sil na pohyb ventilu. Ventil nesleduje přesně navrženou zdvihovou čáru, ale kmitá kolem ní, někdy se značnou amplitudou. To má za následek zvýšené namáhání součástí rozvodového mechanismu, jejich zvýšené opotřebení a také větší hlučnost při provozu motoru. Pružnost rozvodu může také způsobit změnu časování ventilů a tím nepříznivě ovlivnit výkon motoru.

V předložené diplomní práci je uvedena několik možností řešení rozvodového mechanismu jako soustavy pružných těles. Je navržena měřicí metoda a snimač pohybu ventilu. Výpočet i měření je aplikováno na případ sacího ventilu motoru M 630.

### 1.0.0 DYNAMIKA ROZVODOVÉHO MECHANISMU

Se zvyšováním provozních otáček spalovacích motorů se stále více projevuje vliv pružnosti jednotlivých částí rozvodového mechanismu na průběh zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu. V praxi se vliv pružných deformací a setrvačných sil projeví zvýšeným namáháním všech součástí rozvodového mechanismu, zvýšeným hlukem, odrazem ventilu od sedla, atd.

Přesné početní řešení pohybu ventilu by bylo velmi obtížné a proto výpočet je nutno provádět za některých zjednodušujících předpokladů.

#### 1.1.0 Jednohmotová náhradní soustava

Nejjednodušší náhradní soustavou je soustava, jež má všechny hmoty redukovány do osy ventilu a pružné části rozvodu jsou nahrazeny pružinou. Redukce hmot a tuhostí se provádí na základě stejné kinetické energie skutečného a náhradního systému. Schema tohoto systému je na obr. 1.

### 1.1.1 Stanovení tuhosti náhradního systému

Jsou-li známy tuhosti jednotlivých členů rozvodového mechanismu, pak celková tuhost redukováná do osy ventilu se vypočte ze vztahu:

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{k_2} + \frac{1}{L^2} \left( \frac{1}{k_3} + \frac{1}{k_4} \right)}$$

kde:  $k_1$  - tuhost ventilové pružiny

$k_2$  - tuhost vahadla, čepu vahadla a součástí  
upevnění vahadla k hlavě

$k_3$  - tuhost zdvihátka a zvedací tyčky

$k_4$  - tuhost vačkového hřídele

$L = \frac{a}{b}$  - poměr ramen vahadla

Pro značnou tvarovou složitost některých součástí rozvodového mechanismu je početní určení celkové tuhosti obtížné. Je proto výhodné použít experimentálního ověření tuhosti rozvodu.

Praktické ověření tuhosti rozvodového mechanismu je ukázáno při výpočtu rozvodu motoru M630.

### 1.1.2 Stanovení redukové hmoty náhradního systému

Jak již bylo uvedeno, redukce hmot všech součástí rozvodového mechanismu do osy ventilu se provádí z rovnosti kinetických energií původního a



náhradního systému.

Redukovaná hmota sestává:

1/ Z hmoty ventilu, talířku, zámků a  $1/3$  hmoty ventilo-  
vých pružin.

$$m_{r1} = m_v + \frac{1}{3} m_p$$

2/ Z hmoty vahadla, které se určí ze vztahu

$$m_{r2} = \frac{I_0}{a^2}$$

$I_0$  - moment setrvačnosti vahadla

$a$  - rameno vahadla na straně ventilu

3/ Z hmoty zvedací tyčky

$$m_{r3} = \frac{m_t}{3L^2}$$

Tyčku zde uvažujeme jako pružinu.

4/ Z hmoty zdvihátka

$$m_{r4} = \frac{m_z}{L^2}$$

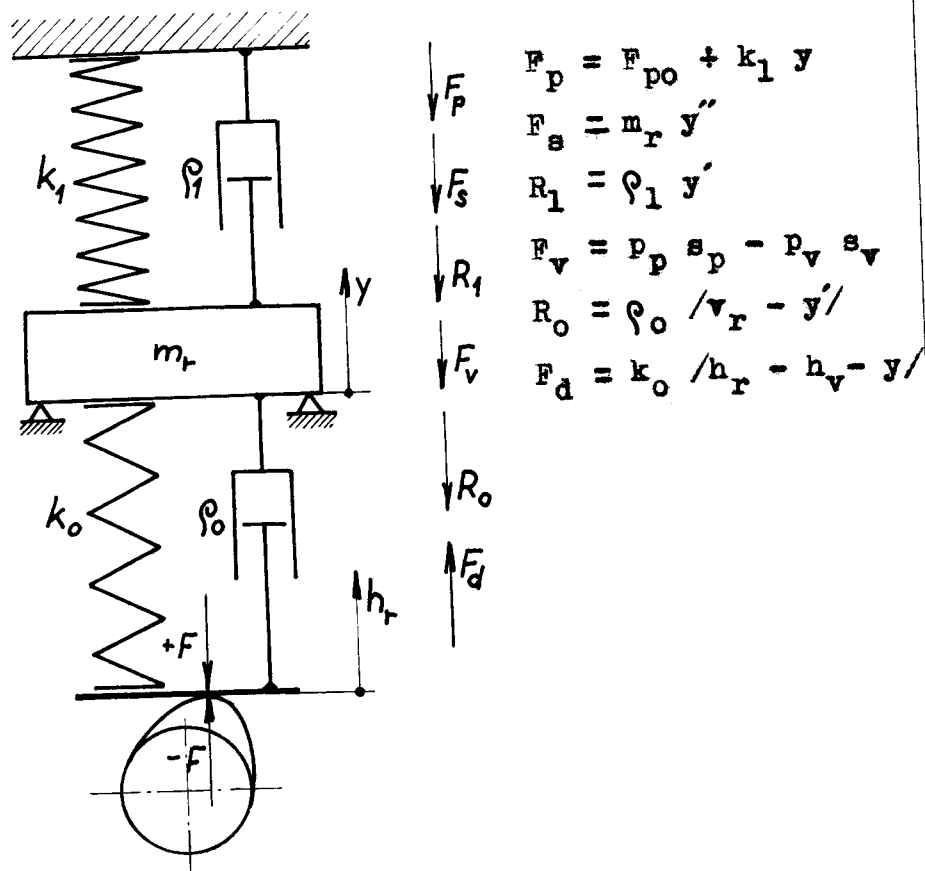
Celková hmota soustavy:

$$m_r = m_{r1} + m_{r2} + m_{r3} + m_{r4}$$

po dosazení:

$$m_r = m_v + \frac{1}{3} m_p + \frac{I_0}{a^2} + \frac{1}{L^2} \left( \frac{m_t}{3} + m_z \right)$$

### 1.1.3 Pohybové rovnice náhradní soustavy



obr. 1

#### Použitá označení:

- $k_1$  - tuhost ventilové pružiny
- $k_o$  - redukovaná tuhost rozvodu
- $\rho_1$  - tlumení pohybu ventilu
- $\rho_o$  - tlumení pohybu součástí se strany zdvihátka
- $m_r$  - redukovaná hmota soustavy
- $y$  - zdvih ventilu
- $h_r$  - zdvih redukované vačky /  $L_x$  větší než zdvih vačky v původním mechanismu/.

$v_r$  - rychlost redukované vačky  
 $a_r$  - zrychlení redukované vačky  
 $F_p$  - síla ventilové pružiny  
 $F_{po}$  - předpětí ventilové pružiny  
 $F_s$  - setrvačná síla  
 $R_l$  - tlumicí síla ventilu  
 $R_o$  - tlumicí síla zdvihátka  
 $F_d$  - síla, způsobená deformací mechanismu  
 $h_v$  - ventilová vůle  
 $F_v$  - síla plynů působících na ventil  
 $p_v$  - tlak plynů se strany válce  
 $p_p$  - tlak plynů se strany kanálu  
 $s_v$  - plocha talíře ventilu se strany válce  
 $s_p$  - plocha talíře ventilu se strany kanálu

Při zanedbání tíhových sil jednotlivých součástí musí podle uvedeného obrázku platit:

$$F_p + F_s + R_l + F_v + R_o - F_d = 0 \quad /1.1/$$

Dosazením za jednotlivé síly do této rovnice dostaneme pohybovou rovnici soustavy:

$$F_{po} + k_1 y + m_r \ddot{y} + \rho_1 \dot{y}' + F_v + \rho_o / v_r - y' / -k_o / h_r - h_v - y / = 0$$

po úpravě

$$m_r \ddot{y}' / \rho_1 - \rho_o / y' + k_1 + k_o / y = -F_{po} - F_v + k_o / h_r - h_v / - \rho_o v_r$$

/1.2/

Pro řešení rovnice /1.2/ vzhledem k y ji přepíšeme do tvaru:

$$y'' + \frac{\rho_1 - \rho_0}{m_r} y' + \frac{k_1 + k_0}{m_r} y = \frac{k_0}{m_r} / h_r - h_v - \frac{F_{p0} + F_v}{k_0} / - \frac{\rho_0}{m_r} v_r$$

/1.3/

Označíme-li

$$\frac{k_1 + k_0}{m_r} = \Omega^2; \quad \frac{\rho_1 - \rho_0}{m_r} = R$$

dostaneme po dosazení:

$$y'' + R y' + \Omega^2 y = \frac{k_0}{m_r} / h_r - h_v - \frac{F_{p0} + F_v}{k_0} / - \frac{\rho_0}{m_r} v_r$$

/1.4/

Kde R je tlumení soustavy a  $\Omega$  je kruhová frekvence vlastních kmitů netlumené soustavy.

Rovnice /1.4/ popisuje pohyb ventilu s ohledem na pružnost jednotlivých součástí a s ohledem na setrvačné síly.

Řešení této lineární diferenciální rovnice druhého řádu /nehomogenní/ je dáno součtem řešení homogenní rovnice a řešení partikulárního. Homogenní rovnice popisuje vlastní kmitv soustavy. Partikulární řešení vyjadřuje pohyb, který koná redukovaná hmota působením vačkv.

Partikulární řešení lze tedy předpokládat ve tvaru:

$$y_p = \frac{k_0}{m_r \Omega^2} / h_r - h_v - \frac{F_{p0}}{k_0} / - \frac{\rho_0}{m_r \Omega^2} v_r$$

Řešení homogenní rovnice

$$y'' + R y' + \Omega^2 y = 0$$

má tvar

$$y = C_1 e^{q_1 t} + C_2 e^{q_2 t}$$

kde  $q_1, q_2$  jsou kořeny charakteristické rovnice

$$q^2 + R q + \Omega^2 = 0$$

odtud

$$q_{1,2} = -\frac{R}{2} \pm \sqrt{\frac{R^2}{4} - \Omega^2}$$

Konstanty  $C_1, C_2$  se určí z počátečních podmínek,

na př.: pro  $t=0$  platí  $y = 0, y' = 0$

Tím je dáno řešení rovnice /1.3/ pro  $y$ , až na určení hodnot  $\rho_1, \rho_0$ . Tlumení lze určit pouze odhadem, podle zkušeností se stávajícími konstrukcemi, nebo měřením na hotovém rozvodu. Proto se obvykle pro výpočet uvažuje náhradní soustava jako netlumená, čímž se značně zjednoduší a zrychlí výpočet.

Pro  $\rho_1 = \rho_0 = 0$  přejde rovnice na tvar

$$y'' + \frac{k_1 + k_0}{m_r} y = \frac{k_0}{m_r} /h_r - h_v - \frac{F_{p0} + F_v}{k_0} / \quad /1.5/$$

a rovnice /1.4/ přejde na tvar

$$y'' + \Omega^2 y = \frac{k_0}{m_r} /h_r - h_v - \frac{F_{p0} + F_v}{k_0} / \quad /1.6/$$

Řešení této rovnice se opět rozpadá na řešení homogenní rovnice a partikulární řešení. Partikulární řešení má tvar:

$$y_p = \frac{k_o}{m_r \Omega^2} / h_r - h_v - \frac{F_{po} + F_v}{k_o} /$$

Řešení homogenní rovnice

$$y'' + \Omega^2 y = 0$$

má tvar

$$y = A \sin \Omega t + B \cos \Omega t$$

Řešení rovnice /1.6/ bude tedy ve tvaru:

$$y = A \sin \Omega t + B \cos \Omega t + \frac{k_o}{m_r \Omega^2} / h_r - h_v - \frac{F_{po} + F_v}{k_o} /$$

/1.7/

Pro rychlost a zrychlení ventilu zřejmě platí:

$$y' = \Omega A \cos \Omega t - \Omega B \sin \Omega t + \frac{k_o}{m_r \Omega^2} v_r \quad /1.8/$$

$$y'' = -\Omega^2 A \sin \Omega t - \Omega^2 B \cos \Omega t + \frac{k_o}{m_r \Omega^2} a_r \quad /1.9/$$

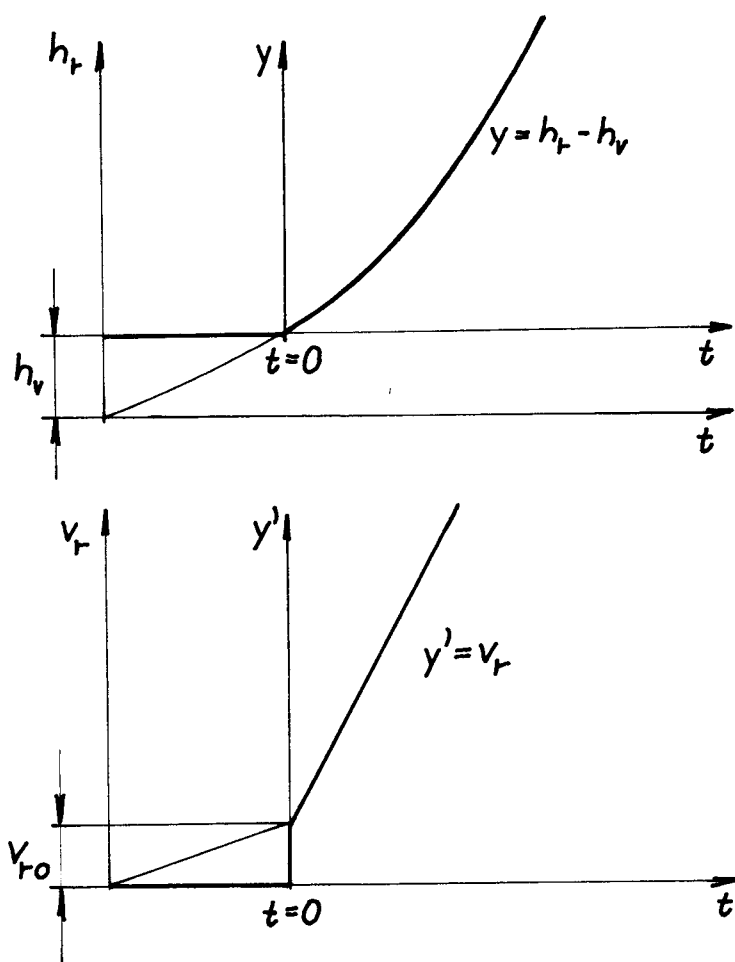
$$\text{kde } v_r = \frac{dh_r}{dt} \quad \text{a} \quad a_r = \frac{d^2 h_r}{dt^2}$$

Konstanty A a B nutno určit z počátečních podmínek, to znamená určit zdvih a rychlost ventilu pro čas  $t=0$ , to je pro okamžik, kdy se ventil začíná pohybovat.

Podle obr.2 zřejmě platí: pro  $t=0$  je  $y=0$  a  $y'$  je rovno nějaké rychlosti mezi 0 a  $v_{ro}$ . Označme tuto rychlost, se kterou se ventil počíná pohybovat, jako  $v$ . Tedy platí:

$$\text{pro } t=0 \text{ je } y=0$$

$$y'=v$$



Obr. 2

Dosazením do /1.7/ dostaneme:

$$0 = B + \frac{k_o}{m_r \Omega^2} / h_r - h_v - \frac{F_{po} + F_v}{k_o} /$$

Protože  $h_r = h_v + \frac{F_{po} + F_v}{k_o}$  je  $B = 0$ .

Z rovnice /1.8/ vyplývá:

$$v = A \Omega + \frac{k_o}{m_r \Omega^2} v_{ro}$$

z toho

$$A = \frac{v}{\Omega} - \frac{k_o}{m_r \Omega^3} v_{ro}$$

A je amplituda kmitů soustavy. Vidíme, že bude největší pro  $v=0$ . Výsledky získané z této podmínky se také nejvíce blíží skutečnosti. Tedy platí:

$$A = - \frac{k_o}{m_r \Omega^3} v_{ro}$$

Po dosazení za A a B do rovnic /1.7, 1.8, 1.9/ bude platit pro zdvih, rychlost a zrychlení ventilu:

$$y = - \frac{k_o}{m_r \Omega^3} v_{ro} \sin \Omega t + \frac{k_o}{m_r \Omega^2} /h_r - h_v - \frac{F_{po} + F_v}{k_o} / \quad /1.10/$$

$$y' = - \frac{k_o}{m_r \Omega^2} v_{ro} \cos \Omega t + \frac{k_o}{m_r \Omega^2} v_r \quad /1.11/$$

$$y'' = \frac{k_o}{m_r \Omega} v_{ro} \sin \Omega t + \frac{k_o}{m_r \Omega^2} a_r \quad /1.12/$$

Dosadíme-li do předchozích vztahů do výrazu  $\frac{k_o}{m_r \Omega^2}$  za  $\Omega^2 = \frac{k_1 + k_o}{m_r}$ , dostaneme:

$$y = - \frac{k_o}{k_1 + k_o} \frac{v_{ro}}{\Omega} \sin \Omega t + \frac{k_o}{k_1 + k_o} /h_r - h_v - \frac{F_{po} + F_v}{k_o} / \quad /1.13/$$

$$y' = - \frac{k_o}{k_1 + k_o} v_{ro} \cos \Omega t + \frac{k_o}{k_1 + k_o} v_r \quad /1.14/$$



$$y'' = \frac{k_o}{k_1 + k_o} \Omega v_{ro} \sin \Omega t + \frac{k_o}{k_1 + k_o} a_r \quad /1.15/$$

Z uvedených vztahů je vidět, že amplituda vlastních kmitů závisí na velikosti výrazu  $\frac{k_o}{k_1 + k_o} \frac{1}{\Omega}$ . Čím je tento výraz menší a čím je menší  $v_{ro}$ , tím menší bude amplituda. To znamená, že z hlediska kmitání soustavy je výhodné, je-li tuhý rozvod a měkká ventilová pružina.

#### 1.1.4 Narušení kinematické vazby

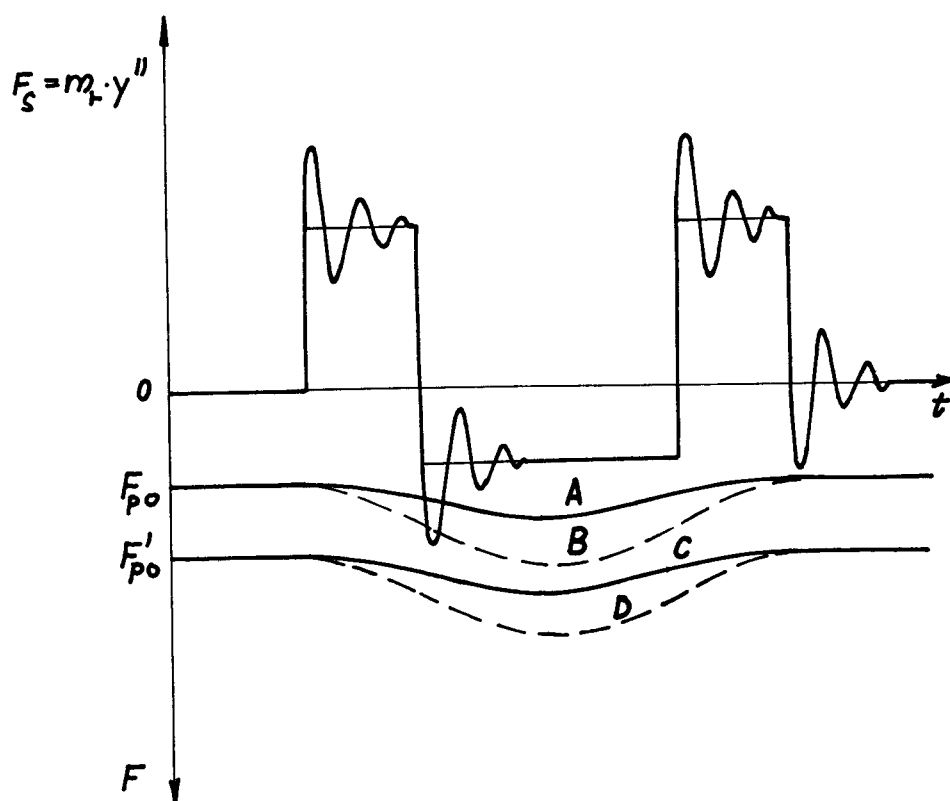
Při pohybu ventilu může dojít k porušení kinematické vazby mezi součástmi rozvodu tehdy, převýší-li setrvačné síly sílu ventilové pružiny. K narušení vazby dochází obvykle v místech změny směru setrvačných sil a po dosednutí ventilu do sedla /odskočení ventilu/.

Podle obr.1 musí pro silový styk součástí platit podmínka  $F > 0$ . Pro  $F \leq 0$  dochází k porušení silového styku, což se obvykle projeví hlučením rozvodu.

Podle rovnice /1.3/ platí pro sílu  $F$  vztah:

$$F = m_r y'' + \rho_1 - \rho_o / y' + /k_1 + k_o / y + \rho_o v_r - k_o / h_r - h_v - \frac{F_{po} + F_v}{k_o} / .$$

Na obr.3 jsou znázorněny průběhy setrvačné síly a přítlačné síly pružiny.



obr.3

Čáry A a C představují měkčí pružinu pro dvě různá předpětí. Čáry B a D znázorňují průběh sil pro tužší pružinu, opět pro tatáž předpětí. Z obrázku je patrné, že je výhodnější použít pružiny s menší tuhostí, ale větším předpětím - čára C. Proti případu D se sníží maximální síla, ale pružina přesto překoná setrvačné síly.

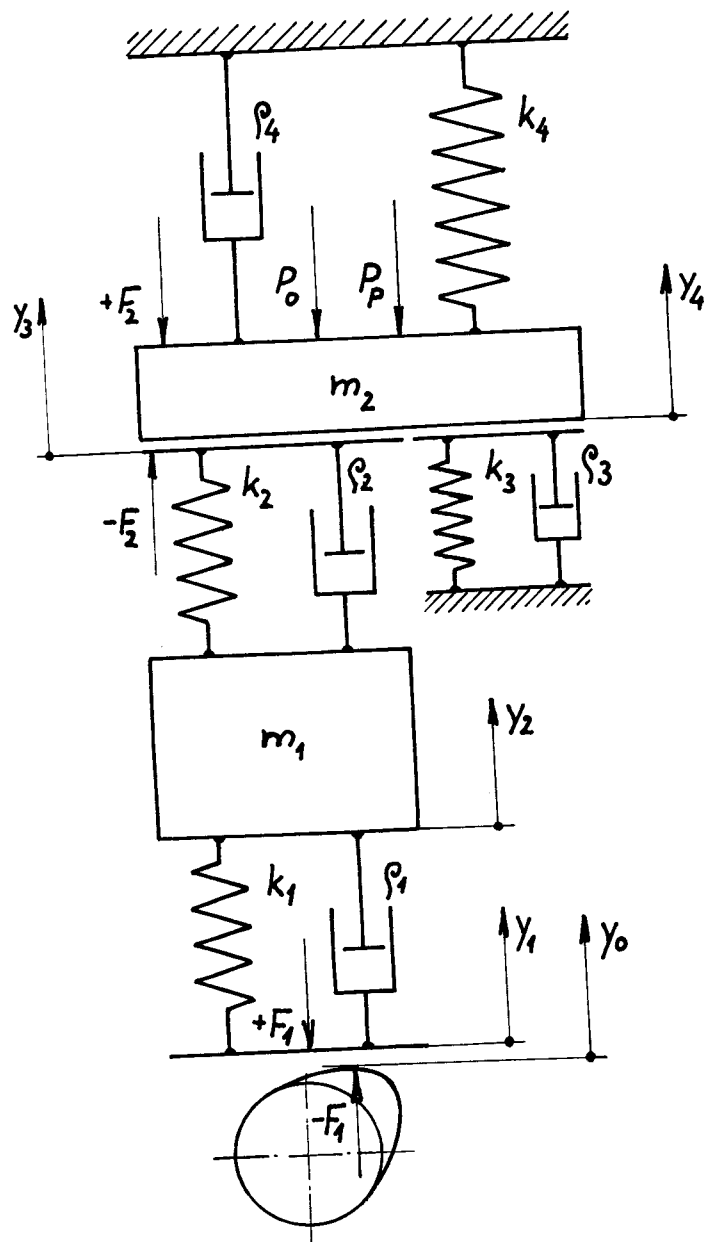
Dojde-li k odskočení ventilu po dosednutí do ventilového sedla, je frekvence tohoto kmitání udána tuhostí ventilových pružin, hmotou ventilu a tlumením pohybu ventilu.

### 1.2.0 Dv ou h m o t o v á n á h r a d n í s o u s t a v a

Pro lepší shodu se skutečností se nahrazuje ventilový rozvod dvouhmotovou /případně i vícehmotovou/ náhradní soustavou. Jedna z možností je uvedena na obr.4. Tento systém se dá popsat soustavou diferenciálních rovnic. Početní řešení je velmi komplikované a proto se podobných dynamických modelů používá k řešení pohybu ventilu na analogových počítačích.

#### Použitá označení:

- $m_1$  - redukovaná hmota zdvihátka a vahadla
- $m_2$  - hmota ventilu /včetně 1/3 hmoty ventilových pružin/.
- $k_1$  - tuhost zdvihátka a zvedací tyčky redukovaná na pohyb ventilu.
- $k_2$  - tuhost vahadla a ventilu
- $k_3$  - tuhost ventilového sedla
- $k_4$  - tuhost ventilových pružin
- $\rho_1$  - tlumení zdvihátka
- $\rho_2$  - tlumení vahadla a ventilu
- $\rho_3$  - tlumení ventilového sedla
- $\rho_4$  - tlumení a pasivní odpory ve vedení ventilu
- $P_p$  - síla od přetlaku ve válci
- $P_0$  - předpětí ventilových pružin
- $F_1$  - síla mezi vačkou a zdvihátkem
- $F_2$  - síla mezi vahadlem a ventilem



Obr. 4

Tento dynamický model lze popsat soustavou  
diferenciálních rovnic:

$$m_2 \ddot{y}_4 + \rho_4 \dot{y}_4 + k_4 y_4 + k_3 y_4 + \rho_3 \dot{y}_4 + P_p + P_o + F_2 = 0$$

$$F_2 + k_2 / y_2 - y_3 / + / \dot{y}_2 - \dot{y}_3 / \rho_2 = 0$$

$$F_1 + k_1 / y_1 - y_2 / + / \dot{y}_1 - \dot{y}_2 / \rho_1 = 0$$

$$m_1 \ddot{y}_1 - F_2 + F_1 = 0$$

Při modelování podobných náhradních dynamických  
soustav je opět zdrojem největších odchylek od sku-  
tečnosti určení tuhostí jednotlivých součástí a  
tlumení jejich pohybu.

### 1.3.0. H a r m o n i c k á a n a l ý z a p o - h y b u v e n t i l u

#### Použitá označení:

$a, \ddot{y}_c$  - zrychlení na vačce

$K$  - algebraický součet koeficientů harmonických

$$K = L - M + N - \dots$$

$L, M, N$ , - koeficienty harmonických

$y_c$  - zdvih ventilu

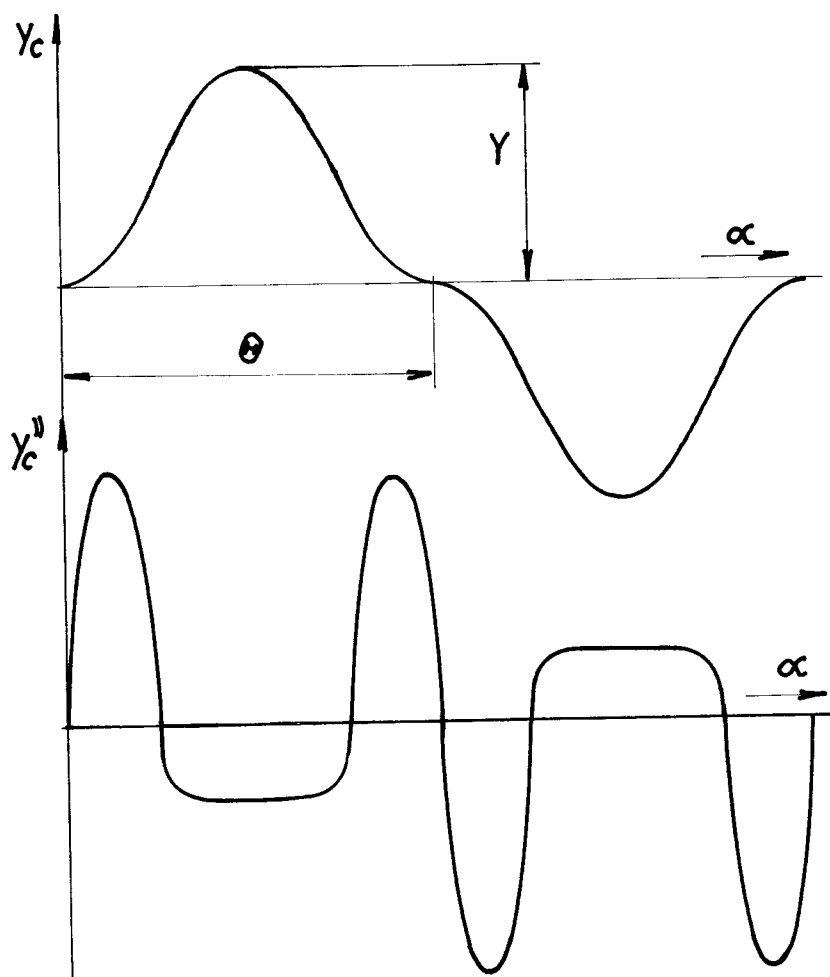
$y_v$  - ekvivalentní dynamický zdvih ventilu, re-  
dukovaný na vačku

$Y$  - celkový zdvih ventilu

$\alpha$  - úhel pootočení vačky

$\theta$  - úhel 1/2 cyklu

$\omega$  - vlastní frekvence kmitů ventilového rozvodu



obr.5

Pro harmonickou analýzu libovolné křivky je nutno vybrat tu část křivky, kterou lze považovat za uzavřený cykl. Na obr.5 jsou křivky zdvihu a zrychlení ventilu.

Pro výpočet je nutno převést křivky na nekonečné řady ve tvaru:

$$y_c = \frac{Y}{K} \left[ L \sin \frac{\pi \alpha}{2\theta} + M \sin \frac{3\pi \alpha}{2\theta} + N \sin \frac{5\pi \alpha}{2\theta} + \dots \right]$$

$$a = -\frac{Y}{K} \left( \frac{\pi}{\theta} \right)^2 \left[ L \sin \frac{\pi \alpha}{2 \theta} + 9M \sin \frac{3\pi \alpha}{2 \theta} + 25N \sin \frac{5\pi \alpha}{2 \theta} + \dots \right] \quad /1.17/$$

Pro analýzu práce ventilového mechanismu stačí zkoumat zrychlení pouze při zdvihu ventilu, protože hodnoty zrychlení při zavírání ventilu a na převrácené části křivky budou analogické. Hodnoty, odměřované po 2° pootočení vačky, jsou podrobeny harmonické analýze. Analýzu je možno provést různými způsoby. Nejdůležitější je mít dostatečný počet hodnot pro získání potřebného počtu harmonických. Jak je uvedenov/I/, pro popis většiny používaných průběhů zrychlení postačí 24 lichých sinusových členů, to znamená 47 harmonických.

Nejčastěji se vyskytující nedostatky v práci ventilu jsou způsobeny pružností rozvodu. Pro správnou práci při vysokých rychlostech je nutné uvažovat dynamické deformace a kmitání systému. To vyžaduje řešení diferenciálních rovnic, Uvedená forma řešení je vhodná pro výpočet na samočinných počítačích.

Nejjednodušší diferenciální rovnice, popisující zdvih ventilu, má tvar:

$$\ddot{y}_v = \omega^2 / y_c - y_v \quad /1.18/$$

To platí pro jeden stupeň volnosti pohybu ventilu a při zanedbání tlumení.

Dosadíme-li z /1.16/ do /1.18/, dostaneme po úpravě:

$$\ddot{y}_v + \omega^2 y_v = \omega^2 \frac{Y}{K} \left[ L \sin \frac{\pi \alpha}{2 \theta} + M \sin \frac{3\pi \alpha}{2 \theta} + \dots \right] \quad /1.19/$$

Řešení této rovnice se skládá ze dvou částí. První část má tvar:

$$y_{v1} = C_1 \cos \omega \alpha + C_2 \sin \omega \alpha \quad /1.20/$$

Druhou část řešení /partikulární/ můžeme psát ve tvaru:

$$y_{v2} = A_0 + A_1 \sin \frac{\pi \alpha}{2 \theta} + A_2 \sin \frac{3\pi \alpha}{2 \theta} + A_3 \sin \frac{5\pi \alpha}{2 \theta} + \dots \quad /1.21/$$

Dosadíme-li  $y_{v2}$  do /1.19/, dostaneme po úpravě:

$$\begin{aligned} & - A_1 \frac{\pi}{2 \theta} \sin \frac{\pi \alpha}{2 \theta} - 9 A_2 \frac{\pi}{2 \theta} \sin \frac{3\pi \alpha}{2 \theta} - \dots + \\ & + A_0 \omega^2 + A_1 \omega^2 \sin \frac{\pi \alpha}{2 \theta} + A_2 \omega^2 \sin \frac{3\pi \alpha}{2 \theta} + \dots = \\ & = \frac{\omega^2 Y L}{K} \sin \frac{\pi \alpha}{2 \theta} + \frac{\omega^2 Y M}{K} \sin \frac{3\pi \alpha}{2 \theta} + \dots \quad /1.22/ \end{aligned}$$

Porovnáním odpovídajících si členů na levé a pravé straně rovnice /1.22/ dostaneme hodnoty koeficientů A :

$$A_0 = 0$$

$$A_1 = \frac{\omega^2 Y L}{K [\omega^2 - (\pi/2 \theta)^2]}$$



$$A_2 = \frac{\omega^2 Y_M}{K [\omega^2 - 9(\pi/2 \theta)^2]}$$

$$A_3 = \frac{\omega^2 Y_N}{K [\omega^2 - 25(\pi/2 \theta)^2]}$$

$$A_4 = \dots \quad /1.23/$$

Konečný výraz pro  $y_v$  dostaneme součtem

$$y_v = y_{v1} + y_{v2} = C_1 \cos \omega \alpha + C_2 \sin \omega \alpha + \\ + A_1 \sin \frac{\pi \alpha}{2 \theta} + A_2 \sin \frac{3\pi \alpha}{2 \theta} + A_3 \sin \frac{5\pi \alpha}{2 \theta} + \dots \quad /1.24/$$

Pro zrychlení ventilu zřejmě platí:

$$y_v'' = -\omega^2 C_1 \cos \omega \alpha - \omega^2 C_2 \sin \omega \alpha - A_1 \left(\frac{\pi}{2 \theta}\right)^2 \sin \frac{\pi \alpha}{2 \theta} - \\ - 9A_2 \left(\frac{\pi}{2 \theta}\right)^2 \sin \frac{3\pi \alpha}{2 \theta} - 25A_3 \left(\frac{\pi}{2 \theta}\right)^2 \sin \frac{5\pi \alpha}{2 \theta} - \dots \quad /1.25/$$

Konstanty  $C_1$  a  $C_2$  je nutno určit z počátečních podmínek. Volíme: pro  $t=0$  je  $y_v = 0$   $y_v' = v_r$

V tomto případě je  $C_1 = 0$  a

$$C_2 = \frac{v_r}{\omega} = \frac{\omega Y \pi}{K 2 \theta} \left[ \frac{L}{\omega^2 - (\pi/2 \theta)^2} + \frac{3M}{\omega^2 - 9(\pi/2 \theta)^2} + \dots \right]$$

To znamená, že dynamický zdvih ventilu i jeho zrychlení můžeme vypočítat z rovnic /1.24, 1.25/, které obsahují známé, nebo změřitelné veličiny.

Pro zajištění přesnosti výpočtu je nutno určit frekvenci kmitů  $\omega$  měřením na motoru.

#### 1.4.0 V a č k y s p l y n u l o u z m ě n o u z r y c h l e n í .

Snaha zlepšit chod ventilu a snížit namáhání ventilového rozvodu vedla k novému způsobu tvarování vaček. Aby byl odstraněn ráz, způsobený u harmonických vaček nespojitostí průběhu zrychlení, je navrhován plynulý průběh zrychlení. Zdvih vačky a zrychlení na vačce je nejčastěji popisováno polynomm tak, jak je uvedeno v /II/.

Aby byla snížena rychlost dosedání ventilu do sedla, provádí se nesouměrné tvarování vačky. Změna zrychlení na uzavírací straně vačky je pomalejší, a ventil dosedá menší rychlostí. Tím je snížena možnost odskakování ventilu po dosednutí, což je důležité pro těsnost spalovacího prostoru a pro přesnost časování ventilu.

Výpočet vačky s plynulou změnou zrychlení se obvykle provádí na samočinných počítačích.

#### 1.5.0 Z h o d n o c e n í j e d n o t l i v ý c h v ý p o č t o v ý c h m e t o d

S rostoucími otáčkami roste také požadovaná přesnost výpočtu. Proto je nutno provádět výpočty na samočinných číslicových nebo analogových počítačích.

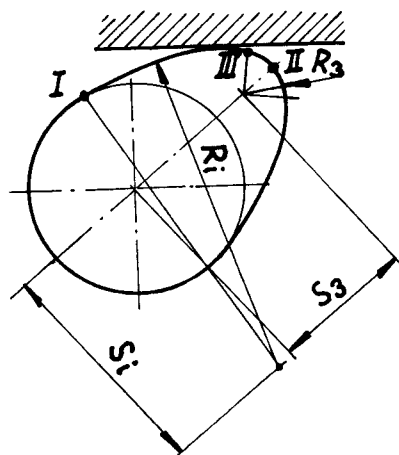
Zvláště výpočet na analogových počítačích se jeví jako velmi vhodný. Je možno použít složitých náhradních dynamických soustav. Dají se zde snadno a

rychle měnit různé parametry a tím zjistit jejich vliv na pohyb ventilu. Snadno se dají vyzkoušet různé konstrukční úpravy, které mají zlepšit chod ventilu. Tím odpadne zdlouhavé zkoušení na funkčním vzorku.

Výpočet rozvodového mechanismu jako jednohmotové netlumené soustavy, tak jak byl proveden v této diplomní práci, není pro rychloběžné moderní motory postačující.

## 2.6.0 KINEMATIKA ROZVODOVÉHO MECHANISMU S HARMONICKOU VAČKOU

Mechanismem s harmonickou vačkou rozumíme mechanismus, jehož vačka je tvořena kruhovými oblouky a dosedá na ní ploché zdvihátko. Tato vačka je nakreslena na obr.6.



obr.6

Mezi body I a III je zdvih:

$$h = r_1 - S_1 \cos \alpha - r_z \quad /2.1/$$

rychlost:

$$v = \frac{dh}{dt} = \omega S_1 \sin \alpha \quad /2.2/$$

zrychlení:

$$a = \frac{d^2h}{dt^2} = \omega^2 S_1 \cos \alpha \quad /2.3/$$

kde  $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$  a  $\alpha$  je úhel pootočení vačkového hřídele.

Mezi body II a III je zdvih:

$$h = S_3 \cos \alpha + r_3 - r_z \quad /2.4/$$

rychlost:

$$v = -\omega S_3 \sin \alpha \quad /2.5/$$

zrychlení:

$$a = \omega^2 S_3 \cos \alpha \quad /2.6/$$

### 3.0.0 ROZVODOVÝ MECHANISMUS MOTORU M 630

#### 3.1.0 Technická data:

|                              |                                              |
|------------------------------|----------------------------------------------|
| druh rozvodu:                | OHV - s vysoko uloženým<br>vačkovým hřídelem |
| maxim. zdvih vačky:          | 7 mm                                         |
| maxim. zdvih sacího ventilu: | 13,16 mm                                     |
| plocha sacího ventilu:       | 2 550 mm <sup>2</sup>                        |
| poměr ramen vahadla:         | 1,88                                         |
| ventilové vůle:              | 0,30 mm                                      |

### 3.2.0 Časování ventilů

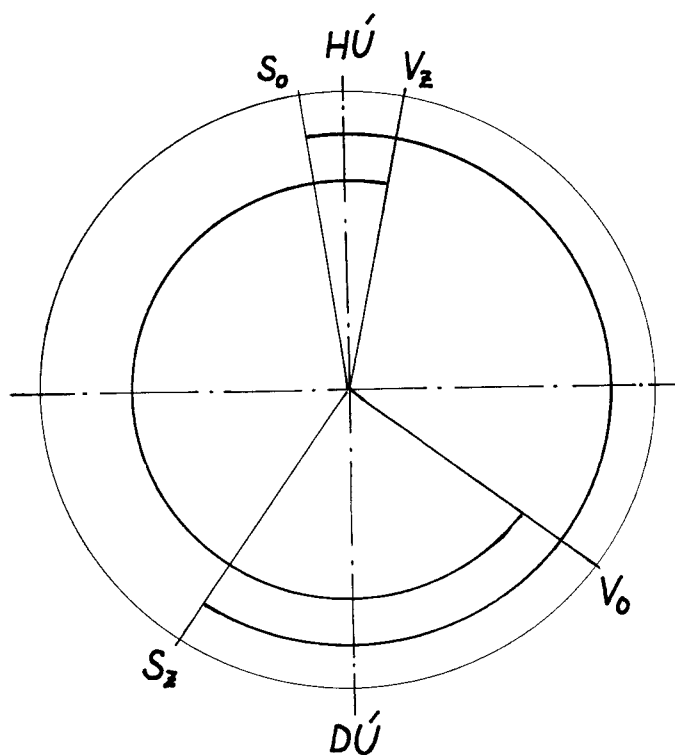
Na obr.7 je kruhový diagram časování ventilů motoru M 630.

$S_o$  3° před HÚ

$S_z$  41° za DÚ

$V_o$  53° před DÚ

$V_z$  7° za HÚ



obr.7

### 3.3.0 Tvar vačky a kinematika rozvodu

Tvar vačky rozvodu motoru M 630 je nakreslen a okótován v příloze 1.

Bok vačky je tvořen dvěma kruhovými oblouky, napojenými na základní kružnici a vrcholový oblouk.

Hodnoty zdvihu, rychlosti a zrychlení vačky i redukované vačky, pro otáčky odpovídající maximálnímu výkonu motoru, jsou uvedeny v tab. I a tab. II ve / III /.

Abychom mohli porovnat naměřené hodnoty rychlosti, zdvihu a zrychlení s výpočtem, musíme spočítat maximální rychlost a zrychlení pro různý počet otáček vačkového hřídele.

Maximální rychlost spočítáme podle vztahu /2.2/, dosadíme-li:

$$\alpha = 45^{\circ}03'25''$$

$$S_3 = 18 \text{ mm}$$

$$v_{\max} = \omega S_3 \sin \alpha = \omega 18 \cdot 10^{-3} \cdot 0,70783 = \\ = \omega 0,012741 \text{ m/sec.}$$

Maximální zrychlení spočítáme ze vztahu:

$$a_{\max} = \omega^2 S_2 \cos \gamma$$

kde podle přílohy 1.:  $S_2 = 57,0406 \text{ mm}$

$$\gamma = 1^{\circ}43'$$

to odpovídá

$$\alpha = 56^{\circ}15'$$

$$a_{\max} = \omega^2 57,04 \cdot 10^{-3} \cdot 0,99954 = \omega^2 5,69138 \cdot 10^{-2} \\ \text{m/sec}^2$$

Hodnoty maximálních rychlostí a zrychlení redukované vačky vypočítáme ze vztahů:

$$v_{rmax} = \omega \cdot 1,88 \cdot 1,2741 \cdot 10^{-2} = \omega \cdot 2,3953 \cdot 10^{-2} \quad \text{m/sec}$$

$$a_{rmax} = \omega^2 \cdot 1,88 \cdot 5,69138 \cdot 10^{-2} = \omega^2 \cdot 10,6998 \cdot 10^{-2} \quad \text{m/sec}^2$$

Hodnoty  $v_{rmax}$  a  $a_{rmax}$  jsou uvedeny v tab.1.

| n<br>ot/min | rad/sec | $v_{rmax}$<br>m/sec | $a_{rmax}$<br>m/sec <sup>2</sup> | $v_{ro}$<br>m/sec |
|-------------|---------|---------------------|----------------------------------|-------------------|
| 500         | 52,4    | 1,254               | 293                              | 0,1236            |
| 600         | 62,8    | 1,505               | 422                              | 0,148             |
| 700         | 73,4    | 1,758               | 576                              | 0,173             |
| 800         | 83,8    | 2,01                | 750                              | 0,198             |
| 900         | 94,2    | 2,255               | 946                              | 0,226             |
| 1 000       | 104,8   | 2,51                | 1 176                            | 0,247             |
| 1 100       | 115,2   | 2,76                | 1 418                            | 0,272             |

tab.1

### 3.4.0 D y n a m i c k ý v ý p o č e t r o z - v o d o v é h o m e c h a n i s m u

#### 3.4.1. V ý p o č e t t u h o s t i v e n t i l o v ý c h p r u ž i n

Tuhost pružiny je dána vztahem:

$$k = \frac{G d^4}{8i D^3}$$

kde  $G = 8\,300 \text{ kp/mm}^2$  je modul pružnosti ve smyku

$d$  průměr drátu

$D$  střední průměr pružiny

$i$  počet závitů

Ventil motoru M 630 je držen 2 pružinami s různými tuhostmi. Výsledná tuhost je dána jejich součtem:  $k_1 = k' + k''$

1. pružina:  $d = 2,8 \text{ mm}$

$D = 28 \text{ mm}$

$i = 6,5$

$$k' = \frac{8\,300 \cdot 2,8^4}{8 \cdot 6,5 \cdot 28^3} = 0,447 \text{ kp/mm}$$

2. pružina:  $d = 4 \text{ mm}$

$D = 37 \text{ mm}$

$i = 4,5$

$$k'' = \frac{8\,300 \cdot 4^4}{8 \cdot 4,5 \cdot 37^3} = 1,210 \text{ kp/mm}$$

Výsledná tuhost:

$$k_1 = k' + k'' = 0,447 + 1,210 = 1,657 \text{ kp/mm}$$



### 3.4.2 Výpočet předpětí pružin

1. pružina: délka volné pružiny 62,4 mm  
délka zamontované pružiny 39,0 mm

$$\Delta l_1 = 23,4 \text{ mm}$$

Síla předpětí:

$$F_1 = \Delta l_1 k' = 23,4 \cdot 0,447 = 10,4598 \text{ kp}$$

2. pružina: délka volné pružiny 58,2 mm  
délka zamontované pružiny 41,0 mm

$$\Delta l_2 = 17,2 \text{ mm}$$

Síla předpětí:

$$F_2 = \Delta l_2 k'' = 17,2 \cdot 1,21 = 20,812 \text{ kp}$$

Celková síla předpětí:

$$F_{po} = F_1 + F_2 = 10,4598 + 20,812 = 31,27 \text{ kp}$$

### 3.4.3 Určení tuhosti ostatních částí rozvodu

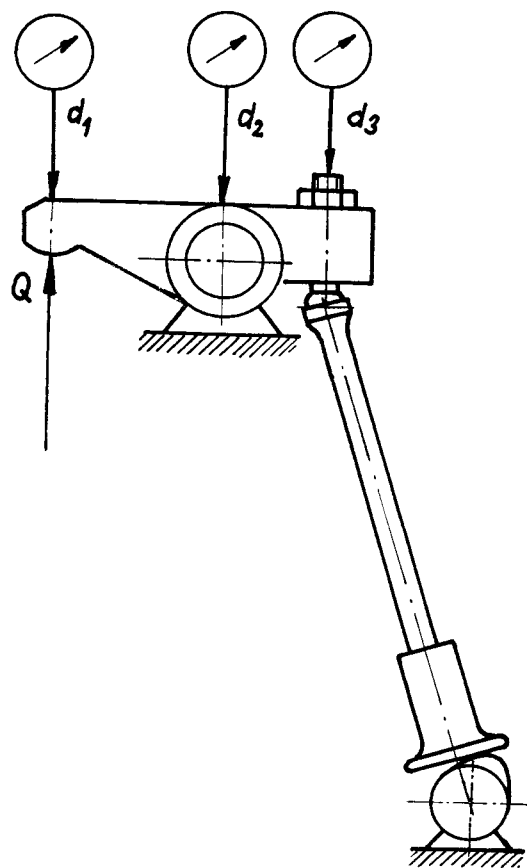
Jelikož přesný výpočet tuhosti jednotlivých součástí je obtížný, byla tuhost rozvodu určena experimentálně, metodou popsanou v /IV/. Podle obr.8 byl rozvod staticky zatížen, a změřeny deformace  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_3$ .

$$\text{Pro } Q = 92,5 \text{ kp, } L = \frac{a}{b} = 1,88$$

$$\text{je } d_1 = 0,175 \text{ mm}$$

$$d_2 = 0,015 \text{ mm}$$

$$d_3 = 0,043 \text{ mm}$$



obr.8

Celková tuhost rozvodového mechanismu:

$$k_0 = \frac{Q}{d_1} = \frac{92,5}{0,175} = 528,57 \text{ kp/mm}$$

Tuhost vačkového hřídele a zdvihátka:

$$k' = \frac{Q \cdot L}{d_3} = \frac{92,5 \cdot 1,88}{0,043} = 4\,046,51 \text{ kp/mm}$$

Tuhost součástí upevňujících vahadlo a tuhost čepu vahadla:

$$k'' = \frac{Q \cdot /1+L/}{d_2} = \frac{92,5 \cdot /1+1,88/}{0,015} = 17\,760,01 \text{ kp/mm}$$

Tuhost vahadla

$$k''' = \frac{Q}{d_1 - d_2 / 1+L/ - d_3 L} = 1\,815,15 \text{ kp/mm}$$

Správnost výpočtu a měření můžeme zkontrolovat podle vztahu:

$$\frac{1}{k_0} = \frac{1}{k} + \frac{L+1}{k''} + \frac{L^2}{k'}$$

$$1,89 \cdot 10^{-3} = 0,552 \cdot 10^{-3} + 0,468 \cdot 10^{-3} + 0,874 \cdot 10^{-3}$$

$$= 1,894 \cdot 10^{-3}$$

Bylo dosaženo vyhovující přesnosti výpočtu.

#### 3.4.4 Stanovení redukovaných hmot součástí mechanismu

##### 1/ Redukovaná hmota ventilu:

hmota ventilu  $m_v = 0,0255 \text{ kp sec}^2/\text{m}$

hmota talířku a zámku  $m_{tz} = 0,00428 \text{ kp sec}^2/\text{m}$

hmota ventilových pružin  $m_p = 0,0106 \text{ kp sec}^2/\text{m}$

$$m_{r1} = m_v + m_{tz} + \frac{1}{3}m_p = 0,03331 \text{ kp sec}^2/\text{m}$$

##### 2/ Redukovaná hmota vahadla:

moment setrvačnosti vahadla  $I_0 = 0,1271 \text{ kpm sec}^2$

rameno vahadla  $a = 47 \text{ mm}$

$$m_{r2} = \frac{I_0}{a^2} = 0,00576 \text{ kp sec}^2/\text{m}$$

##### 3/ Redukovaná hmota tyčky:

hmota tyčky  $m_t = 0,0053 \text{ kp sec}^2/\text{m}$

$$m_{r3} = \frac{m_t}{3L^2} = 0,0005 \text{ kp sec}^2/\text{m}$$

#### 4/ Redukovaná hmota zdvihátka

$$\text{hmota zdvihátka} \quad m_z = 0,0141 \text{ kp sec}^2/\text{m}$$

$$m_{r4} = \frac{m_z}{L^2} = 0,004 \text{ kp sec}^2/\text{m}$$

Celková redukovaná hmota soustavy:

$$m_r = m_{r1} + m_{r2} + m_{r3} + m_{r4} = 0,04357 \text{ kp sec}^2/\text{m} = \\ = 0,00004357 \text{ kp sec}^2/\text{mm}$$

Hodnoty pro výpočet redukované hmoty vahadla byly převzaty z /III/. Ostatní hmoty byly určeny vážením součastí.

#### 3.4.5 Řešení pohybu ventilu

Vzhledem k výpočtovým možnostem byl pohyb ventilu počítán jako pohyb redukované hmoty v jednodílné netlumené náhradní soustavě.

Hodnoty zdvihu, rychlosti a zrychlení lze vypočítat ze vztahů /1.13, 1.14, 1.15/.

Kruhová frekvence vlastních kmitů soustavy:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k_0 + k_1}{m_r}} = 3\,488,68 \text{ rad/sec}$$

Amplituda kmitu zdvihu ventilu:

$$A = \frac{k_0}{k_0 + k_1} \frac{v_{ro}}{\Omega} = 0,286 \cdot 10^{-3} \cdot v_{ro}$$

Amplituda kmitání rychlosti ventilu

$$A' = \frac{k_0}{k_0 + k_1} v_{ro} = 0,99687 \cdot v_{ro}$$

Amplituda pro kmitání zrychlení:

$$\ddot{A} = \frac{k_o}{k_o + k_l} \Omega v_{ro} = 3\,475 \cdot v_{ro}$$

Vztahy /1.13, 1.14, 1.15/ po dosazení přejdou na tvar:

$$y = -0,286 \cdot 10^{-3} v_{ro} \sin \Omega t + 0,99687 / h_r - 0,3604 / \quad /3.1/$$

$$\dot{y} = -0,99678 v_{ro} \cos \Omega t + 0,99687 v_r \quad /3.2/$$

$$\ddot{y} = 3\,475 v_{ro} \sin \Omega t + 0,99687 a_r \quad /3.3/$$

Hodnoty  $v_{ro}$ ,  $v_r$ ,  $a_r$  jsou pro otáčky, při kterých byl výpočet porovnáván s měřením, uvedeny v tab.1.

Amplitudy kmitů  $A$ ,  $A'$ ,  $A''$  jsou pro tytéž otáčky uvedeny v tab.2.

| n<br>ot/min | A<br>mm | A'<br>m/sec | A''<br>m/sec <sup>2</sup> |
|-------------|---------|-------------|---------------------------|
| 500         | 0,0354  | 0,121       | 429                       |
| 600         | 0,0424  | 0,1475      | 514                       |
| 700         | 0,0495  | 0,1725      | 602                       |
| 800         | 0,0566  | 0,1973      | 688                       |
| 900         | 0,0647  | 0,225       | 786                       |
| 1 000       | 0,0707  | 0,246       | 858                       |
| 1 100       | 0,0778  | 0,271       | 946                       |

tab.2

Rovnice /3.1, 3.2, 3.3/ lze psát ve tvaru:

$$y = -A \sin \Omega t + y_s$$

$$\dot{y} = -A' \cos \Omega t + \dot{y}_s$$

$$\ddot{y} = A'' \sin \Omega t + \ddot{y}_s$$

Hodnoty  $\dot{y}_s = v_s$ ,  $\ddot{y}_s = a_s$  jsou uvedeny v tab.3.

$y_s = h_s = 12,75$  mm pro  $h_v = 0,30$  mm a nezávisí na otáčkovéh.

| n<br>ot/min | $v_s$<br>m/sec | $a_s$<br>m/sec <sup>2</sup> |
|-------------|----------------|-----------------------------|
| 500         | 1,250          | 292                         |
| 600         | 1,500          | 421                         |
| 700         | 1,750          | 575                         |
| 800         | 2,005          | 748                         |
| 900         | 2,245          | 944                         |
| 1000        | 2,500          | 1170                        |
| 1100        | 2,750          | 1412                        |

tab.3

#### 4.0.0 MĚŘENÍ NA ROZVODOVÉM MECHANISMU MOTORU M630

Aby bylo možno porovnat výsledky početního řešení pohybu ventilu, se skutečností, bylo provedeno měření zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu na skutečném rozvodovém mechanismu.

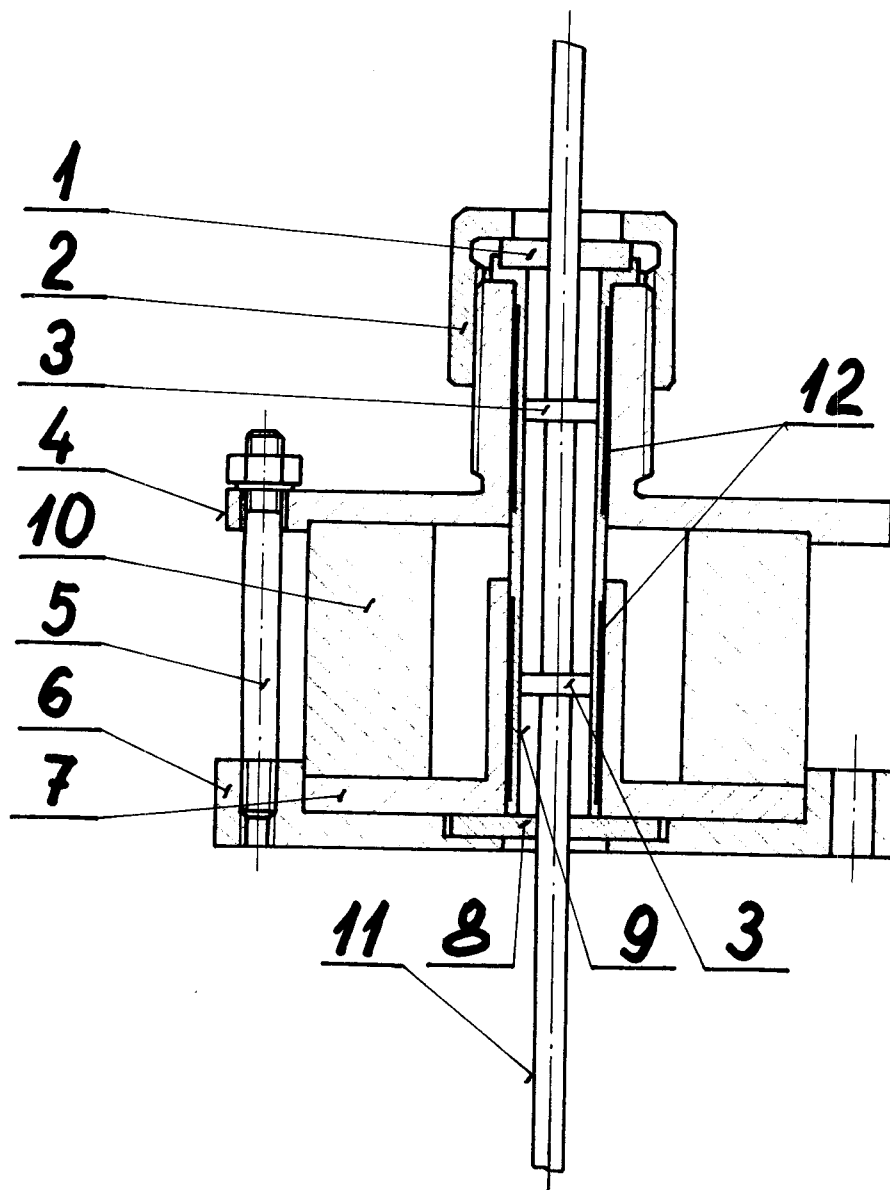
#### 4.1.0 P o p i s m ě ř í c í m e t o d y

K záznamu zdvihu ventilu se obvykle používá můstkových metod, kde zdvih je snímán induktivním nebo kapacitním snímačem. Zásadní nevýhodou této metody je určité frekvenční omezení. Aby bylo dosaženo vyhovující přesnosti měření, musí být napájecí kmitočet můstku alespoň 5x větší než frekvence, kterou chceme zaznamenat.

Jelikož motor M 630 má vysoko uložený vačkový hřídel svého OHV rozvodu, to znamená, že má krátkou a tuhou zvedací tyčku, byla očekávána vysoká vlastní frekvence kmitů rozvodového mechanismu. Snaha vyhnout se potížím se záznamem této vysoké frekvence, vedla k volbě použité měřicí metody.

Podle /V/ byl zkonstruován a vyroben elektrodynamický snímač, na jehož výstupu dostáváme napětí úměrné rychlosti ventilu. Řez tímto snímačem je na obrázku 9.

Základní částí snímače je prstencový permanentní magnet 10. K němu jsou přiloženy pólové nástavce 4 a 7. Do pólových nástavců je zasunuta



Obr. 9



kostra 9, na níž jsou navinuty cívky 12. Uvnitř cívek se pohybují kroužky 3, upevněné na tyčce 11, která je vedena silonovými ložisky 1 a 8. Kostra cívek je přitažena k celku převlečnou maticí 2. Mosazné šrouby 5 stahují snímač se základní deskou 6. Tyčka 11 je třmenem připojena na talířek ventillové pružiny.

Magnetický tok mezi pólovými nástavci je uzavřen přes kroužky a tyčku. Pohybuje-li se ventil, pohybuje se i tyčka a mění se velikost magnetického toku v jednotlivých závitech cívek. V cívkách se indukují napětí úměrné této změně, to znamená, úměrné také rychlosti pohybu. Platí :

$$u \approx - \frac{d\Phi}{dt} \approx \frac{dh}{dt} = v$$

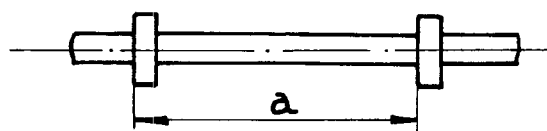
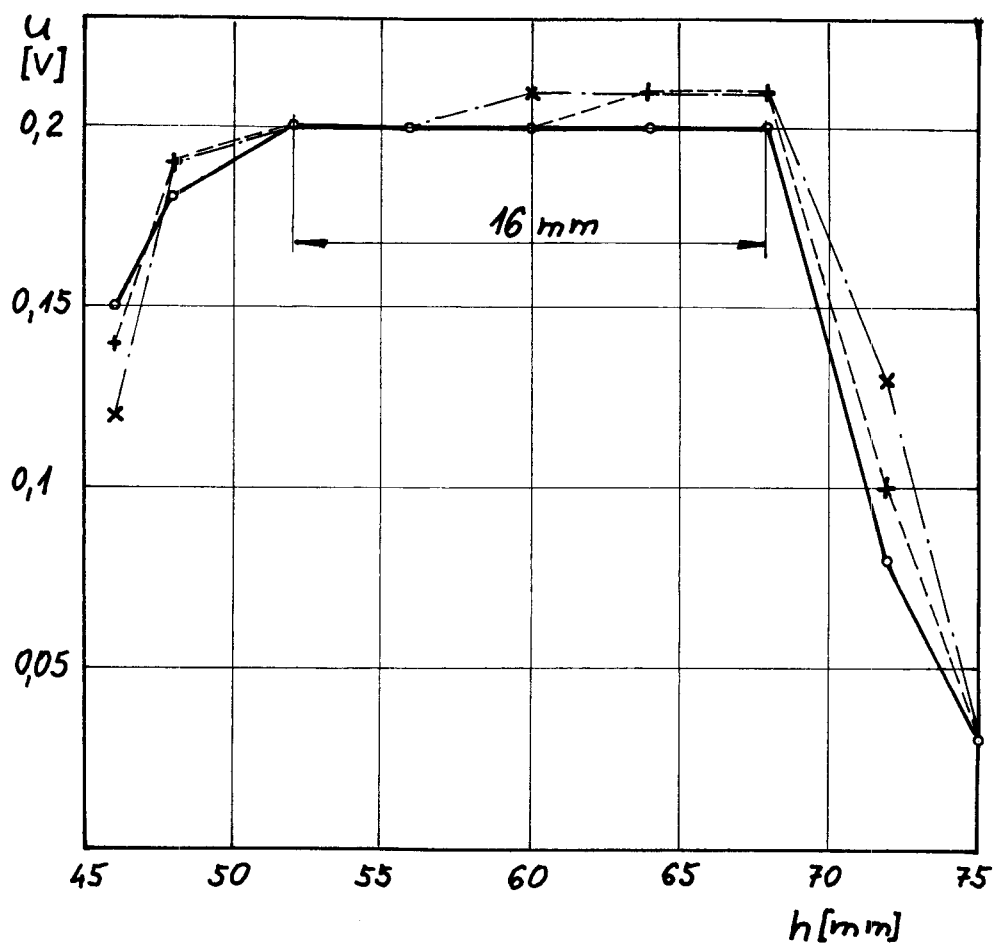
Jelikož cívky jsou na různých pólech magnetu, změna magnetického toku by v nich indukovala opačné napětí. Proto jsou cívky vinuty opačným směrem a zapojeny v serii. Jejich napětí se potom sčítá.

Každá cívka má přibližně 1 200 závitů měděného drátu  $\phi$  0,05 mm, navinutého ve 3 vrstvách. Celkový stejnosměrný odpor snímače je přibližně 650 Ohm. Délka cívek v zájmu linearit je dvojnásobná, než požadovaný zdvih.

Linearita snímače byla kontrolována na zkušebním zařízení, jež umožňovalo posouvat tyčku podél cívek. V každém bodě pak tyčka s kroužky kmitala s amplitudou 2 mm a konstantní frekvencí.

Napětí snímače bylo měřeno elektronkovým voltmetrem.

Výsledky tohoto měření jsou na obr.10.



- $a = 38 \text{ mm}$
- - - - -  $a = 40 \text{ mm}$
- . . . .  $a = 42 \text{ mm}$

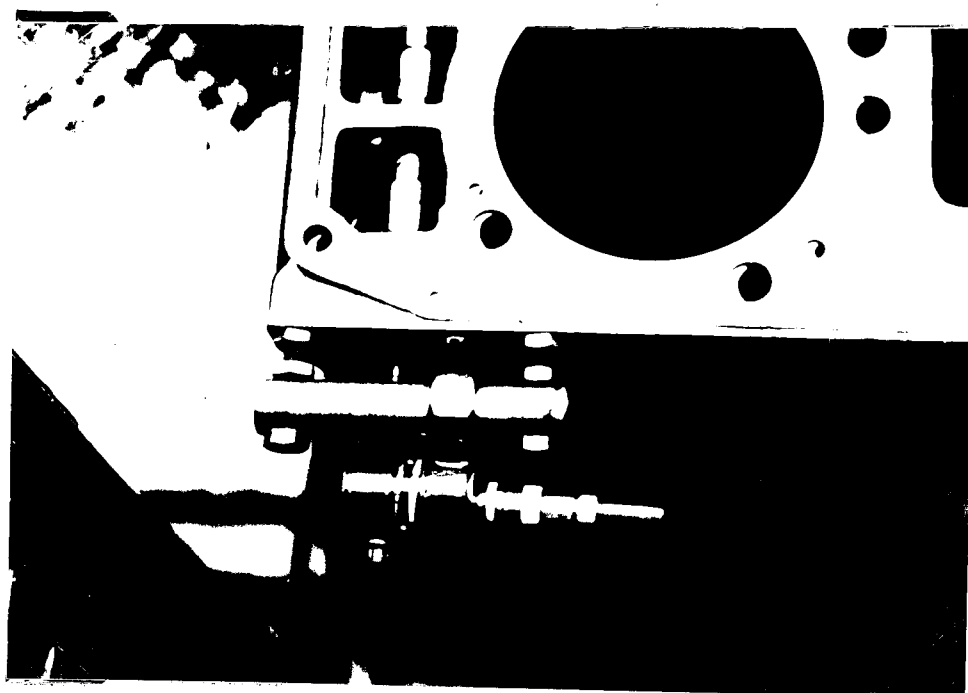
obr.10

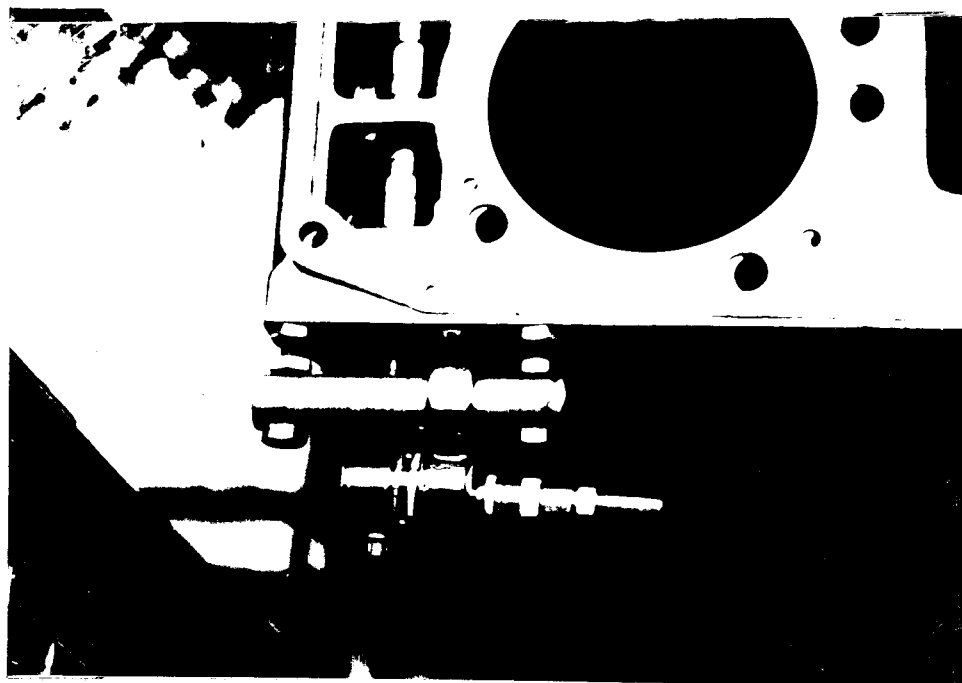
Na svislou osu je vynášeno napětí, na vodorovnou posunutí středu kmitání tyčky. To bylo odměřováno jako posunutí horního konce tyčky od ložiska 1. Změnou vzdálenosti kotoučků bylo dosaženo lineárního průběhu v požadovaném rozsahu. K míře 16 mm nutno přičíst ještě 4 mm celkového zdvihu tyčky. Požadována je linearita v délce 14 mm - vzhledem ke zdvihu sacího ventilu  $h_{\max} = 13,16$  mm.

Jak již bylo uvedeno, snímač poskytuje napětí úměrné rychlosti ventilu. Aby bylo možno sledovat také průběh zdvihu a zrychlení, je nutno toto napětí integrovat, respektivě derivovat. K tomuto účelu bylo použito pasivních RC členů, přepojovaných přepínačem funkcí. Napětí z přepínače funkcí je vedeno na střídavý zesilovač a odtud na vertikální vychylovací destičky osciloskopu.

Aby bylo možno na obrazovce osciloskopu sledovat průběh napětí v závislosti na úhlu pootočení vačkového hřídele, byl použit snímač časové základny, obr.11. Je napojen na zadní konec vačkového hřídele. Pomocí můstku a zesilovače dostaneme pro vodorovné vychylovací destičky osciloskopu pilové napětí, jehož okamžitá hodnota je úměrná úhlu pootočení vačkového hřídele.

Na obr.12 je rozebraný a na obr.13 sestavený snímač.

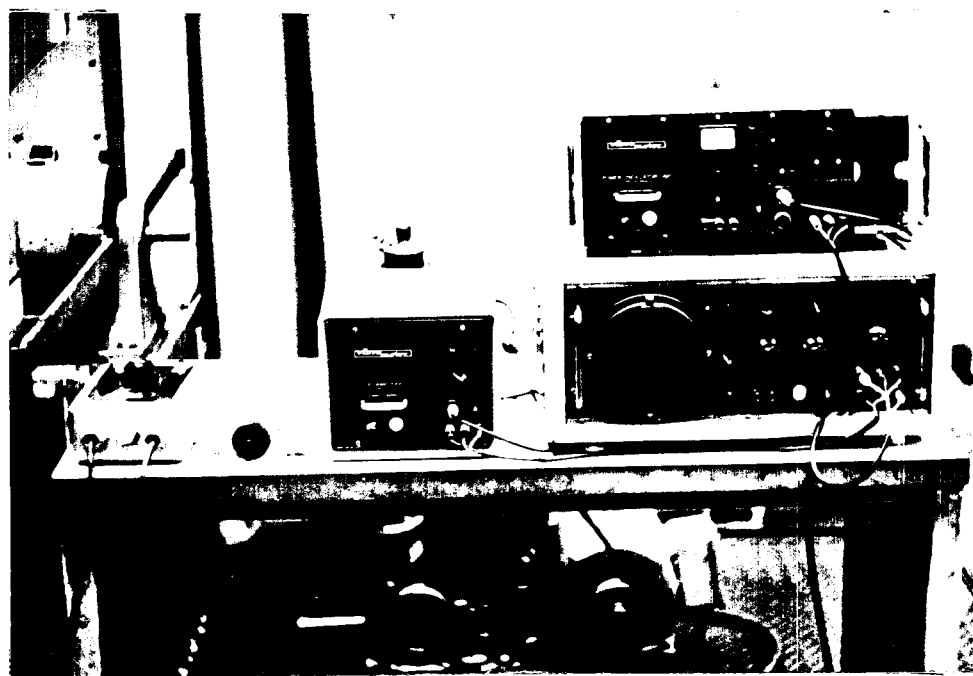




obr.11



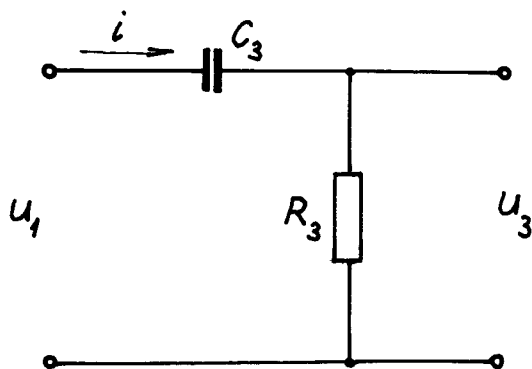
obr. 13



obr. 14

Pro sledování pohybu ventilu bylo použito přístrojů firmy "VIBROMETER". Na obr.14 je pohled na stůl s měřicím zařízením. Od leva leží: regulátor otáček vačkového hřídele, přepínač funkcí, střídavý zesilovač Y 13, osciloskop E 13. Na něm je položen napájecí zdroj, oscilátor, můstek a zesilovač pro časovou základnu.

#### 4.1.1 Derivační obvod R - C



obr.15

Podle obr.15 platí:

$$u_1 = u_c + u_R$$

$$\text{kde } u_3 = u_R = i R_3 \quad u_c = \frac{q}{C_3}$$

Po dosazení dostaneme:

$$u_1 = \frac{q}{C_3} + u_3$$

$$C_3 u_1 = i R_3 C_3 + q$$

Pro  $\omega \ll \frac{1}{R_3 C_3}$  můžeme zjednodušit

$$C_3 u_1 \dot{=} q$$

$$C_3 \frac{du_1}{dt} \dot{=} \frac{dq}{dt} = i$$

Po vynásobení  $R_3$  a po úpravě dostaneme

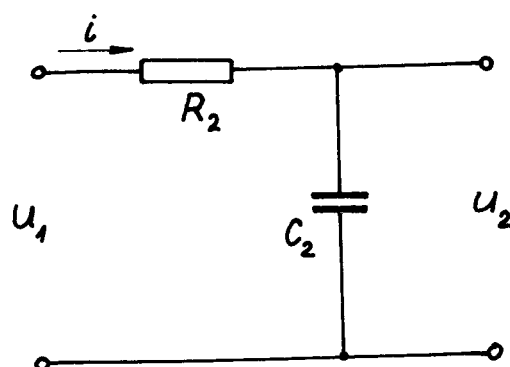
$$u_3 = R_3 i \dot{=} R_3 C_3 \frac{du_1}{dt} \quad /4.1/$$

Napětí na výstupu je tedy přibližně úměrné derivaci vstupního napětí.

Přesně platí:

$$u_3 = u_1 e^{-\frac{1}{R_3 C_3} t}$$

#### 4.1.2 Integrační obvod R-C



obr.16

Podle obr.16 můžeme psát

$$u_1 = R_2 i + \frac{q}{C_2}$$

$$\frac{u_1}{R_2} = i + \frac{q}{R_2 C_2}$$





Pro  $\omega \gg \frac{1}{R_2 C_2}$  můžeme člen  $\frac{q}{R_2 C_2}$  zanedbat.

Pak platí:

$$i \doteq \frac{u_1}{R_2} \doteq \frac{dq}{dt}$$

$$dq \doteq \frac{1}{R_2} u_1 dt$$

$$q \doteq \frac{1}{R_2} \int u_1 dt$$

Jelikož  $q = u_2 C_2$  dostaneme dosazením vztah

$$u_2 \doteq \frac{1}{R_2 C_2} \int u_1 dt \quad /4.2/$$

Výstupní napětí je tedy přibližně úměrné integrálu vstupního napětí.

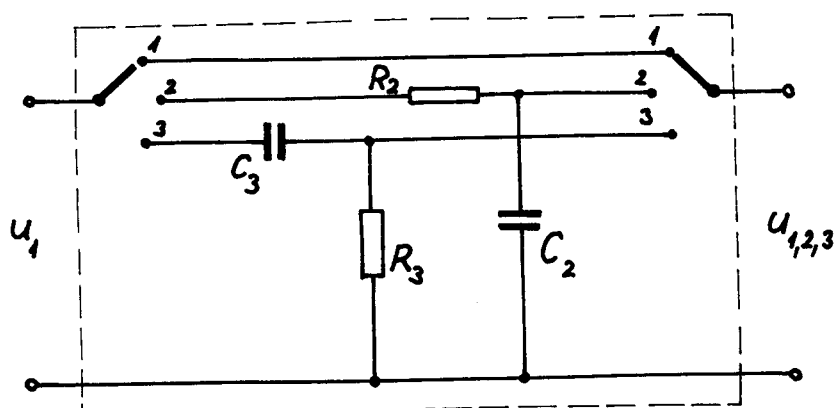
Přesně platí

$$u_2 = u_1 \left[ 1 - e^{-\frac{1}{R_2 C_2} t} \right]$$

#### 4.1.3 Praktické provedení integračního a derivačního obvodu - přepínač funkcí

Aby byla usnadněna práce s integračním a derivačním obvodem, byly tyto obvody vestavěny do společné krabičky s přepínačem funkcí. Tato krabička je pomocí konektorů a stíněných vodičů připojena ke snímači a ke vstupu zesilovače Y 13. Zapojení je na obr. 17.

Je-li přepínač v poloze 1, je napětí  $u_1$  přeneseno přímo a je úměrné rychlosti ventilu.



obr. 17

V poloze 2 je zapojen integrační článek  $R_2C_2$ , takže na výstupu dostáváme napětí  $u_2$ , odpovídající zdvihu ventilu.

Derivační článek  $R_3C_3$  je zapojen v poloze 3. Napětí  $u_3$  je tedy úměrné zrychlení ventilu.

#### 4.1.4 Výpočet měřítek

Při určování měřítek pro rychlost a zrychlení musíme zřejmě vycházet ze známého měřítka pro zdvih:

$$M_h = \frac{h_2}{h} \quad \text{dílků/mm} \quad /4.3/$$

kde  $h$  je skutečný zdvih ventilu a  $h_2$  je zdvih ventilu na obrazovce osciloskopu, měřený v dílcích stupnice na stínítku.

Podle rovnice /4.2/ zřejmě platí:

$$\frac{du_2}{dt} = \frac{1}{R_2C_2} u_1 \quad /4.4/$$

$$u_2 \approx h_2 = M_h h \quad u_1 \approx v_1 = k_1 M_v v$$

Dosazením do rovnice /4.4/ dostaneme:

$$M_h \frac{dh}{dt} = \frac{1}{R_2 C_2} k_1 \cdot M_v \cdot v$$

Jelikož  $\frac{dh}{dt} = v$ , dostaneme výraz pro měřítko rychlosti ve tvaru:

$$M_v = R_2 C_2 M_h \frac{1}{k_1} \quad \frac{\text{dílků}}{\text{mm/sec}} \quad /4.5/$$

Pro získání měřítka zrychlení nutno derivovat rovnici /4.4/ podle času

$$\frac{d^2 u_2}{dt^2} = \frac{1}{R_2 C_2} \frac{du_1}{dt}$$

Z rovnice /4.1/ dosadíme do předchozího vztahu. Dostaneme:

$$\frac{d^2 u_2}{dt^2} = \frac{1}{R_2 C_2 R_3 C_3} u_3, \text{ je-li } u_3 \approx a_3 = k_3 M_a a,$$

pak

$$\frac{d^2 h}{dt^2} M_h = \frac{1}{R_2 C_2 R_3 C_3} k_3 M_a a$$

Jelikož  $\frac{d^2 h}{dt^2} = a$ , dostaneme výraz pro měřítko zrychlení ve tvaru:

$$M_a = M_h \frac{R_2 C_2 R_3 C_3}{k_3} \quad \frac{\text{dílků}}{\text{mm/sec}^2} \quad /4.6/$$

Koeficienty  $k_1$  a  $k_3$  nám udávají, kolikrát nižší bylo zesílení zesilovače Y 13 při měření rychlosti nebo zrychlení oproti zesílení při měření zdvihu.

V derivačních a integračních obvodech byly použity tyto odpory a kapacity:

$$R_2 = 102 \text{ k Ohm}$$

$$C_2 = 2 \mu\text{F}$$

$$R_3 = 250 \text{ k Ohm}$$

$$C_3 = 500 \text{ pF}$$

V našem případě tedy pro měřítka platí:

$$\begin{aligned} M_V = R_2 C_2 \frac{M_h}{k_1} &= 0,204 \frac{M_h}{k_1} \frac{\text{dílků}}{\text{mm/sec}} \\ &= 204 \frac{M_h}{k_1} \frac{\text{dílků}}{\text{m/sec}} \quad /4.7/ \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_a = R_2 C_2 R_3 C_3 \frac{M_h}{k_3} &= 2,55 \cdot 10^{-5} \frac{M_h}{k_3} \frac{\text{dílků}}{\text{mm/sec}^2} \\ &= 2,55 \cdot 10^{-2} \frac{M_h}{k_3} \frac{\text{dílků}}{\text{m/sec}^2} \quad /4.8/ \end{aligned}$$

Hodnoty konstant  $k_1$  a  $k_3$  pro výpočet měřítek jsou v tab.4.

| n<br>ot/min. | I. $h_V = 0$ |       | II. $h_V = 0,3 \text{ mm}$ |       |
|--------------|--------------|-------|----------------------------|-------|
|              | $k_1$        | $k_3$ | $k_1$                      | $k_3$ |
| 500          | 50           | 2     | 50                         | 5     |
| 600          | 50           | 5     | 50                         | 5     |
| 700          | 100          | 5     | 100                        | 10    |
| 800          | 100          | 10    | 100                        | 10    |
| 900          | 100          | 10    | 100                        | 20    |
| 1 000        | 100          | 20    | 100                        | 20    |
| 1 100        | 100          | 20    | 100                        | 20    |

tab.4

#### 4.2.0 P o p i s z k u š e b n í h o z a ř í - z e n í

Pro výrobu zkušebního zařízení bylo použito některých hotových dílů motoru M 630. Byl použit blok motoru, vačkový hřídel a kompletní hlava motoru M 630.

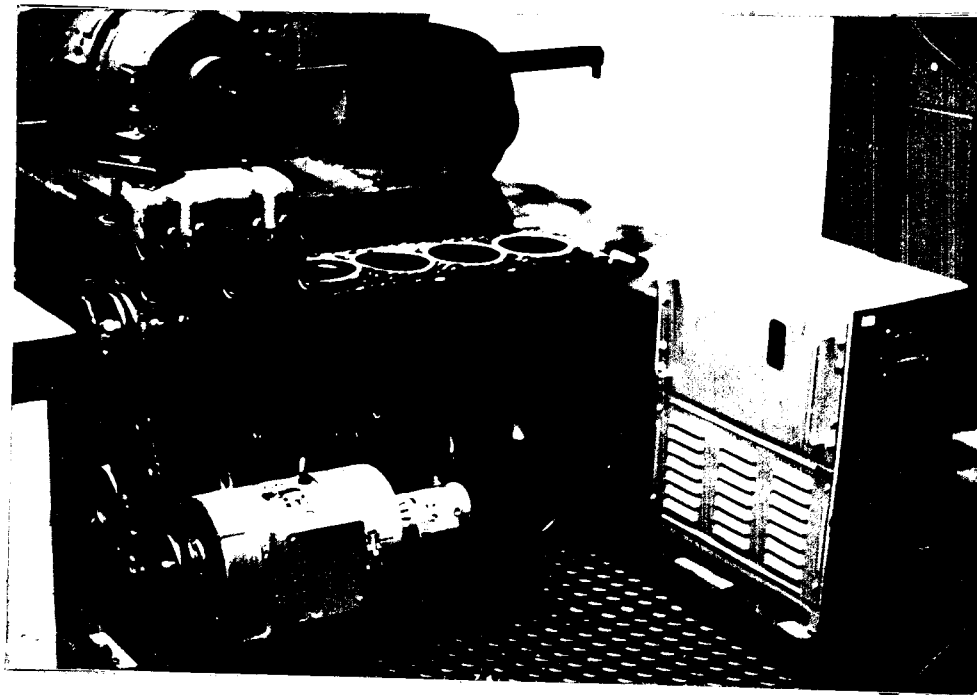
Blok stojí na společném rámu s elektromotorem, který pohání klínovým řemenem vačkový hřídel. Na bloku je přišroubována hlava pro jeden pár válců. Na sací ventil krajního válce je připojen snímač.

Pro pohon rozvodu byl použit elektromotor s plynoulou regulací otáček v rozmezí 100 - 2 800 ot/min., systém regulace ROME 1.2. Použit je stejnosměrný elektromotor s cizím buzením, typ TMN 10b, 1,7 kW.

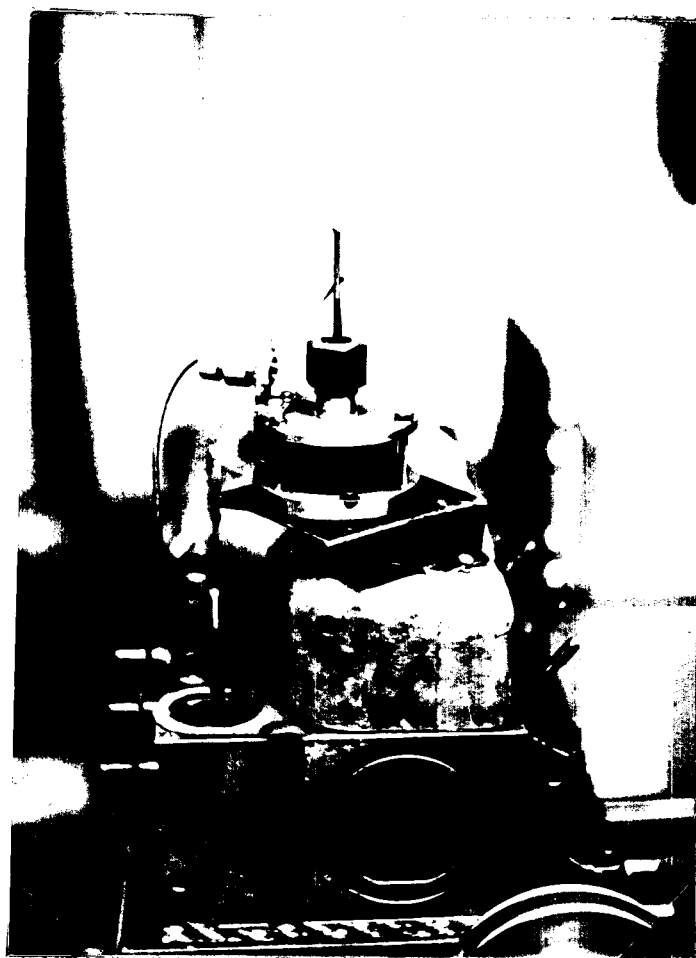
Utěsnění odpadních otvorů oleje v bloku i ve hlavě motoru umožnilo vytvořit olejovou lázeň a tím zajistit mazání součástí rozvodu.

Na obr.18 je celkový pohled na zkušební zařízení. Vpravo je skříň regulátoru otáček.

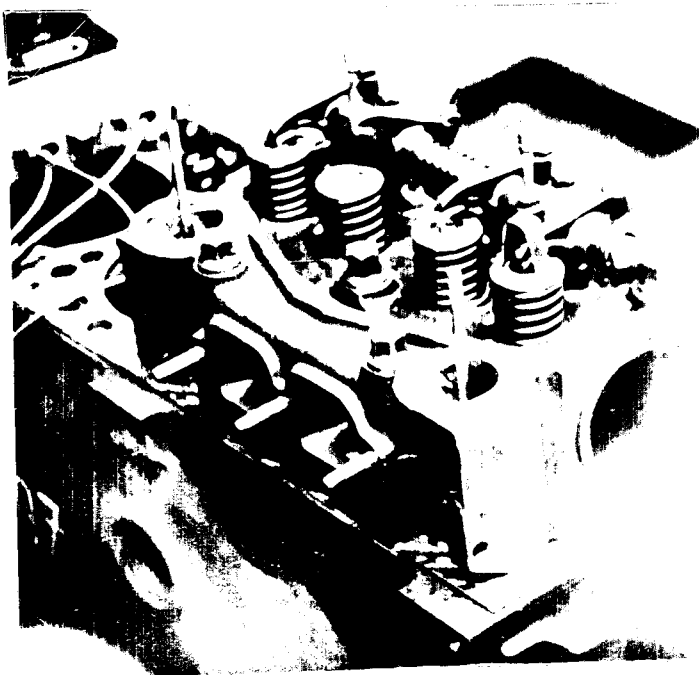
Obr.19 ukazuje upevnění snímače ke krytu rozvodu a na obrázku 20 je pohled na odkrytý rozvod. Na prvním ventilu je vidět třmen, do kterého se zašroubuje tyčka snímače.



obr.18



obr.19



obr.20

Pohyb ventilu na tomto zařízení odpovídá pohybu ventilu motoru M 630. Nelze však sledovat vliv teploty oleje na pohyb ventilu. Teplotu motoru lze simulovat pouze zmenšováním ventilové vůle.

#### 4.3.0 Vlastní měření

Výsledkem měření jsou snímky průběhu zdvihu, rychlosti a zrychlení, fotografované z obrazovky osciloskopu. Obrazovka byla opatřena rastrem. Měřítka pro výpočet zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu jsou uvedena v tab.5 a tab.6. V těchto tabulkách jsou také uvedeny změřené maximální hodnoty zrychlení /kladného/ a maximální kladné a



záporné rychlosti.

I :  $h_v = 0$   $h = 13,16$  mm

| n<br>ot/min | $M_h$<br>dílků<br>mm | $M_v$<br>dílků<br>m/sec | $M_a$<br>dílků<br>m/sec <sup>2</sup> |
|-------------|----------------------|-------------------------|--------------------------------------|
| 500         | 1,215                | 4,97                    | 0,0155                               |
| 600         | 1,292                | 5,28                    | 0,00659                              |
| 700         | 1,292                | 2,64                    | 0,00659                              |
| 800         | 1,312                | 2,68                    | 0,00335                              |
| 900         | 1,330                | 2,71                    | 0,00339                              |
| 1 000       | 1,216                | 2,48                    | 0,00155                              |
| 1 100       | 1,05                 | 2,14                    | 0,00134                              |

| n<br>ot/min | $-v_{max.}$<br>m/sec | $v_{max}$<br>m/sec | $a_{max}$<br>m/sec <sup>2</sup> |
|-------------|----------------------|--------------------|---------------------------------|
| 500         | 1,26                 | 1,81               | 850                             |
| 600         | 1,61                 | 2,18               | 1 366                           |
| 700         | 1,82                 | 2,72               | 1 590                           |
| 800         | 2,12                 | 3,17               | 1 850                           |
| 900         | 2,4                  | 3,88               | 2 360                           |
| 1 000       | 2,62                 | 4,43               | 2 840                           |
| 1 100       | 2,8                  | 4,68               | 3 720                           |

tab.5

II :  $h_v = 0,30 \text{ mm}$   $h = 12,75 \text{ mm}$

| n<br>ot/min. | $M_h$<br>dílků<br>mm | $M_v$<br>dílků<br>m/sec | $M_a$<br>dílků<br>m/sec <sup>2</sup> |
|--------------|----------------------|-------------------------|--------------------------------------|
| 500          | 1,360                | 5,54                    | 0,00694                              |
| 600          | 1,292                | 5,28                    | 0,00659                              |
| 700          | 1,318                | 2,69                    | 0,00335                              |
| 800          | 1,318                | 2,69                    | 0,00335                              |
| 900          | 1,210                | 2,46                    | 0,00154                              |
| 1 000        | 0,910                | 1,80                    | 0,00116                              |
| 1 100        | 0,950                | 1,935                   | 0,00121                              |

| n<br>ot/min | $-v_{\max}$<br>m/sec | $v_{\max}$<br>m/sec | $a_{\max}$<br>m/sec <sup>2</sup> |
|-------------|----------------------|---------------------|----------------------------------|
| 500         | 1,26                 | 1,98                | 1 150                            |
| 600         | 1,59                 | 2,18                | 1 365                            |
| 700         | 1,93                 | 2,71                | 1 940                            |
| 800         | 2,04                 | 3,16                | 2 380                            |
| 900         | 2,44                 | 3,98                | 3 440                            |
| 1 000       | 2,58                 | 4,46                | 3 980                            |
| 1 100       | 2,79                 | 4,8                 | 4 140                            |

tab.6

### 1/ Vliv ventilové vůle

Měření bylo provedeno jednak bez ventilové vůle, /snímky označené I/, jednak s předepsanou vůlí pro motor M 630 /snímky označené II/. To umožňuje sledovat vliv vůle na pohyb ventilu.

Maximální rychlosti v obou případech jsou přibližně stejné. Liší se však průběhem. První kmit rozvodu se v případě s vůlí přesouvá blíže k maximální rychlosti / inflexnímu bodu zdvihu/, rychlost má strmější růst. To se samozřejmě projeví větší hodnotou zrychlení, oproti případu bez vůle.

### 2/ Odraz ventilu od sedla

Na snímcích lze sledovat odraz ventilu od sedla již při nízkých otáčkách /patrně z průběhů rychlosti a zrychlení/. Významější amplitudy však tento skok nabývá až při  $n = 900$  ot/min. Maximální hodnota skoku při  $n = 1100$  ot/min. je přibližně 1,8 mm. Při těchto otáčkách je také patrný ještě jeden odraz ventilu.

### 3/ Vliv hmoty snímače

Při vyhodnocování měření je také nutno uvážit vliv hmoty tyčky snímače a hmoty třmenu.

Nejlépe je přepočítat otáčky vačkového hřídele tak, aby dynamické jevy byly ekvivalentní. Zřejmě platí:  $m_r n_s^2 = (m_r + m) n^2$

kde  $n_s$  jsou opravené otáčky

$m = 0,00306 \text{ kp sec}^2/\text{m}$  je hmota tyčky a

třmenu. Tedy platí:

$$n_s = n \sqrt{\frac{m_r + m}{m_r}} = 1,036 n$$

Tedy otáčky uvedené v tabulkách a na snímcích by měly být správně o 3,6 % vyšší. Tuto chybu však lze zanedbat.

#### 4.3.1 Porovnání výpočtu a měření

Hodnoty maximálních záporných rychlostí vykazují celkem dobrou shodu s vypočítanými hodnotami. Maximální kladné rychlosti jsou podstatně vyšší než vypočtené, což je způsobeno mnohem větší amplitudou kmitů, než bylo určeno výpočtem. Shoda maximálních záporných rychlostí s výpočtem je zřejmě způsobena utlumením kmitů.

Hodnoty maximálních zrychlení velmi převyšují hodnoty vypočtené. I v tomto případě je to způsobeno větší amplitudou kmitů.

Dále je zajímavé porovnat kmitočet vlastních kmitů soustavy určený výpočtem, se skutečností.

Podle výpočtu je  $\Omega = 3\,488,67 \text{ rad/sec}$ .

Jelikož  $\Omega = 2\pi f$ , můžeme vypočítat

$$f = \frac{\Omega}{2\pi} \approx 556 \text{ Hz}$$

Kmitočet skutečného kmitání byl vyhodnocován ze záznamu rychlosti při 800 ot/min. bez ventilové vůle.

Doba otevření sacího ventilu:

$$t = \frac{60}{n} \frac{\alpha}{360}, \text{ kde } \alpha = 112^\circ - \text{úhel pootočení}$$

vačky, po který je sací ventil otevřen. Kmitočet lze vypočítat ze vztahu:

$$f_s = \frac{c}{t}, \text{ kde } c = 10,5 - \text{počet kmitů v době otevření ventilu. Tedy:}$$

$$f_s = \frac{360 \cdot c \cdot n}{60 \cdot \alpha} = \frac{360 \cdot 10,5 \cdot 800}{60 \cdot 112} \approx 450 \text{ Hz}$$

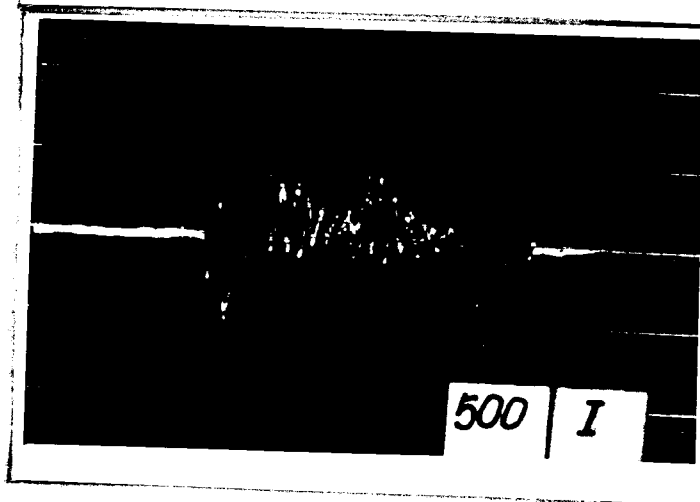
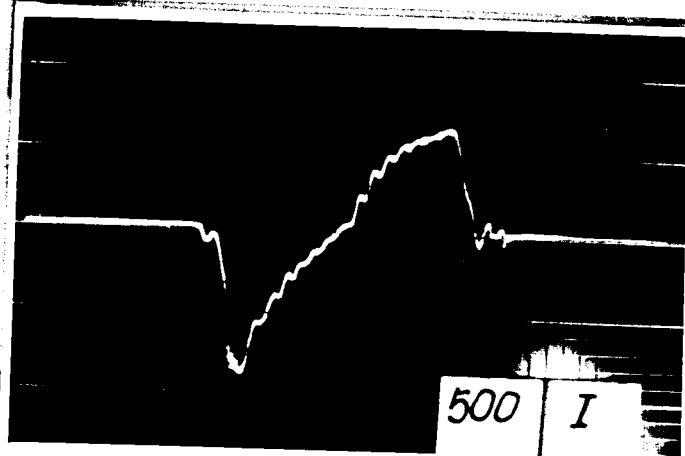
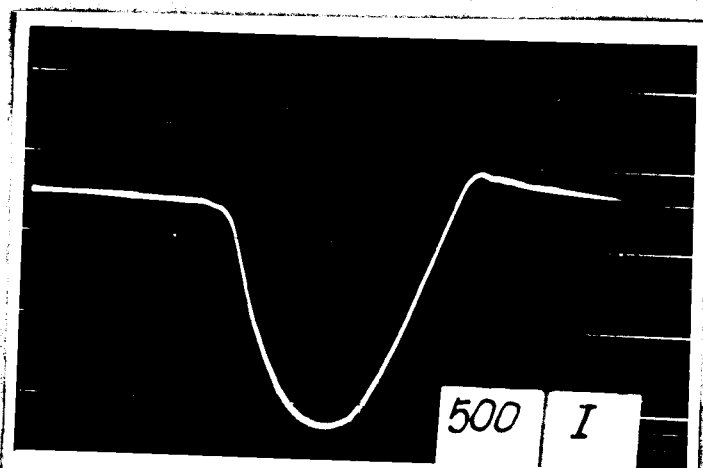
Vidíme, že  $f_s < f$ . To může být způsobeno nepřesností nahrazení ventilového rozvodu jednohmotovou soustavou a zanedbáním vlivu tlumení.

#### 4.3.2 Záznamy průběhů zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu

Na str. 58 - 71 jsou uvedeny snímky průběhů zdvihu, rychlosti a zrychlení ventilu.

Snímky označené I odpovídají pohybu ventilu bez vůle  $/h_v = 0/$ , snímky označené II znázorňují pohyb ventilu s vůlí  $h_v = 0,30 \text{ mm}$ .

Druhé číslo na snímcích značí počet otáček vačkového hřídele.

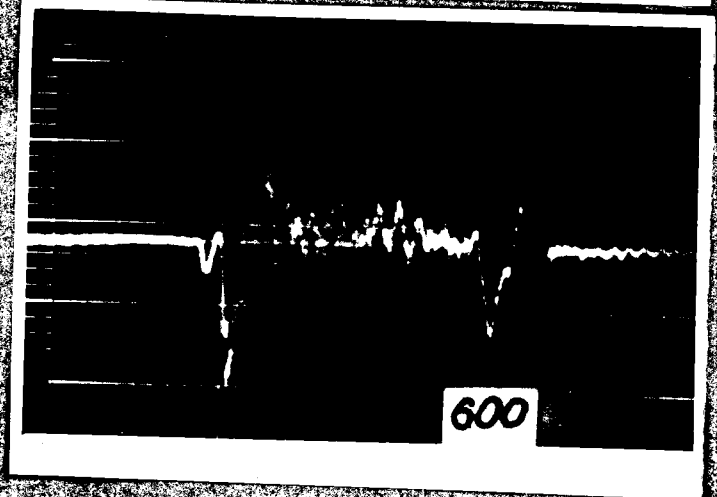
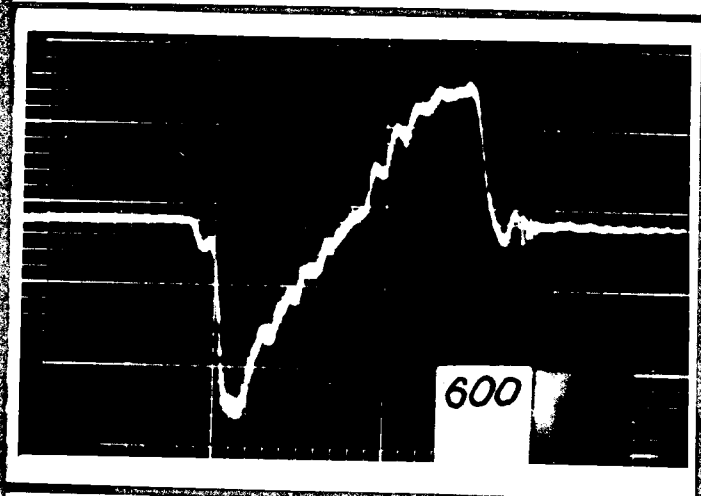
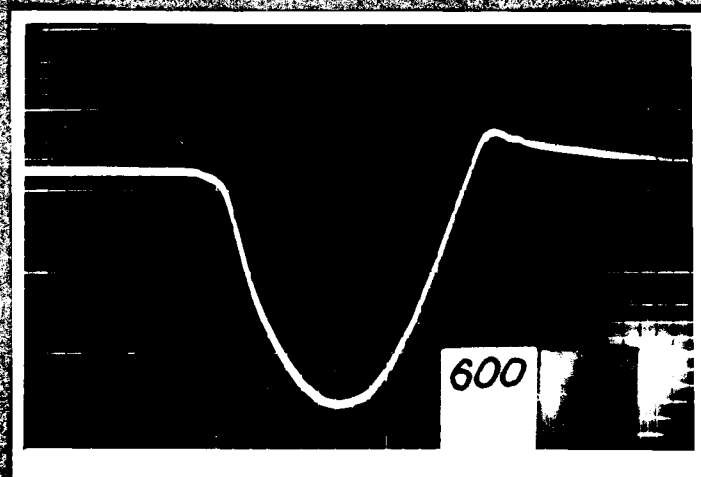


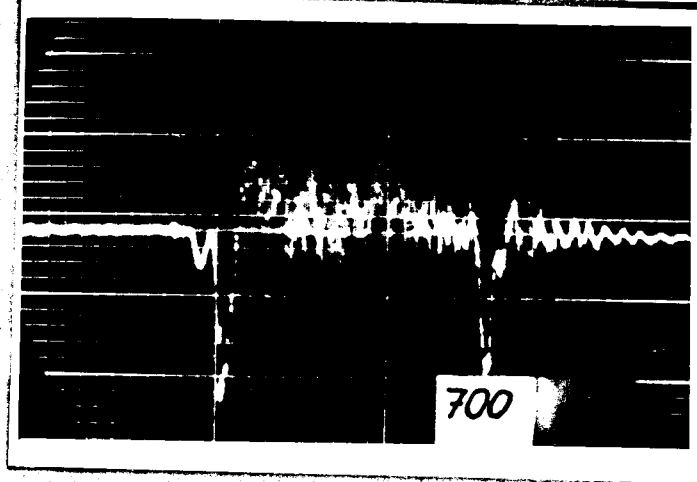
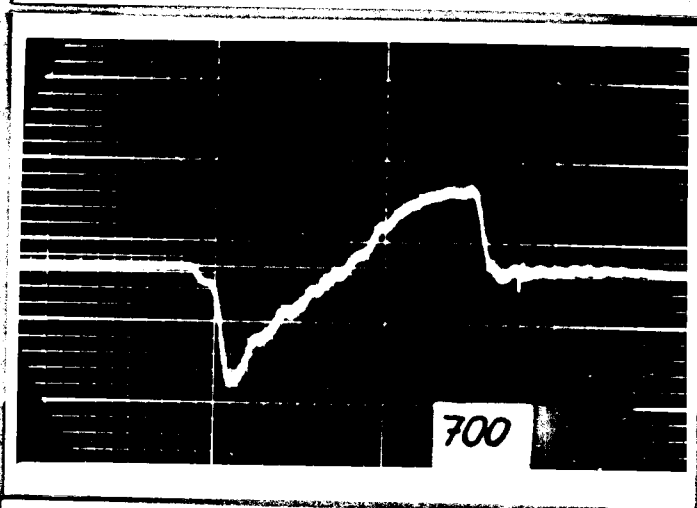
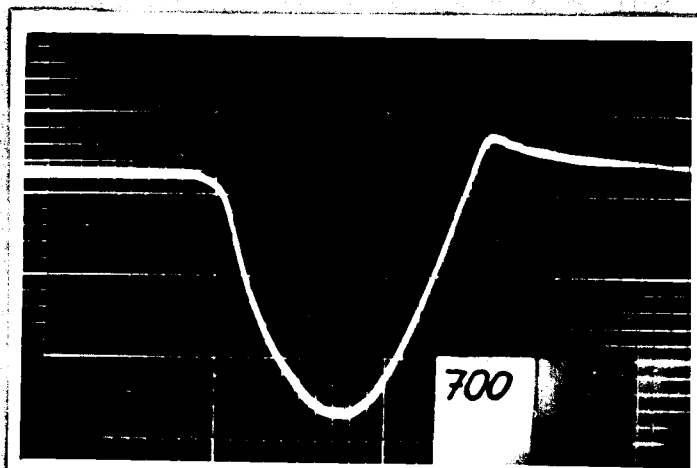
TEST LINE  
FABRICA S. 1000

XXXXXXXXXXXXXXXXXXXX  
XXXXXXXXXXXX

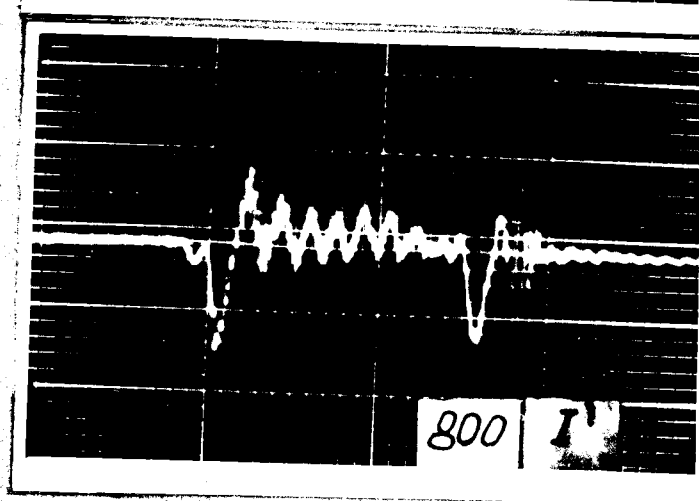
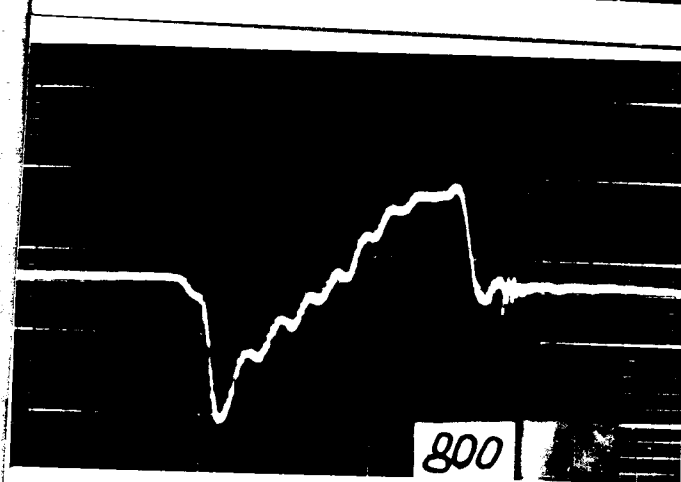
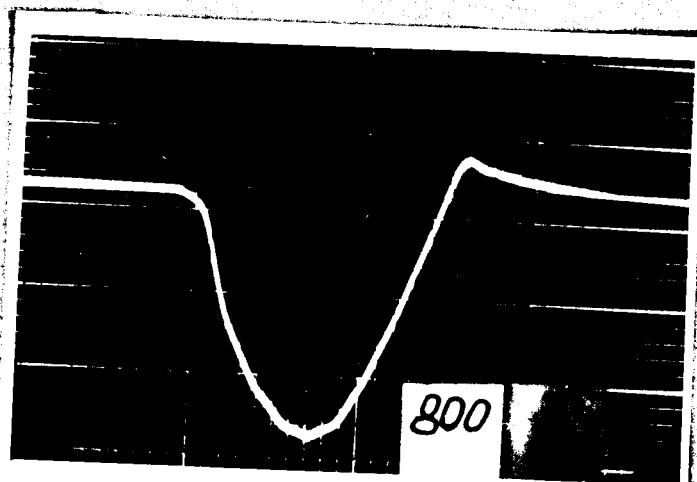
XXXXXX S. 10

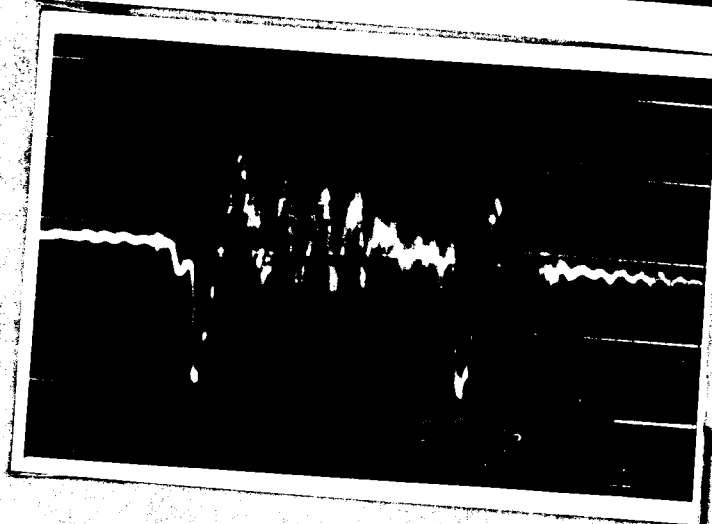
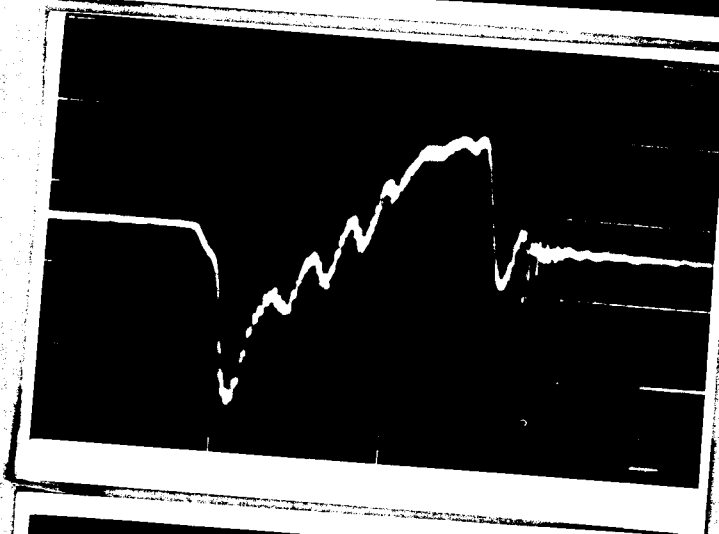
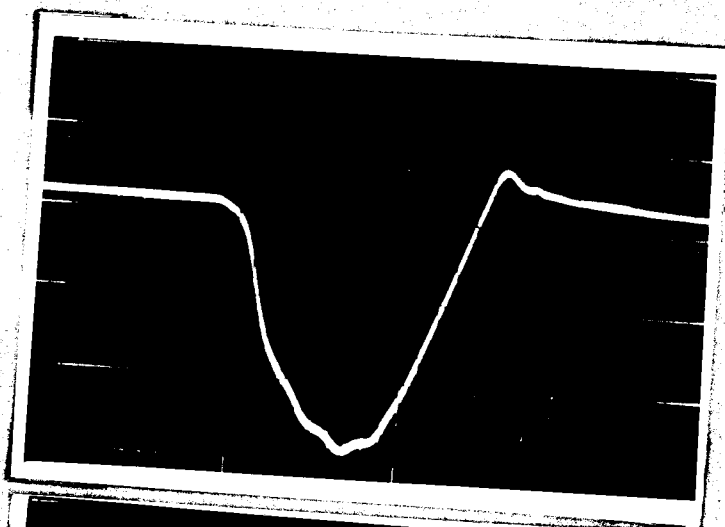
XXXXXXXXXXXX  
XXXXXXXXXXXX

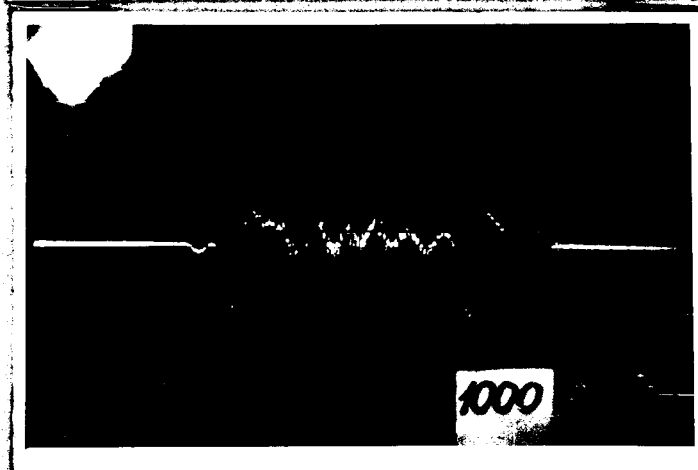
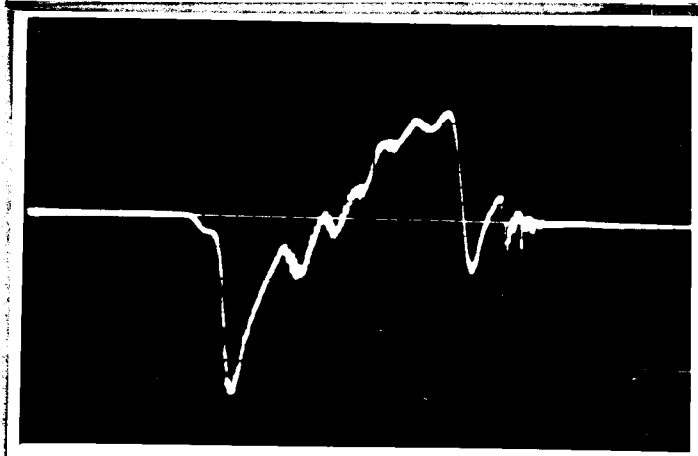
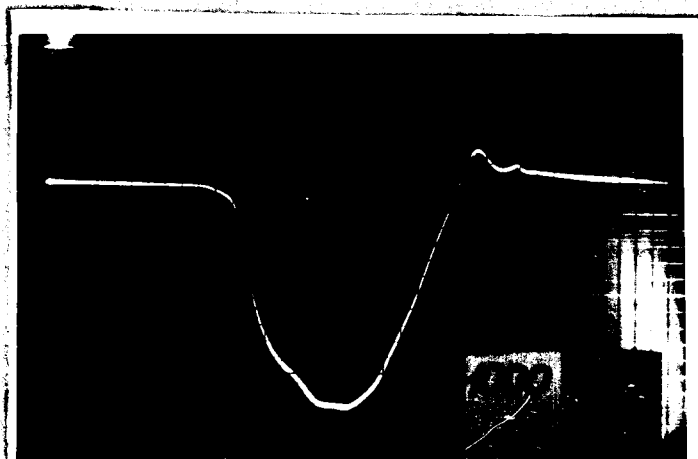


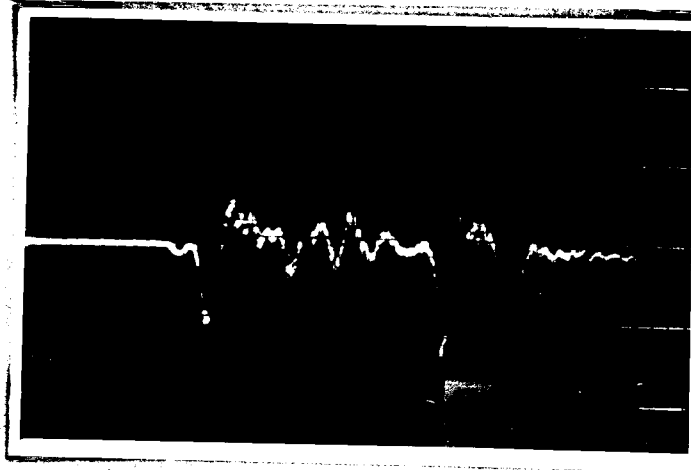
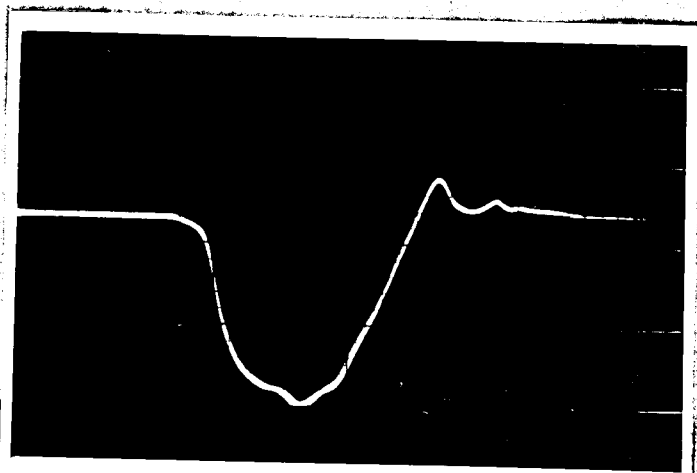


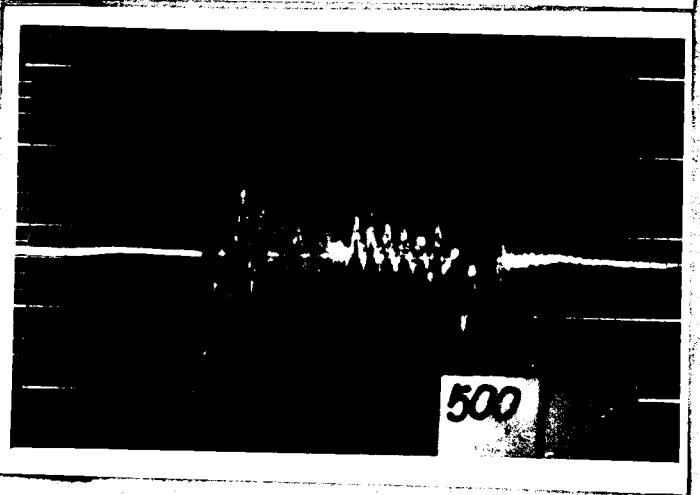
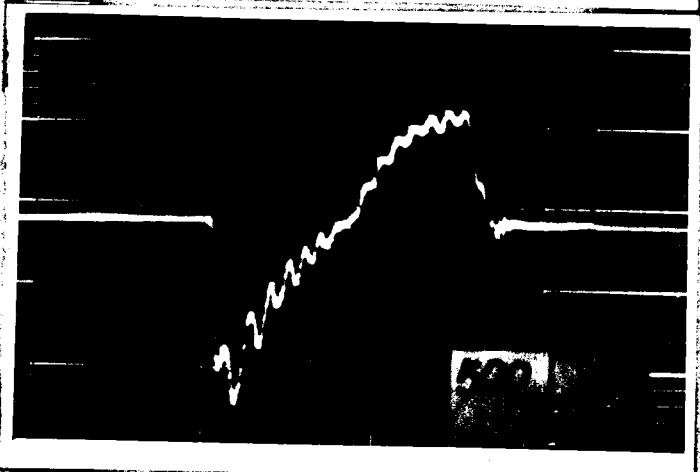
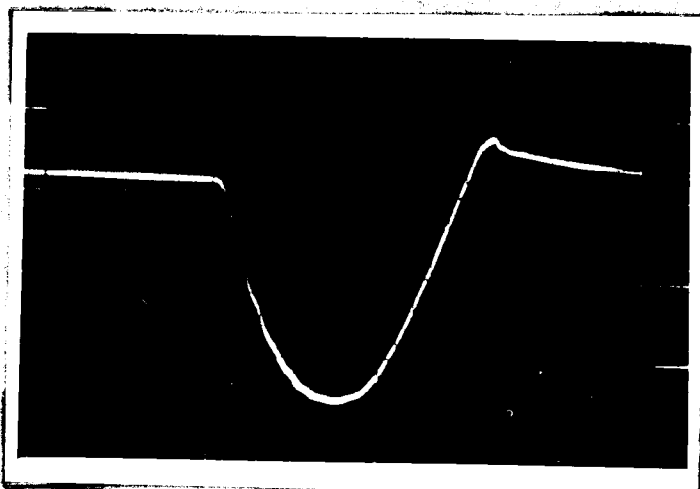


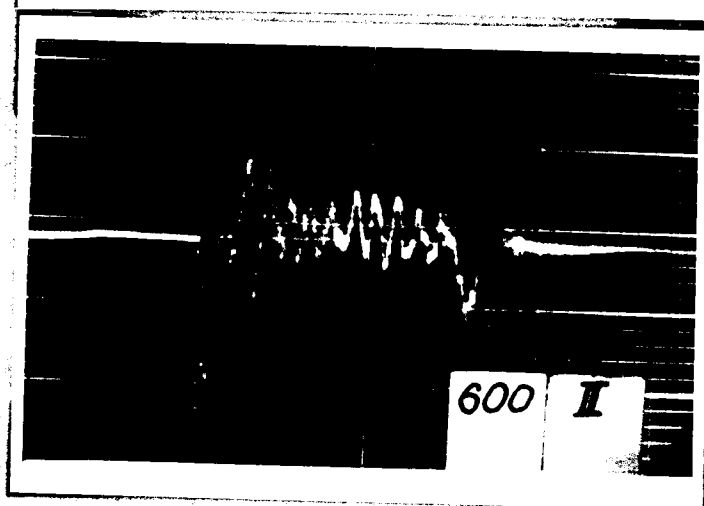
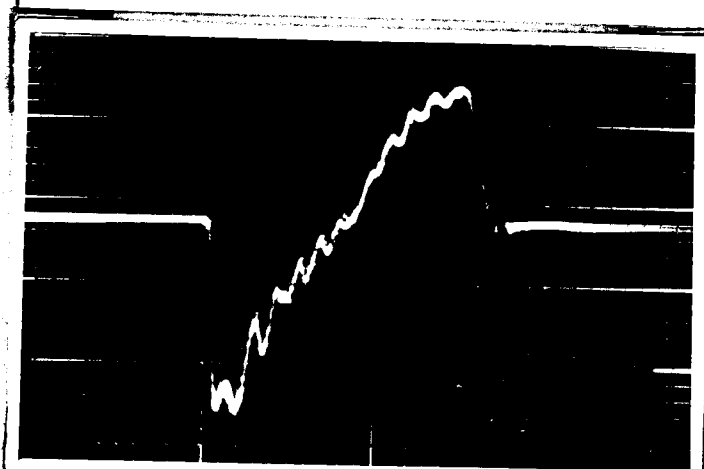
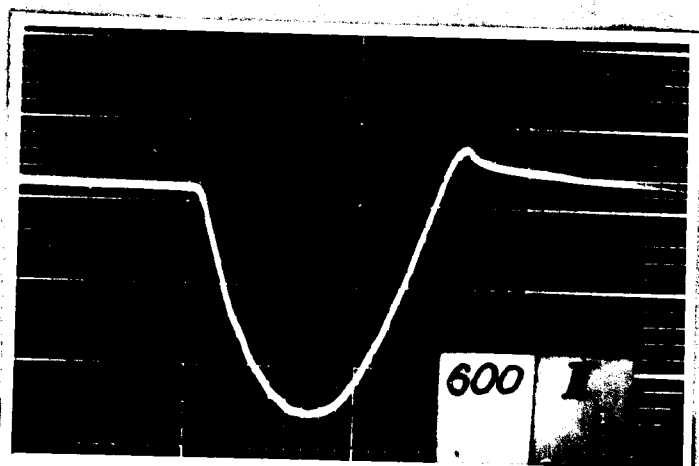


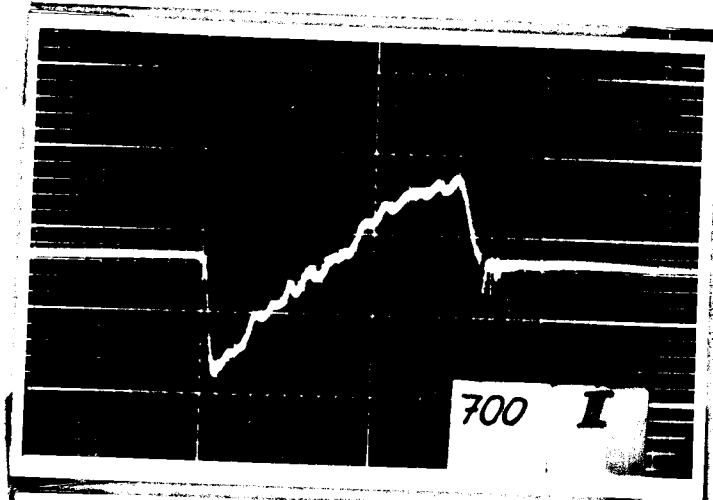
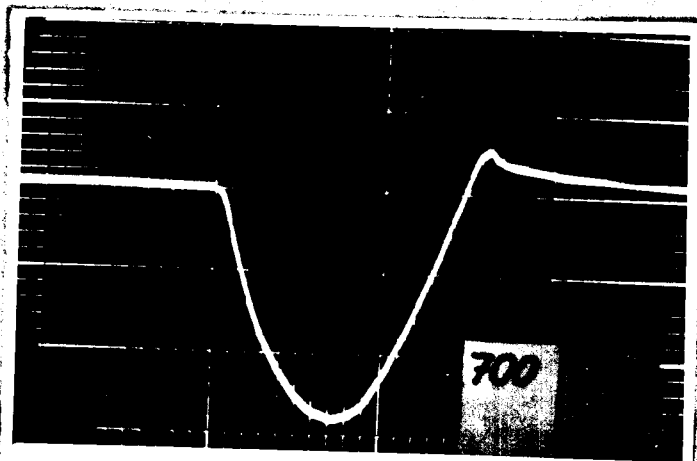












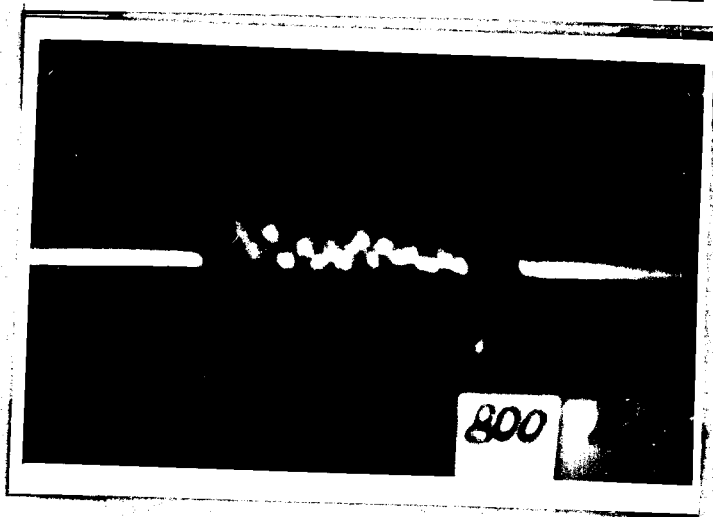
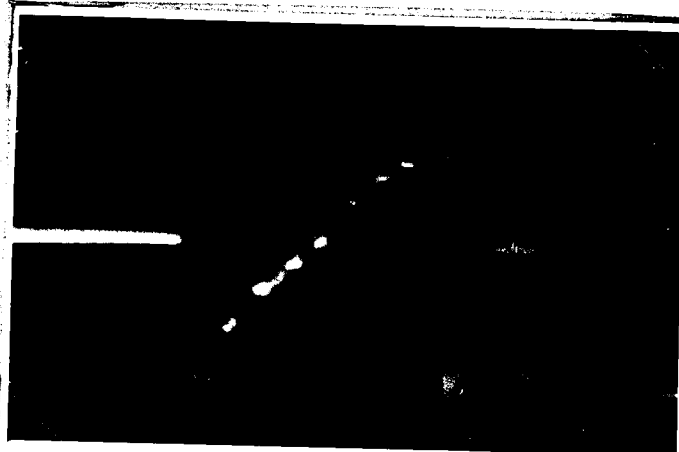
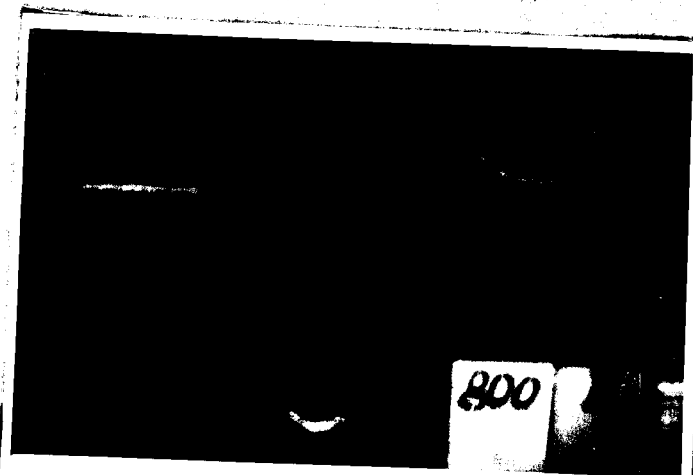
**VŠST LIBEREC**  
FAKULTA STROJNÍ

**Kinematika a dynamika  
rozvodu OHV**

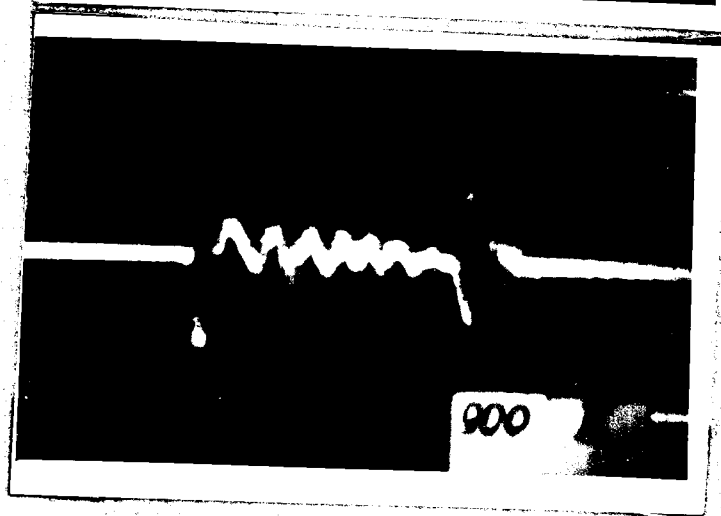
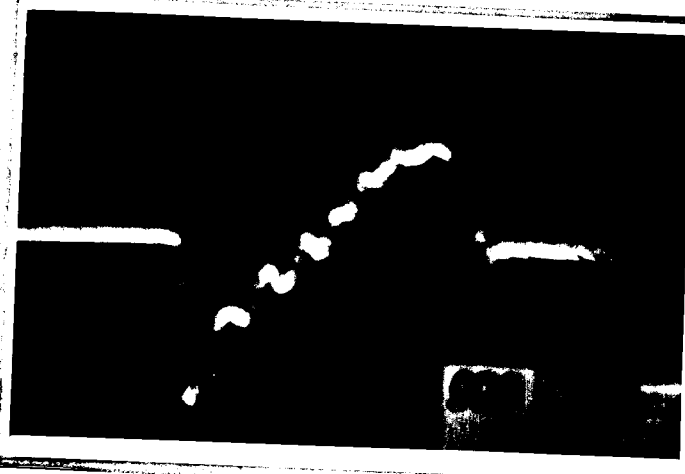
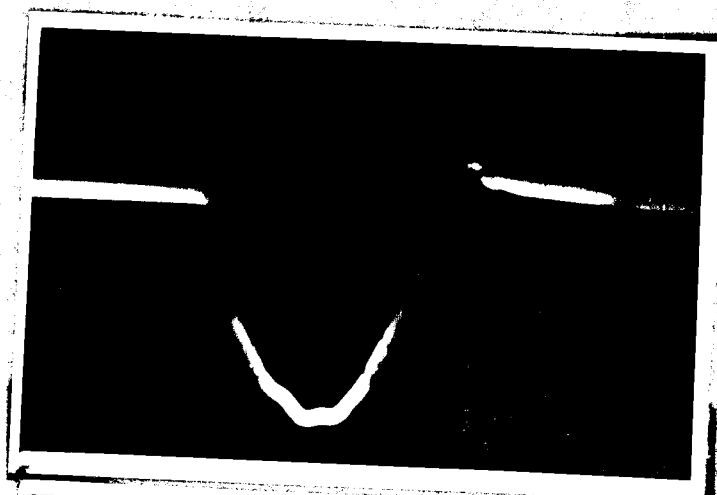
**Strana 8. 68**

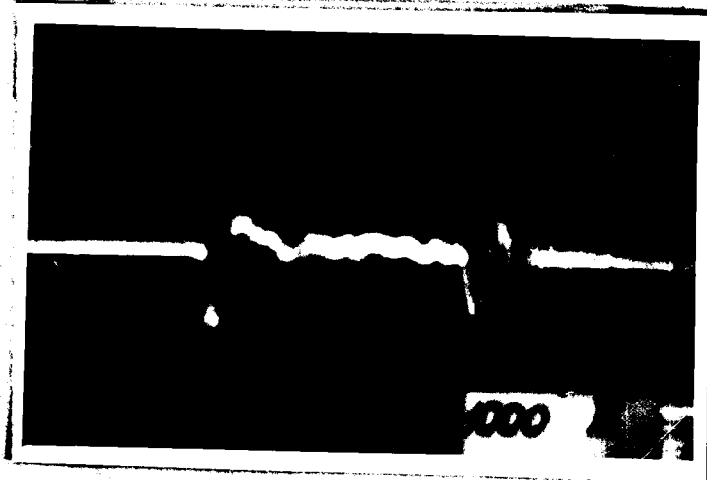
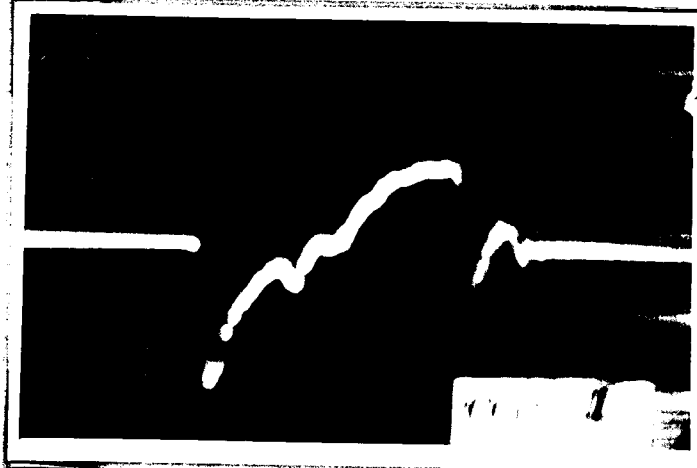
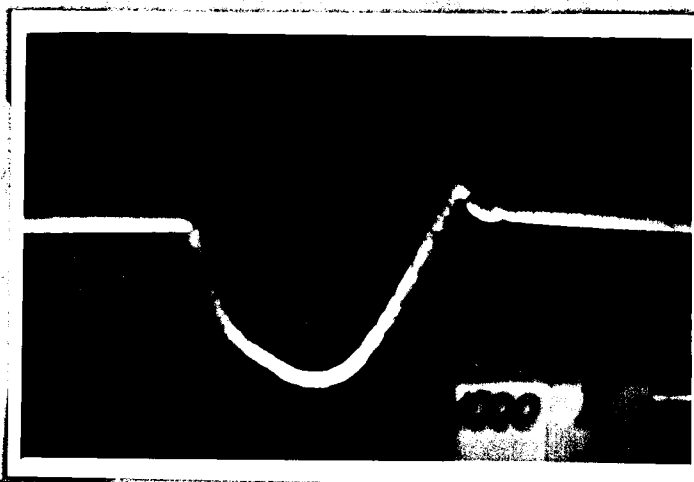
**5. července 1969**

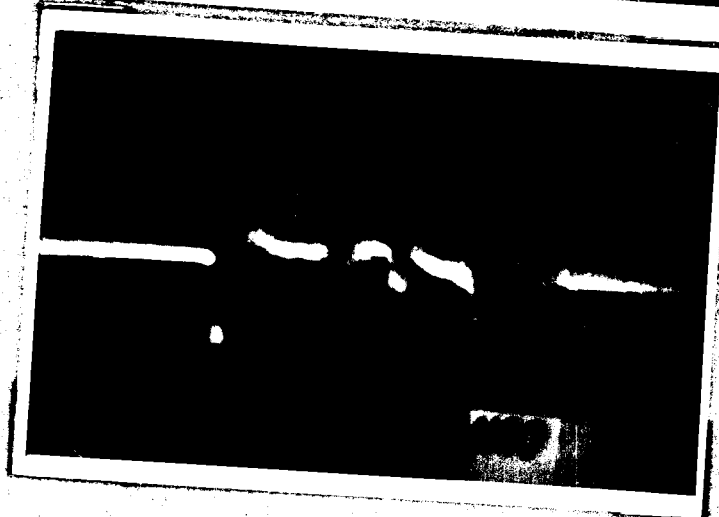
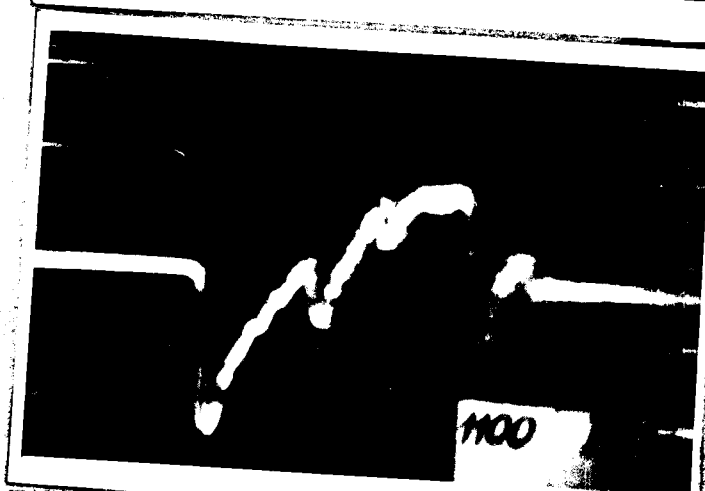
**Jaroslav Kost**











#### 4.6.0 Zhodnocení měřicí metody

Použití měřicí metody je výhodné zejména pro svou jednoduchost a univerzálnost použití. Lze bez velkých potíží sestavit měřič lineární i pro značné svisly. Velkou předností je také nízká průběhu svislu, rychlosti a zrychlení s jediné snímkem. Tato metoda je také frekvenčně neomezená ve velkém rozsahu.

Mezi nevýhody patří nemožnost statického srovnání a s tím spojená větší pracnost při vyhodnocování. Do měření je také vložena nepřesnost hodnot první R-C členu a příslušnost jejich matematických výpočtů.

S uvedeného vyplývá, že tato metoda nebude vhodná tehdy, kdy-li velmi přesně průběh svislu ventilu. Dává však celkový dobrý přehled o pohybu ventilu a lze ji použít ve většině případů.

### **1.1.1.1**

Přesné dynamické řešení pohybu ventilu je složité a obtížné. Výpočet, tak jak byl proveden v této diplomní práci, neobsahuje přesné údaje o pohybu ventilu. Je to s velkou částí naviňkovo nemožností přesně určit některé parametry, např. redukovanou hmotu některých součástí rozvodového mechanismu, a zvláště ověřit vyjádření tlumení.

Z tohoto hlediska jsou výhodnější sleditější náhrady soustavy a použití analogových počítačů. Iste více například systém na redukci hmot a vyjádření tlumení, avšak analogový model nám dává možnost tyto parametry měnit ve velkých rozsazích, a tím snadněji určit jejich vliv na pohyb ventilu.

Pro přesné ověření skutečného pohybu ventilu je obvykle nutné provést měření na motoru. V této diplomní práci je předložena jedna z možností tohoto měření.

Svému děkují a. ing. Oldřichu Šervínkovi OŠ za rady, které mi poskytl během této práce.

|                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |                                                      |                                                                        |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------|
| <b>VŠST LIBEREC</b><br><b>FAKULTA STROJNÍ</b>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              | <b>Kinematika a dynamika</b><br><b>posvěcená OHV</b> | <b>Strana 8, 74</b><br><b>3. červenec 1969</b><br><b>Jaroslav Košť</b> |
| <p><b><del>Seznam použité literatury.</del></b></p> <p><b>R.J. Eriani:</b>      <b>Intensive cam profile synthesis and valve gear dynamics from dimensionless analysis</b><br/> <b>SAN Preprints, n.s., N 66 0032, 22 pp. /I/</b></p> <p><b>D.A. Stoddart:</b>    <b>Polydyne cam design</b><br/> <b>Machine design, vol. 15, NN 1-3      /II/</b></p> <p><b>H. Rajdov:</b>        <b>Konstruování mechanického motoru M 670 a jeho dynamické vlastnosti</b><br/> <b>Dip. práce, VŠST Liberec 1967      /III/</b></p> <p><b>V.N. Lisicyn, E.I. Burdakov:</b> <b>Metodika issledovaniya raboty gasoppravlitel'nogo mekhanizma dvigatelia</b><br/> <b>Avt. prom. 8. 12/ 1968      /IV/</b></p> <p><b>Ju. A. Kogan:</b>    <b>Issledovanie dvizheniya klapanov dvigatelia EIL-111</b><br/> <b>Avt. prom. 8. 8/ 1968      /V/</b></p> <p><b>W. Scholz:</b>        <b>Die elektronische Steuerungstechnik im Motoren- und Fahrzeugbau</b><br/> <b>MTZ 8. 9/ 1959      /VI/</b></p> <p><b>J. Kolesník:</b>      <b>Dynamika stroja, SHVL      /VII/</b></p> <p><b>W.H. Dudley:</b>     <b>New methods in valve cam design</b><br/> <b>SAN Quarterly Transactions, vol. 2, N 1.      /VIII/</b></p> <p><b>Ju. A. Kogan:</b>    <b>Ustrojstvo i vychodnyye kharakteristiki gazoppravlitel'nykh mekhanizmov</b></p> |                                                      |                                                                        |

**VŠST LIBEREC**  
**FAKULTA STROJNÍ**

**Kinematika a dynamika**  
**rozsudek GKT**

**Strana 6. 73**

**5. srpence 1969**

**Jaroslav Kopecký**

**protiv vibrací**

**Art. prom. 6. 4/ 1958**

**/XX/**