

Vysoká škola: VŠST Liberec Fakulta: strojní
Katedra: strojů průmysl. dopravy Školní rok: 1983/84

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Jiří H a v l í č e k
obor 23-20-8 stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

Vedoucí katedry Vám ve smyslu nařízení vlády ČSSR č. 90/1980 Sb., o státních závěrečných zkouškách a státních rigorozních zkouškách, určuje tuto diplomovou práci:

Název tématu: Hnací mechanismus vstřikovacího čerpadla

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte základní rozbor kinematicko-dynamických poměrů u vstřikovacího čerpadla Motorpal PV 6Bg 9P; zvláštní pozornost věnujte mechanickému namáhání hlavních dílů soustavy a průběhu hnacího momentu čerpadla.
2. Posuďte vliv řešení vačkového mechanismu (uspořádání, rozměry, tvar vačky) na průběh rychlosti pohybu pístku a na namáhání uzlů vačka - kladka; výpočtem, příp. podle experimentálních výsledků posuďte proměnlivost průběhu dopravní vlny na počátku výtlačku.
3. Výsledky provedeného šetření zhodnoťte z hlediska možností zvyšování jak rychlosti vstřikování paliva (rychlosti pohybu pístku, průměru pístku), tak celkové dávky paliva.
4. Při zpracování úlohy využijte dle potřeby a možností výpočetní techniky VŠST.

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEPELNÁ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5
PSČ 461 17

Rozsah grafických prací: výkresové a grafické práce v rozsahu potřebném
pro znázornění všech zjištěných závislostí

Rozsah průvodní zprávy: min. 50 stran textu včetně tabulek a grafů

Seznam odborné literatury: INDRA, J.: Příslušenství spalovacích motorů,
skripta VÚT Brno, SNTL Praha 1966

LYŠEVSKIJ, A.S.: Sistemi pitaniya dizelej,
Mašinostrojenije, Moskva 1981

Diplomové práce VŠST, SF:
J. Chaloupka, 1970
J. Kračmar, 1973
J. Plachta, 1982

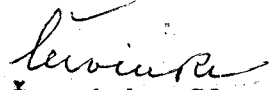
Vedoucí diplomové práce: Ing. Stanislav Beroun, CSc.

Konzultant: Ing. Jitka Kvapilová

Datum zadání diplomové práce: 1.12.1982

Termín odevzdání diplomové práce: 25.5.1984

L. S.


Doc. Ing. O. Červinka, CSc.
Vedoucí katedry


Doc. RNDr. B. Stríž, CSc.
Děkan

v Liberci dne 1.12. 1982
10

Misterbářské prohlášení:

"Misterbářské prohlášení, že jsem diplomovanou práci
vypracoval samostatně a použitím uvedené literatury."

V Liberci 25.5.1984

Jan Čížek

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Obor 23 - 20 - 8

stroje a zařízení pro strojírenskou výrobu

zaměření

stroje a zařízení pro průmyslovou dopravu

Katedra strojů průmyslové dopravy

HNACÍ MECHANISMUS VSTŘIKOVACÍHO ČERPADLA

KDS - 054

Jiří H a v l í č e k

Vedoucí práce: Ing. Stanislav Beroun, CSc., VŠST Liberec

Konzultant: Ing. Jitka Kvapilová, VŠST Liberec

Rozsah práce a příloh

Počet stran : 64

Počet tabulek : 5

Počet obrázků : 28

Počet výkresů : -

Počet jiných příloh : 8

DT 621.431

25. května 1984

Obsah

Úvod	1
1. Vstříkovací čerpadlo PV 6Bg 9P	5
2. Řešení kinematických veličin	7
2.1 Odvození vztahů pro výpočet kinematických veličin	7
2.1.1 Výpočet úhlu α_1	7
2.1.2 Výpočet úhlu β	8
2.1.3 Odvození vztahů pro interval $\alpha = (0, \alpha_M)$	9
2.1.4 Odvození vztahů pro interval $\alpha = (\alpha_M, \beta)$	11
2.1.5 Výpočet úhlů α_0, α_K	13
2.2 Vliv excentricity na průběh kinematických veličin	14
2.3 Vliv průměru kladičky na průběh kin. veličin	18
2.4 Vliv tvaru vačky na průběh kinematických veličin	21
3. Řešení dynamických veličin	28
3.1 Návrh dynamického modelu	28
3.2 Matematický popis dynamického modelu	34
3.3 Výpočet tuhostí a tlumení	36
3.3.1 Výpočet tuhosti K_1	36
3.3.2 Výpočet tuhosti K_2	37
3.3.3 Výpočet hmotnosti M	39
3.3.4 Výpočet tlumení C_1, C_2	40
3.3.5 Výpočet T, K_P, C_S	41
4. Namáhání hlavních dílů soustavy	48
4.1 Namáhání uzlu vačka - kladička	48
4.2 Namáhání vačkového hřídele	48
4.3 Namáhání čepu kladičky	49
4.4 Namáhání zvedátka	50
4.5 Namáhání vratné pružiny	50
5. Výpočet hnacího momentu	52
6. Posouzení průběhu dopravní vlny	60
7. Závěr	63

Seznam zkratek

a - zrychlení pístku	ms^{-2}
a - rychlost zvuku v palivu	ms^{-1}
b - šířka kladičky	m, mm
C1, C2, CS - součinitele vazkého tlumení	Nm^{-1}s
c, c _o , c _d , c _z - rychlosti paliva	ms^{-1}
d - průměr pístku	m, mm
e - excentricita	m, mm
E - modul pružnosti v tahu	MPa
F - síla	N
F _n - normálová síla	N
F _t - tečná síla	N
G - modul pružnosti ve smyku	MPa
h - zdvih pístku	m, mm
K1, K2, KP - tuhosti	Nm^{-1}
M - hmotnost	kg
M _t - točivý moment	Nm
P, P _o , P _d , P _z - tlaky v palivu	Pa, MPa
R2, RZ, RO, RR, R - poloměry vačky	m, mm
T - třecí síla	N
v - rychlost pístku	ms^{-1}
y - zdvih pístku	m, mm
α - úhel pootočení vačky	
β - úhel ukončení zdvihu	
ε - modul pružnosti paliva	MPa
ω - úhlová rychlost	s^{-1}

Ostatní označení v textu mají místní význam a nejsou v tomto přehledu uvedena.

Ú v o d :

Použití vznětových motorů jako pohonných jednotek je v současné době nezastupitelné jinými druhy pohonných jednotek. Při posuzování výhodnosti použití vznětového motoru v určitém případě je třeba přihlížet ke všem konkrétním podmínkám. O kvalitách vznětového motoru svědčí to, že v mnoha oborech je vznětový motor hospodářsky výhodný.

Hlavní oblast použití vznětových motorů představuje jejich použití v nákladních automobilech, jež slouží k dopravě materiálů a tím zabezpečují chod a rozvoj národního hospodářství. U osobních automobilů se u nás zatím vznětové motory neprosadily, i když jeho palivová ekonomie je při srovnatelných podmínkách lepší než u zážehového motoru a lépe splňuje stále přísnější požadavky na obsah škodlivin ve výfukových plynech.

Vznětový motor má rovněž výsadní postavení jako pohonná jednotka zemědělských a stavebních strojů. Rovněž se používají v železniční dopravě u lokomotiv a velkou skupinu motorů tvoří lodní motory /zpravidla pomaloběžné vysokých objemových tříd/.

Jednou z důležitých součástí vznětového motoru je vstřikovací čerpadlo, jež slouží spolu s ostatním příslušenstvím jako vstřikovací zařízení k vytváření směsi. Úkolem vstřikovacího zařízení tedy je odměřit předepsané množství paliva, dopravit ho ke vstřikovací trysce a ve správný okamžik jej rozpráší do spalovacího prostoru motoru. Činnost a seřízení vstřikovacího zařízení se projevuje na vlastnostech motoru. Značnou měrou též ovlivňuje spotřebu paliva, tedy hospodárnost provozu, dále ovlivňuje životnost motoru i vlastního čerpadla. V poslední době nabývá na významu skutečnost, že konstrukce vstřikovacího čerpadla a jeho parametry též ovlivňují obsah škodlivin ve výfukových plynech.

Vývoj vysokotlaké vstřikovací jednotky trval asi dvě desetiletí. V průběhu tohoto vývoje se objevovala různá konstrukční řešení. Současná konstrukce čerpadla pochází z roku 1926, u které je množství paliva odměřováno vhodně upraveným tvarem pístku a přepouštěcími otvory. Od této doby se konstrukce vstřikovací jednotky příliš nezměnila, nepodstatné změny se týkají detailů a konstrukčních úprav. Současnou konstrukci používá většina výrobců vstřikovacích čerpadel.

Každé vstřikovací čerpadlo se skládá z vysokotlakých vstřikovacích jednotek. Těch bývá obvykle stejný počet jako válců vznětového motoru. Na obrázku /2/ je nakreslen příčný řez touto vstřikovací jednotkou.

Pohyb pístku 3 je určen tvarem vačky 1, která působí na píst přes zvedátko s kladičkou, která je kluzně uložena na čepu. Píst je přesně zalapován ve válci 6, který je uchycen v horní části bloku čerpadla 7. Při poloze pístku v dolní úvrati proudí palivo nad pístek plnicím otvorem 14, který propojuje plnicí komoru 8 /tlak 0,1 - 0,15 MPa/ s prostorem nad pístkem. Při pohybu pístku z dolní úvrati dochází k vytlačování paliva zpět do plnicí komory. Při dosažení zdvihu, při kterém je plnicí i přepouštěcí otvor zakryt pláštěm pístku, dochází k teoretickému počátku dodávky paliva. Od tohoto okamžiku je palivo dále pohybem pístku stlačováno až na hodnotu tlaku, kdy síla působící na výtlačný ventil 9 překoná předpětí pružiny výtlačného ventilu. Palivo začne proudit do vysokotlakého potrubí a dále do vstřikovače, kde je tryskou rozprášeno do spalovacího prostoru motoru.

Vstřikování paliva probíhá tak dlouho, jak dlouho jsou zakryty otvory 13 a 14 pláštěm pístku. V okamžiku, kdy šroubová regulační hrana pístku začne odkrývat přepouštěcí otvor 13,

palivo z prostoru nad pístkem pronikne zpět do plnicí komory. Dojde k prudkému poklesu tlaku nad pístkem a předpětí pružiny výtlačného ventilu překoná sílu od tlaku paliva a tím dojde k dosednutí kuželky ventilu do sedla. Výstřik paliva je ukončen.

Dále je pístek vačkou zvednut až do horní úvrati. Palivo z prostoru nad pístkem prochází svislou drážkou v plášti pístku a přes přepouštěcí otvor zpět do plnicí komory. Zpětný pohyb pístku zajišťuje vratná pružina 4, která musí pohybujícím se hmotám udělit dostatečné zrychlení, aby nedocházelo k odskakování kladičky od vačky.

Regulace množství vstřikovaného paliva se u tohoto druhu čerpadel provádí natáčením pístku ve válci ozubeným hřebenem 11. Protože spodní regulační hrana pístku je šroubová, mění se v závislosti na natočení pístku i okamžik odkrytí přepouštěcího otvoru touto hranou, tzn. okamžik ukončení vstřikování. Tomuto uspořádání říkáme regulace s konstantním počátkem dávky paliva a je nejvíce používané.

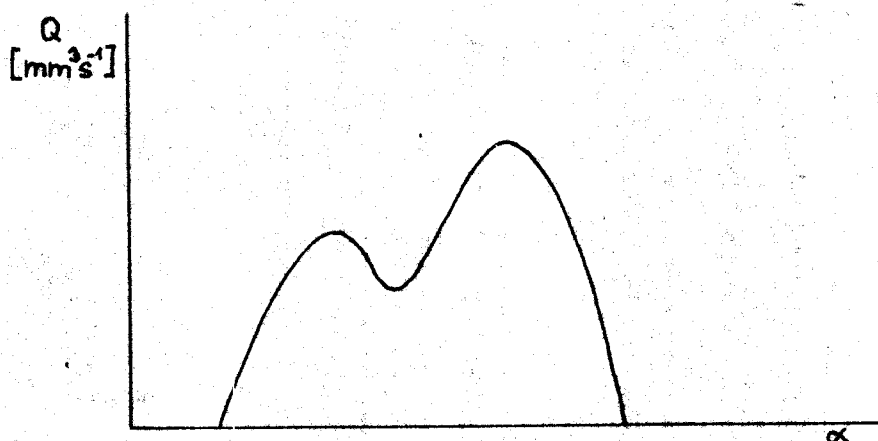
Jednou z nejdůležitějších funkčních součástí vstřikovacího čerpadla je vačka, která určuje pohyb pístku mezi úvratěmi a dobu setrvání v jednotlivých úvratích. Podle profilu vačky se tedy řídí pohybový zákon pístku. Na průběhu a hodnotách rychlosti pístku závisí rychlost vstřikování paliva, která určuje kvalitu rozprášení paliva. Vačka a její tvar tedy určují vlastnosti vstřikovacího čerpadla. Bok vačky je nejčastěji složen z kruhových oblouků. Tyto vačky se vyznačují tím, že skoková změna poloměru vyvolá skokovou změnu v průběhu zrychlení. Skoky ve zrychlení negativně působí na životnost čerpadla, zvláště na životnost vratných pružin, neboť skoky ve zrychlení vyvolávají jejich rezonanční rozkmitávání.

Skokové změny zrychlení rovněž způsobují skokové změny v průběhu sil působících mezi kladičkou a vačkou. Tyto změny nepříznivě působí na životnost činných ploch kladičky a vačky.

To vede ke snaze konstruovat vačky se spojitým průběhem zrychlení. Někdy se používají i nesymetrické vačky, u nichž je sestupný bok pozvolnější, čímž klesá maximální hodnota zrychlení. Tyto vačky však lze použít pouze pro jeden smysl otáčení vačkového hřídele.

Rovněž se používají vačky u nichž lze docílit řízeného vstřiku, tzn. že při jejich konstrukci se vychází ze znalosti nejvýhodnější závislosti průtoku paliva tryskou na úhlu pootočení vačky. Toho lze docílit jenom v úzkém rozsahu otáček, kdy provozní režim se blíží výpočtovému režimu, pro který platí daný zákon vstřiku. Motor při použití těchto vaček má zvlášť měkký chod v daném rozsahu otáček. To se využívá u stacionárních a lodních motorů.

Na obrázku je znázorněn výhodný průběh průtoku paliva tryskou na úhlu pootočení vačky.



obr.1

1. Vstřikovací čerpadlo PV 6Bg 9P

Čerpadla řady PV, tzn. s vlastním pohonem, se používají u víceválcových vznětových vozidlových motorů a pro malé a střední stacionární motory. Čerpadla řady PV se vyrábějí ve dvou až dvanáctiválcovém provedení a v několika rozměrových řadách lišících se zdvihem pístku vstřikovací jednotky.

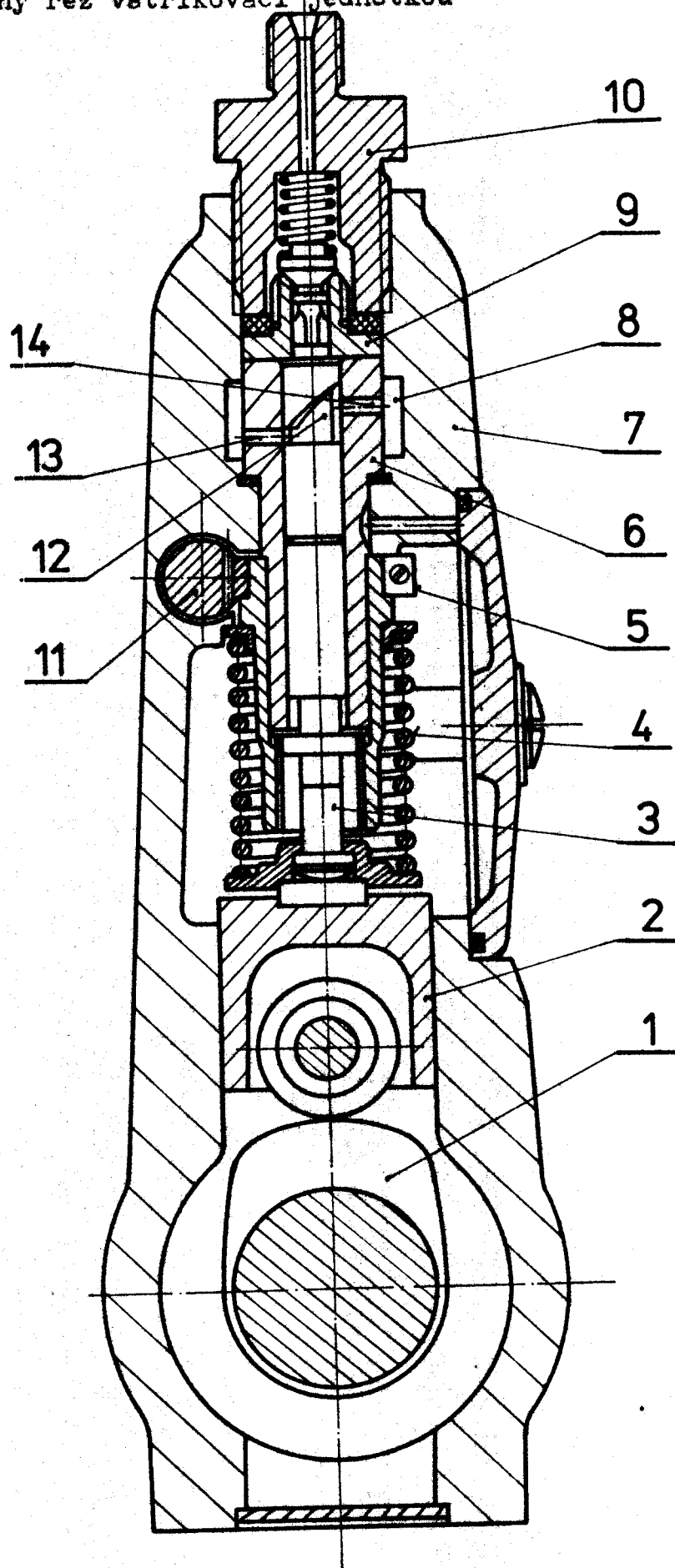
Čerpadlo PV 6Bg 9P má 6 vysokotlakých vstřikovacích jednotek, jejichž pístky mají zdvih $h = 10 \text{ mm}$ a průměr pístku $d = 9 \text{ mm}$. Vstřikovací jednotky jsou uspořádány ve společném bloku za sebou. Pístky ovládá vačkový hřídel, který je na okrajích uložen ve dvou kuličkových ložiskách a uprostřed je podepřen kluznou podporou. Ta zachycuje síly působící na vačkový hřídel a tak se podstatně zmenšuje průhyb vačkového hřídele. To přispívá k tužšímu uložení vačkového hřídele a tedy ke snížení náchylnosti hřídele k ohybovému kmitání.

Bok vačky je tvořen dvěma kruhovými oblouky o poloměrech $R_2 = 110 \text{ mm}$ a $R_0 = 9 \text{ mm}$. Teoretický počátek dodávky paliva nastává při zdvihu $y = 3,5 \text{ mm}$ od dolní úvrati pístku.

Výrobce udává maximální hodnotu rychlosti pístku při 1000 ot/min. vačkového hřídele $1,82 \text{ m/s}$.

Úkolem této diplomové práce bylo provést základní rozbor kinematicko-dynamických poměrů u vstřikovacího čerpadla Motorpal PV 6Bg 9P a posouzení vlivu řešení vačkového mechanismu /uspořádání, rozměry, tvar vačky/ na průběh rychlosti pohybu pístku. Dále úkolem práce byl výpočet hnacího momentu čerpadla a namáhání uzlu vačka - kladka. Výsledky provedeného šetření jsou zhodnoceny z hlediska možnosti zvyšování rychlosti pohybu pístku a celkové dávky paliva.

obr.2 Příčný řez vstříkací jednotkou



2. Řešení kinematických veličin.

Znalost průběhu kinematických veličin, tzn. zdvihu, rychlosti a zrychlení pístku slouží k posouzení vlastností vstříkovací jednotky.

Průběh rychlosti v závislosti na pootočení vačky se má v průběhu vstřiku průběžně zvětšovat tak, aby palivo vstupující do spalovacího prostoru později předběhlo zónu hořícího paliva, které bylo vstříknuto dříve, a dostalo se tak do míst, kde je ještě dostatek kyslíku k hoření. U moderních motorů je vhodným tvarem spalovacího prostoru dosaženo značného víření vzduchu a paliva a tento požadavek ustupuje do pozadí.

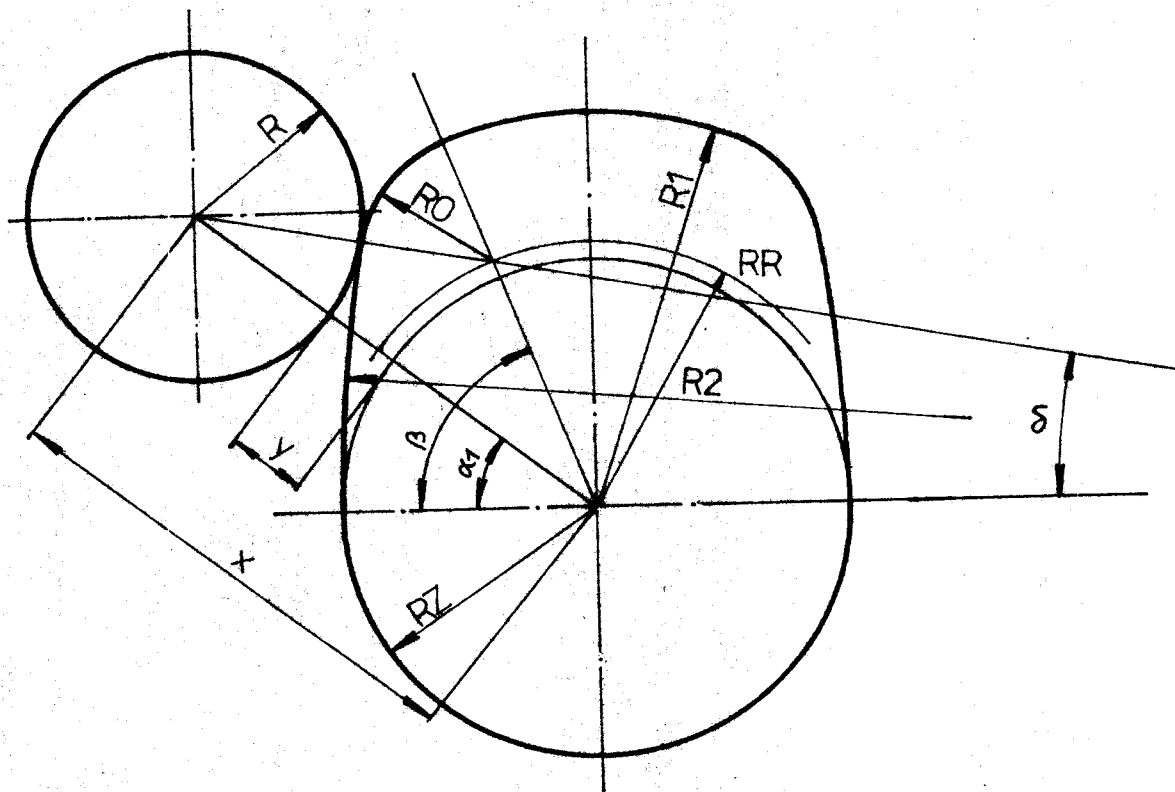
Hodnoty rychlostí během vstřikování musí dosahovat určitých minimálních velikostí, aby bylo zajištěno dokonalé rozprášení paliva a tím i vysoká účinnost spalování. Kvalita rozprášení paliva má vliv na výkon motoru, životnost motoru a obsah škodlivých látek ve výfukových plynech. Z toho plyne požadavek na zvyšování rychlosti vstřikování, tedy rychlosti pohybu pístku. Tento požadavek je však omezován z hlediska životnosti a namáhání dílů vstříkovací jednotky.

2.1 Odvození vztahů pro výpočet kinematických veličin v závislosti na úhlu pootočení vačky a na uspořádání mechanismu.

Odvozené vztahy slouží pro výpočet kinematických veličin obecně formulovaného vačkového mechanismu při možnosti posouzení některých konstrukčních úprav, na př. rozměrů, vyosení zvedáku a pod.

2.1.1 Výpočet úhlu α_1

Úhel α_1 je úhel přechodu dotykového bodu kladičky a vačky z poloměru R_2 na R_0 .



obr.3

Pro pomocný úhel δ platí vztah:

$$\delta = \arccos \frac{(R_2 - R_0)^2 + (R_2 - R_Z)^2 - R_R^2}{2(R_2 - R_0) \cdot (R_2 - R_Z)}$$

Pro x^2 platí vztah:

$$x^2 = (R_2 + R)^2 + (R_2 - R_Z)^2 - 2(R_2 + R) \cdot (R_2 - R_Z) \cdot \cos \delta$$

Pro velikost úhlu α_1 platí vztah:

$$\alpha_1 = \arccos \frac{(R_2 + R)^2 - x^2 - (R_2 - R_Z)^2}{2 \cdot x \cdot (R_2 - R_Z)}$$

Úhel α_1 je funkcí poloměru R_2 , R_Z , R_0 , R_R a R , tj. závisí na tvaru vačky a na poloměru kladičky.

2.1.2 Výpočet úhlu β

Úhel β je úhel odpovídající okamžiku ukončení zdvihu.

Vyjdeme z kosinové věty a upravený vztah pro β má tvar:

$$\beta = \arccos \frac{(R_2 - R_0)^2 - R R^2 - (R_2 - R Z)^2}{2 \cdot R R \cdot (R_2 - R Z)}$$

Úhel β je pouze funkcí poloměrů R_2 , RZ , R_0 a RR , tzn., že nezávisí na poloměru kladičky R .

2.1.3 Odvození kinematických vztahů pro interval $\alpha = (0, \alpha_M)$

Pohyb v intervalu $(0, \alpha_M)$ je charakterizován dotykem kladičky s poloměrem R_2 vačky. Při odvození vyjdeme z obr. /4/ V trojúhelníku ABC platí kosinova věta:

$$c^2 = a^2 + b^2 + 2ab \cos \alpha$$

z ní vyjádříme a :

$$a = -b \cos \alpha + \sqrt{b^2 (\cos^2 \alpha - 1) + c^2}$$

po dosazení obdržíme pro y :

$$y = -(R_2 - R Z - \frac{e}{\sin \alpha}) \cos \alpha + \sqrt{(R_2 - R Z - \frac{e}{\sin \alpha})^2 (\cos^2 \alpha - 1) + (R_2 + R)^2} - R - R Z - \frac{e}{\tan \alpha}$$

Po úpravě a využitím goniometrických vzorců dostáváme konečný vztah pro zdvih pístku y :

$$y = -(R_2 - R Z) \cos \alpha + \sqrt{(R_2 - R Z)^2 (\cos^2 \alpha - 1) + 2 \cdot (R_2 - R Z) e \sin \alpha - e^2 + (R_2 + R)^2} - R - R Z \quad (1)$$

Pro rychlost pístku platí vztah:

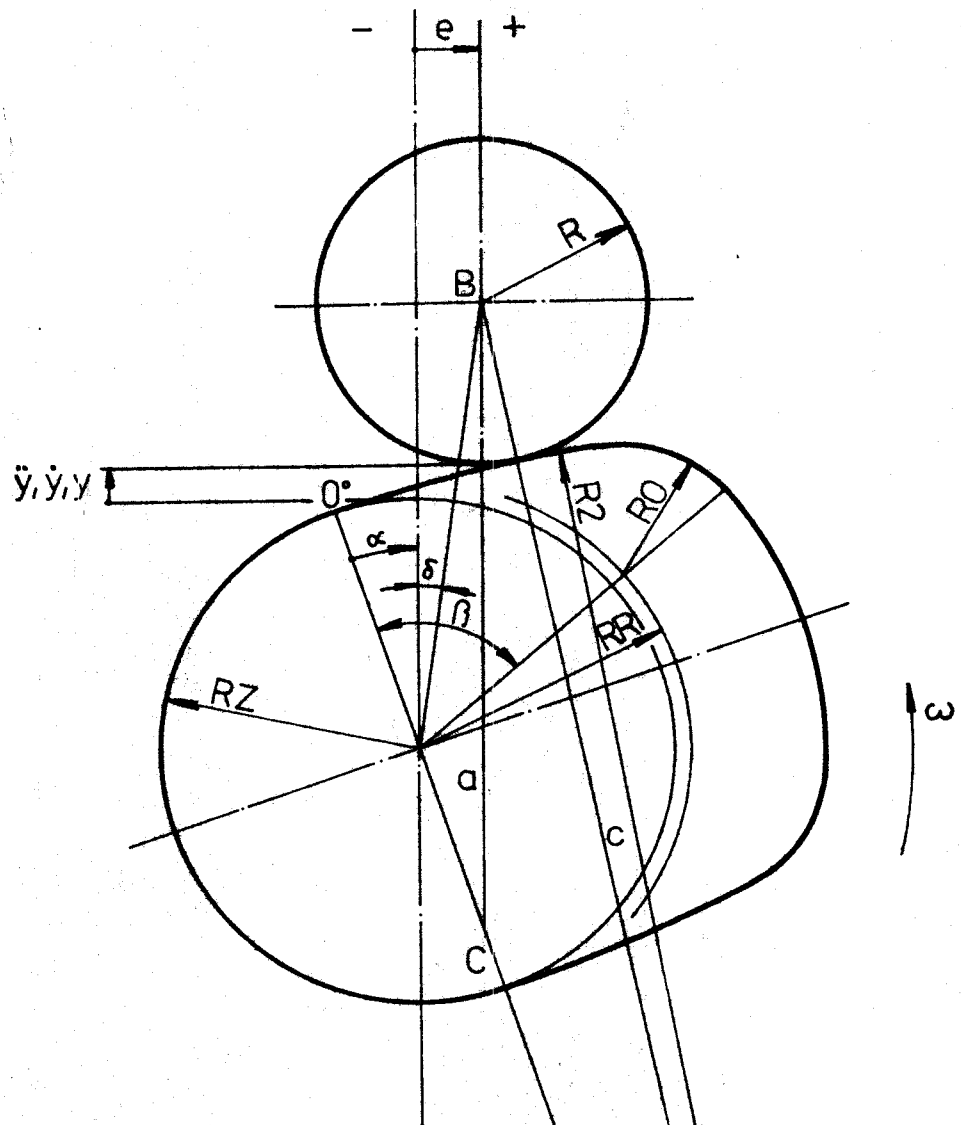
$$v = \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{dy}{d\alpha}$$

Po provedení naznačené derivace a po úpravě dostáváme konečný vztah pro rychlost pístku v :

$$v = \omega \left[(R_2 - R Z) \sin \alpha + \frac{-(R_2 - R Z)^2 \cos \alpha \cdot \sin \alpha + (R_2 - R Z) e \cdot \cos \alpha}{\sqrt{(R_2 - R Z)^2 (\cos^2 \alpha - 1) + 2 \cdot (R_2 - R Z) e \cdot \sin \alpha - e^2 + (R_2 + R)^2}} \right] \quad (2)$$

Pro zrychlení platí vztah:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{dv}{d\alpha}$$



$$a = R + y + RZ + \frac{e}{\operatorname{tg} \alpha}$$

$$b = R2 - RZ - \frac{e}{\sin \alpha}$$

$$c = R2 + R$$

obr. 4

Pro zjednodušení zavedeme substituce;

$$u = -(R_2 - RZ)^2 \cos \alpha \cdot \sin \alpha + (R_2 - RZ)e \cdot \cos \alpha$$

$$w = \sqrt{(R_2 - RZ)^2 (\cos^2 \alpha - 1) + 2 \cdot (R_2 - RZ)e \cdot \sin \alpha - e^2 + (R_2 + R)^2}$$

$$u' = \frac{du}{d\alpha} = -(R_2 - RZ)^2 (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) - (R_2 - RZ)e \cdot \sin \alpha$$

$$w' = \frac{dw}{d\alpha} = \frac{-(R_2 - RZ)^2 \cos \alpha \cdot \sin \alpha + (R_2 - RZ)e \cdot \cos \alpha}{\sqrt{(R_2 - RZ)^2 (\cos^2 \alpha - 1) + 2 \cdot (R_2 - RZ)e \cdot \sin \alpha - e^2 + (R_2 + R)^2}}$$

Potom pro zrychlení pístku platí vztah:

$$a = \omega^2 \left[(R_2 - RZ) \cos \alpha + \frac{u' \cdot w - u \cdot w'}{w^2} \right] \quad (3)$$

2.1.4 Odvození kinematických vztahů pro interval $\alpha = (\alpha_M, \beta)$

Pohyb v intervalu (α_M, β) je charakterizován dotykem kladičky s poloměrem R_0 vačky. Při odvození vyjdeme z obr. /5/

Úhel pootočení vačky α_M , kdy dotykový bod přechází z poloměru R_2 na poloměr R_0 vačky, je dán vztahem:

$$\alpha_M = \alpha_1 \pm \operatorname{arctg} \frac{|e|}{R + \gamma + RZ}$$

Kladné znaménko platí pro zápornou excentricitu, záporné znaménko pro kladnou excentricitu.

Z uvedeného vztahu vyplývá, že při nulové excentricitě je úhel přechodu α_M dán přímo úhlem α_1 .

V trojúhelníku ABC platí kosinova věta:

$$c^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cdot \cos(\beta - \alpha)$$

z ní vyjádříme a:

$$a = b \cdot \cos(\beta - \alpha) + \sqrt{b^2 [\cos^2(\beta - \alpha) - 1] + c^2}$$

Po dosazení dostáváme vztah pro y :

$$y = \left(RR - \frac{e}{\sin(\beta - \alpha)} \right) \cos(\beta - \alpha) + \sqrt{\left[RR - \frac{e}{\sin(\beta - \alpha)} \right]^2 [\cos^2(\beta - \alpha) - 1] + (R + RO)^2} - R - RZ - \frac{e}{\tan(\beta - \alpha)}$$

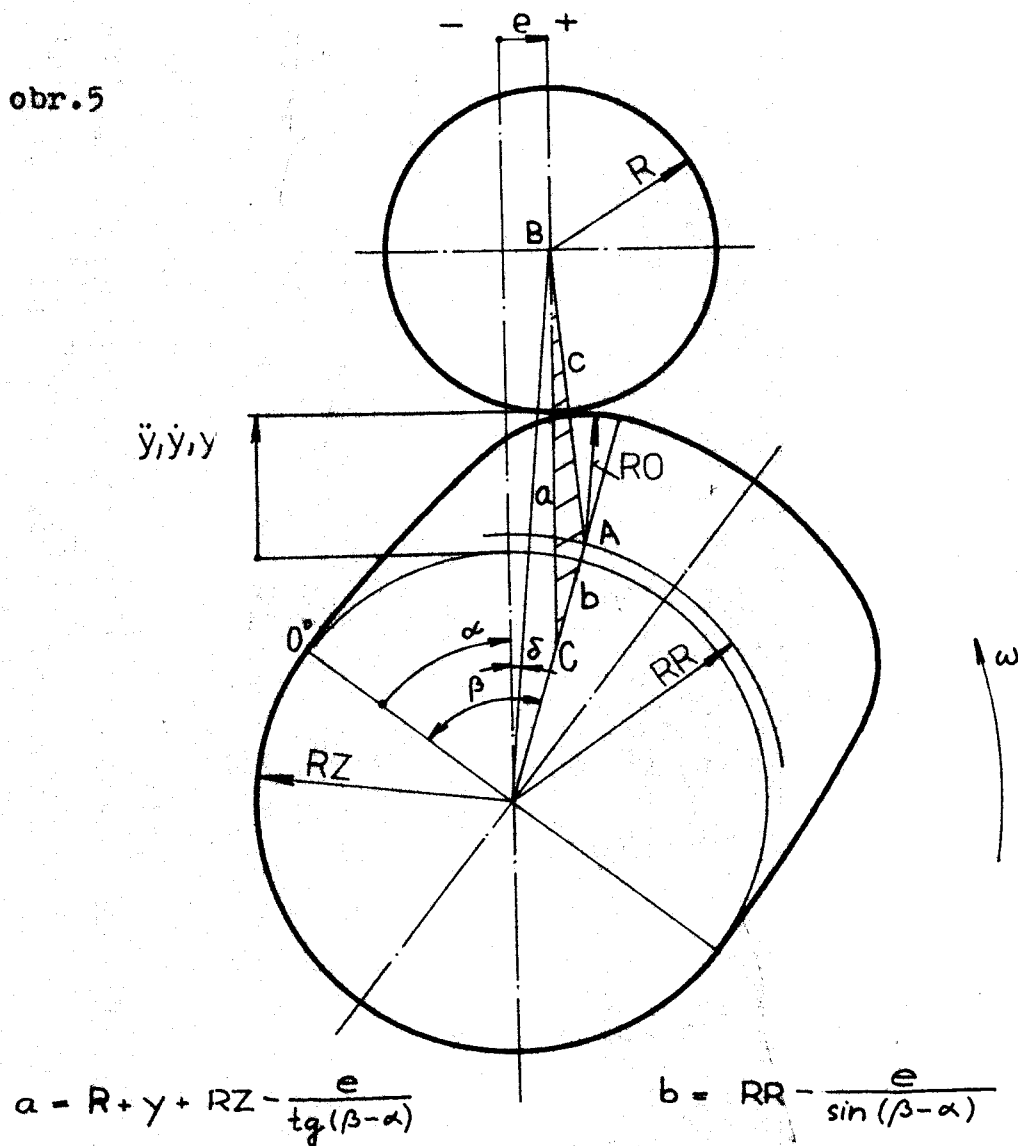
Po úpravě s využitím goniometrických vzorců dostáváme konečný vztah pro zdvih pístku y :

$$y = RR \cdot \cos(\beta - \alpha) + \sqrt{RR^2 [\cos^2(\beta - \alpha) - 1] + 2 \cdot RR \cdot e \cdot \sin(\beta - \alpha) - e^2 + (R + RO)^2} - R - RZ \quad (4)$$

Pro rychlost pístku platí vztah:

$$v = \frac{dy}{dt} = \frac{dy}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{dy}{d\alpha}$$

Po provedení naznačené derivace a po úpravě dostáváme konečný vztah pro rychlost pístku v :



$$c = R + RO$$

$$V = \omega \left[RR \cdot \sin(\beta - \alpha) + \frac{RR \cos(\beta - \alpha) \cdot \sin(\beta - \alpha) - RR \cdot e \cdot \cos(\beta - \alpha)}{\sqrt{RR^2 [\cos^2(\beta - \alpha) - 1] + 2 \cdot RR \cdot e \cdot \sin(\beta - \alpha) - e^2 + (R + RO)^2}} \right] \quad (5)$$

Pro zrychlení pístku platí vztah:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = \omega \cdot \frac{dv}{d\alpha}$$

Pro zjednodušení zavedeme substituce:

$$u = RR^2 \cos(\beta - \alpha) \cdot \sin(\beta - \alpha) - RR \cdot e \cdot \cos(\beta - \alpha)$$

$$w = RR^2 [\cos^2(\beta - \alpha) - 1] + 2 \cdot RR \cdot e \cdot \sin(\beta - \alpha) - e^2 + (R + RO)^2$$

$$u' = \frac{du}{d\alpha} = RR^2 [\sin^2(\beta - \alpha) - \cos^2(\beta - \alpha)] - RR \cdot e \cdot \sin(\beta - \alpha)$$

$$w' = \frac{dw}{d\alpha} = \frac{RR^2 \cos(\beta - \alpha) \cdot \sin(\beta - \alpha) - RR \cdot e \cdot \cos(\beta - \alpha)}{\sqrt{RR^2 [\cos^2(\beta - \alpha) - 1] + 2 \cdot RR \cdot e \cdot \sin(\beta - \alpha) - e^2 + (R + RO)^2}}$$

Potom pro zrychlení platí vztah:

$$a = \omega^2 \left[-RR \cdot \cos(\beta - \alpha) + \frac{u'w - u \cdot w'}{w^2} \right] \quad (6)$$

Z uvedených vztahů vyplývá, že rychlost pístku je přímo úměrná úhlové rychlosti, t.j. otáčkám vačkového hřídele.

Zrychlení je přímo úměrné kvadrátu úhlové rychlosti, t.j. otáčkám hřídele. Při zvýšení otáček na dvojnásobek vzrostou hodnoty zrychlení, t.j. i všech dynamických veličin na čtyřnásobek původní hodnoty.

2.1.5 Určení úhlu po otočení vačky odpovídajícího začátku a konci zdvihu v závislosti na excentricitě.

Úhel, který odpovídá počátku zdvihu určíme ze vztahu:

$$\alpha_0 = \pm \arcsin \frac{|e|}{R + RZ}$$

Kladné znaménko platí pro zápornou excentricitu, záporné znaménko pro kladnou excentricitu.

Úhel, který odpovídá konci zdvihu určíme ze vztahu:

$$\alpha_k = \beta \pm \arcsin \frac{|e|}{R + R_2 + 10}$$

Kladné znaménko platí pro zápornou excentricitu, záporné znaménko pro kladnou excentricitu.

Úhel pootočení vačky, který přísluší pohybu pístku z dolní do horní úvratě, vypočteme ze vztahu:

$$\alpha_c = \alpha_k - \alpha_o$$

Pro výpočet kinematických veličin byl sestaven program pro výpočet na počítači, jehož vývojový diagram je uveden na obr./18/. Vlastní program v jazyce Fortran IV je přiložen v příloze. Program je univerzální, neboť při výpočtu kinematických veličin můžeme měnit velikost excentricity, poloměru kladičky a tvar vačky. Část vačky odpovídající zdvihu pístku však musí být složena ze dvou kruhových oblouků. Při výpočtu rovněž můžeme měnit otáčky vačkového hřídele.

2.2 Vliv excentricity na průběh kinematických veličin.

Číselné hodnoty těchto veličin v závislosti na úhlu pootočení vačky jsou uvedeny v příloze. Jejich grafické znázornění je uvedeno na obr./6,7,8/. Závislost platí pro otáčky vačkového hřídele $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, což odpovídá otáčkám motoru $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$. U stávajícího řešení je excentricita $e = 0$. Výpočet kinematických veličin jsem provedl pro hodnoty excentricity $e = 2 \text{ mm}$ a $e = -2 \text{ mm}$. V následující tabulce jsou uvedeny úhly počátku, konce a trvání zdvihu, úhel přechodu, maximální rychlost pístku a maximální hodnota zrychlení v závislosti na hodnotě e .

tab.1

e [mm]	α_0	α_K	α_c	v_{max} [ms ⁻¹]	a_{max} [ms ⁻²]	α_M
2	-4° 5' 45,16"	65° 27' 55,77"	69° 33' 40,93"	1,749	385,8	33° 30'
0	0	68° 28' 56,83"	68° 28' 56,83"	1,815	417,3	37° 18'
-2	4° 5' 45,16"	71° 29' 57,89"	67° 24' 12,73"	1,875	453,5	40° 30'

Při kladné excentricitě se zvětšuje úhel pootočení vačky příslušející plnému zdvihu pístku. Tzn., že zdvih pístku z dolní do horní úvrati probíhá delší čas při stejných otáčkách hřídele. Proto se snižuje maximální hodnota rychlosti i zrychlení pístku.

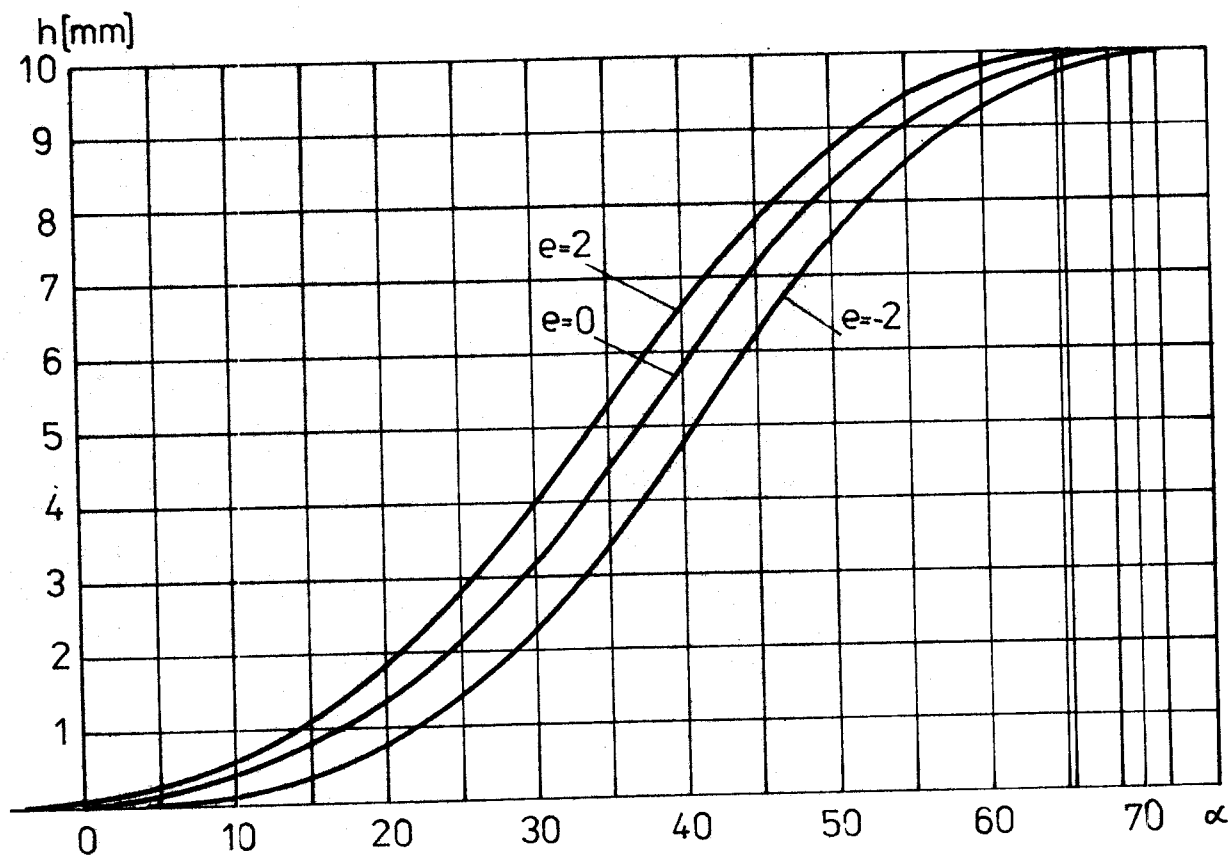
Naopak při záporné excentricitě se tento úhel a tedy i čas zdvihu zkracuje, což má za důsledek zvýšení maximálních hodnot rychlosti a zrychlení.

Vzhledem k tomu, že bok vačky odpovídající zdvihu pístku je složen ze dvou kruhových oblouků, průběh rychlosti má při přechodu z oblouku o poloměru R_2 na R_0 úhlový bod /1.derivace zprava se nerovná 1. derivaci zleva/. V důsledku toho je průběh zrychlení nespojitý. První skoková změna zrychlení je při přechodu bodu dotyku ze základní kružnice o poloměru R_Z na oblouk o poloměru R_2 . Tato změna při $e = 0$ a $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ činí 236 ms^{-2} . Velikost excentricity tuto hodnotu příliš neovlivňuje.

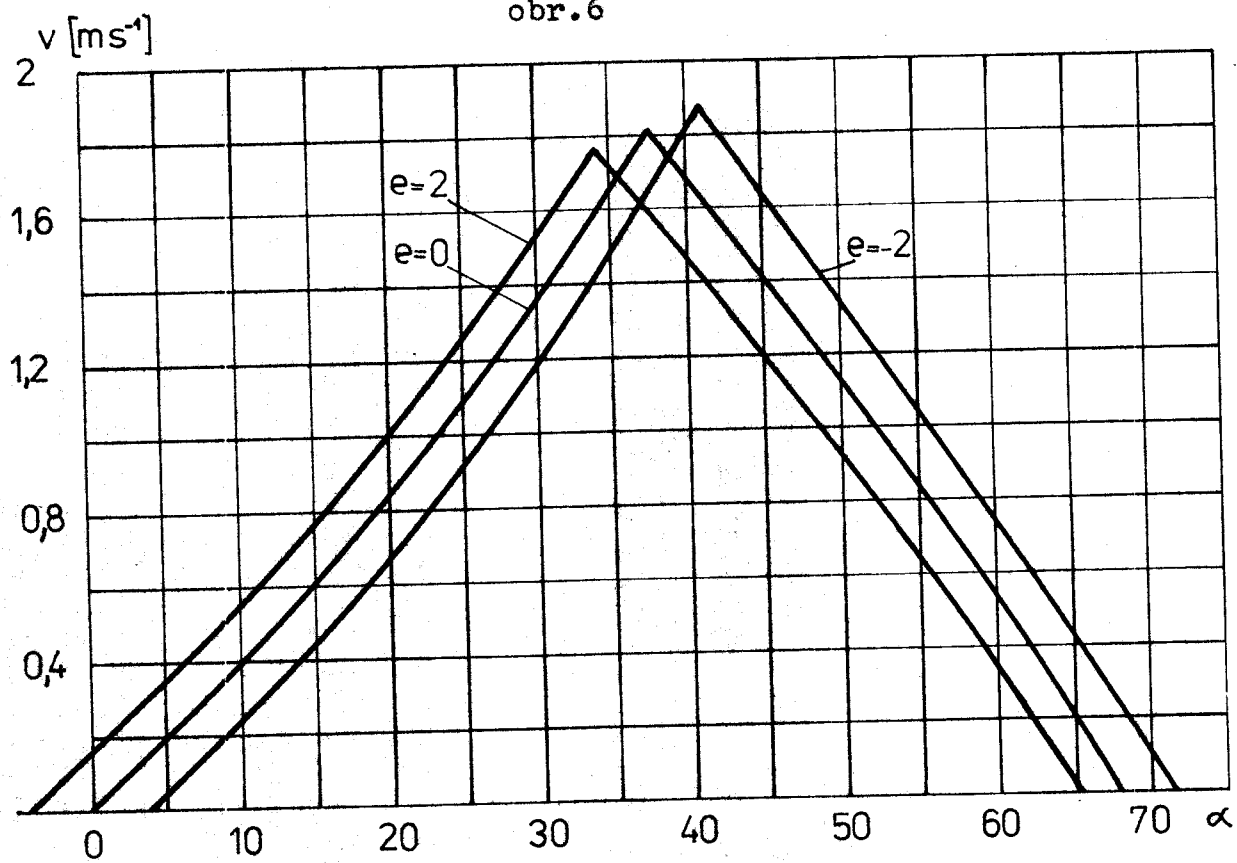
Druhá skoková změna zrychlení se děje při přechodu dotykového bodu z poloměru R_2 na R_0 . Zrychlení z kladných hodnot se skokem mění ve zpoždění. Celková změna zrychlení při $e = 0$ a $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ je 721 ms^{-2} .

Závislost maximální rychlosti a maximální skokové změny zrychlení je uvedena na obr./15/.

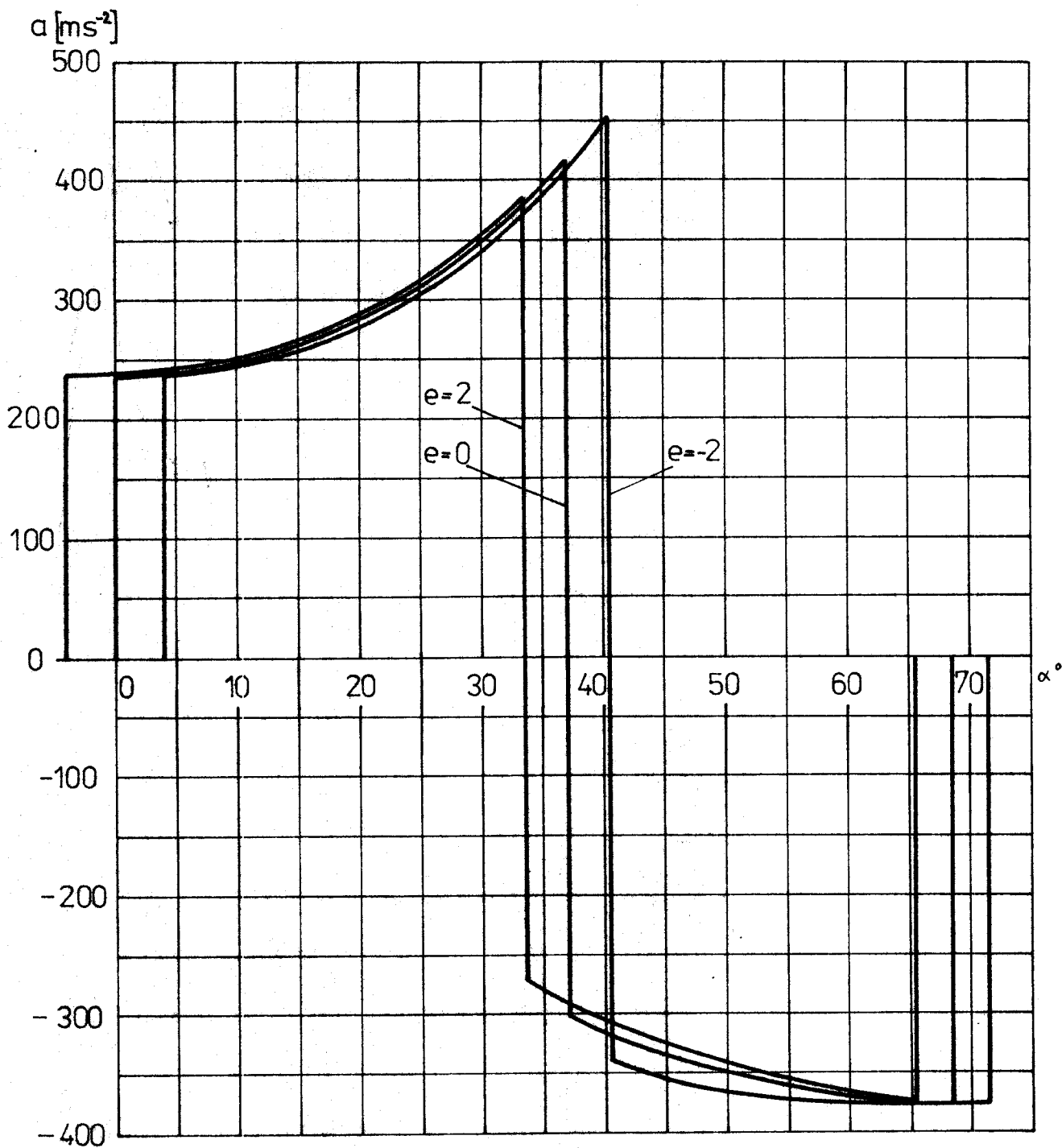
Třetí skoková změna zrychlení odpovídá ukončení zdvihu pístku. Její velikost je při $e = 0$ a $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ 375 ms^{-2} .



obr. 6



obr. 7



obr.8

Velikost excentricity na tuto hodnotu má zanedbatelný vliv. Je pravděpodobné, že vlivem výrobních nepřesností při výrobě vačky není skutečný průběh zrychlení totožný s vypočteným průběhem, ale že skokové změny probíhají při určitém nepatrném pootočení vačky.

Při zpětném pohybu pístku musí síla vratné pružiny překonat setrvačné síly pohybujících se hmot a tak zajistit, aby nedocházelo k odskokům kladičky od vačky. To by mělo nepříznivý vliv na životnost vačky a kladičky /docházelo by k rychlému opotřebení styčných ploch v důsledku rázů/.

Zvýšení maximální hodnoty rychlosti při záporné excentricitě oproti stávajícímu řešení přispívá k dokonalejšímu rozprášení paliva, ovšem za cenu vyššího mechanického namáhání soustavy.

2.3 Vliv průměru kladičky na průběh kinematických veličin.

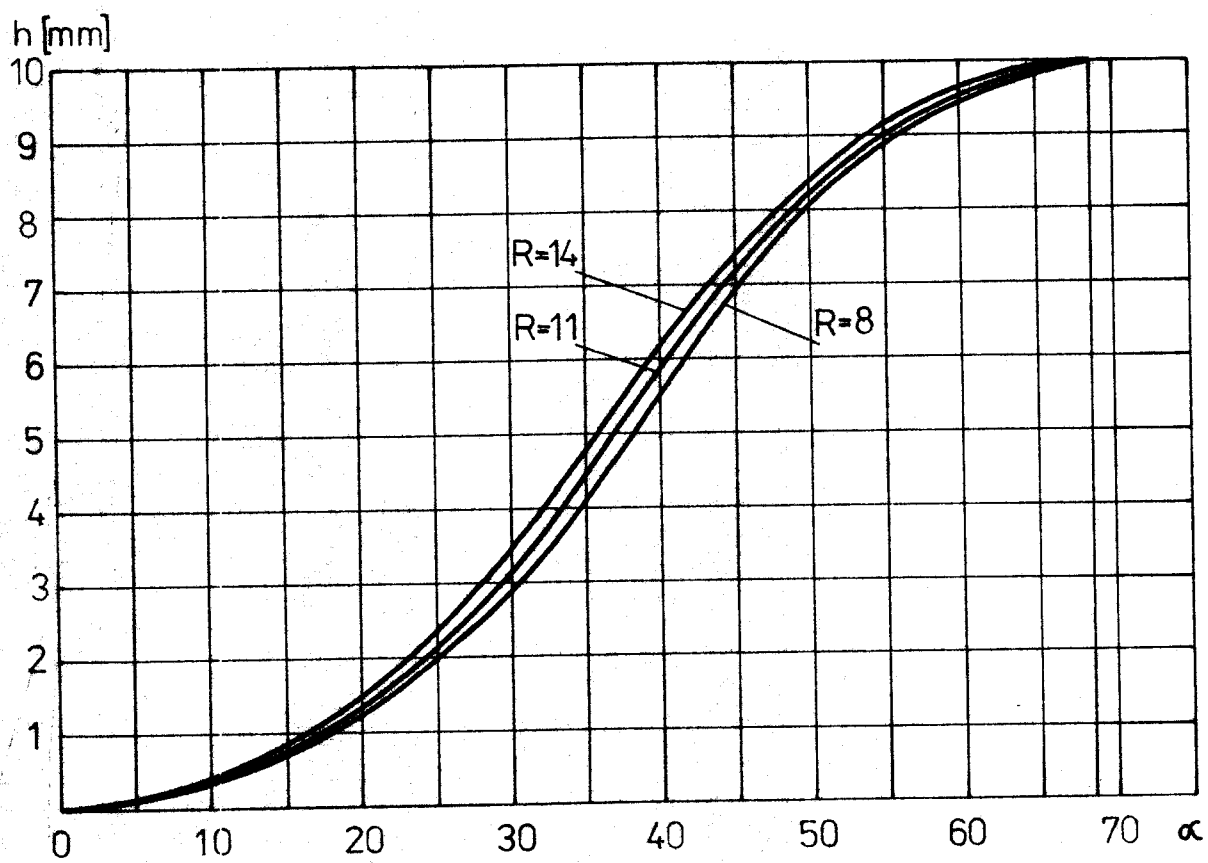
Číselné hodnoty těchto veličin v závislosti na úhlu pootočení vačky jsou uvedeny v příloze. Jejich grafické znázornění je uvedeno na obr. /9, 10, 11/.

Ze závislosti plyne, že při zmenšování poloměru kladičky dochází ke zvýšení maximální hodnoty rychlosti. současně dochází k posunu maximální rychlosti směrem k vyšším hodnotám úhlu pootočení vačky. Teoreticky při nulovém poloměru kladičky by pístek dosahoval maximální rychlosti $2,111 \text{ m s}^{-1}$ při $n = 1000 \text{ min}^{-1}$. Úhel α odpovídající této rychlosti by měl velikost $\alpha_m = 49^\circ 41'$.

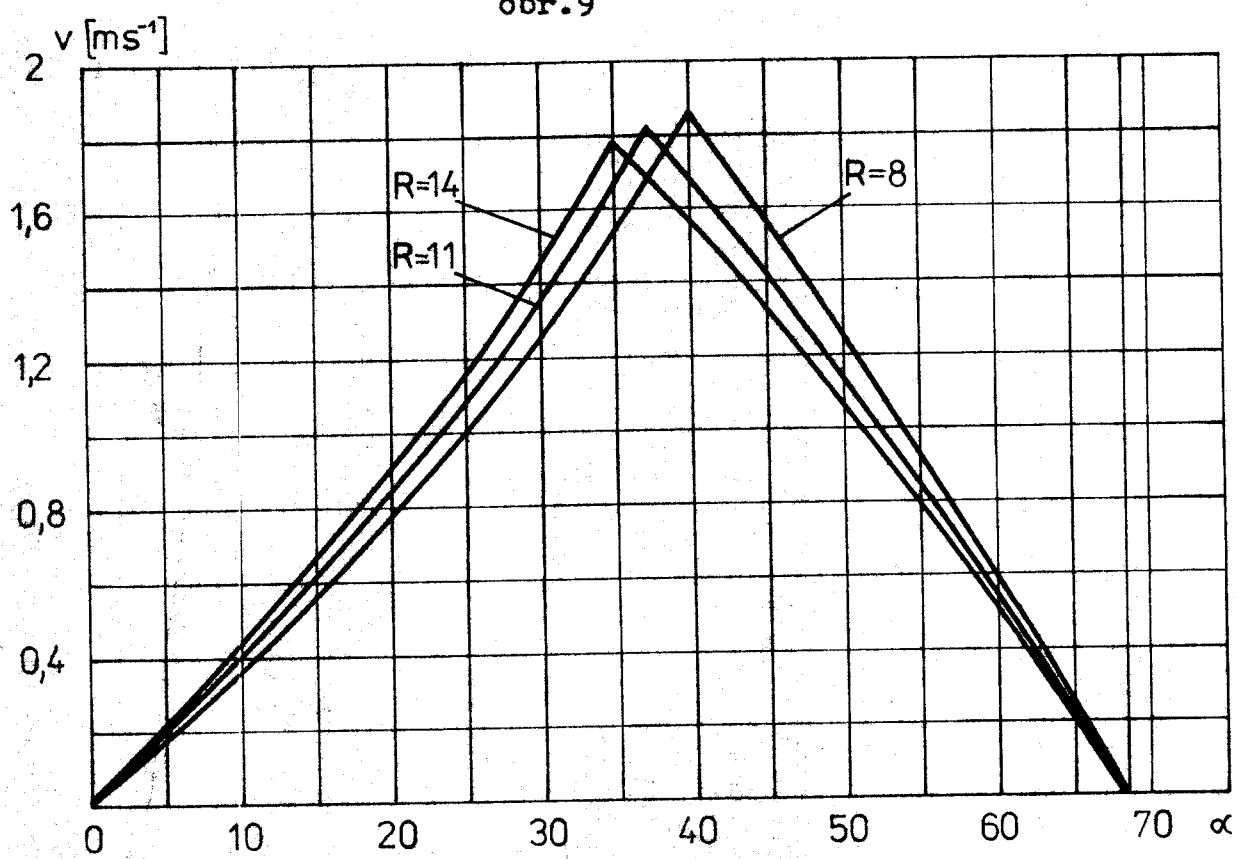
Při zmenšování poloměru kladičky jsme ovšem omezeni určitým minimálním poloměrem, při kterém hodnoty Hertzova tlaku mezi kladičkou a vačkou dosahují maximálních dovolených hodnot.

Při zvětšování poloměru kladičky dochází k poklesu maximální rychlosti. Tento pokles není příliš výrazný.

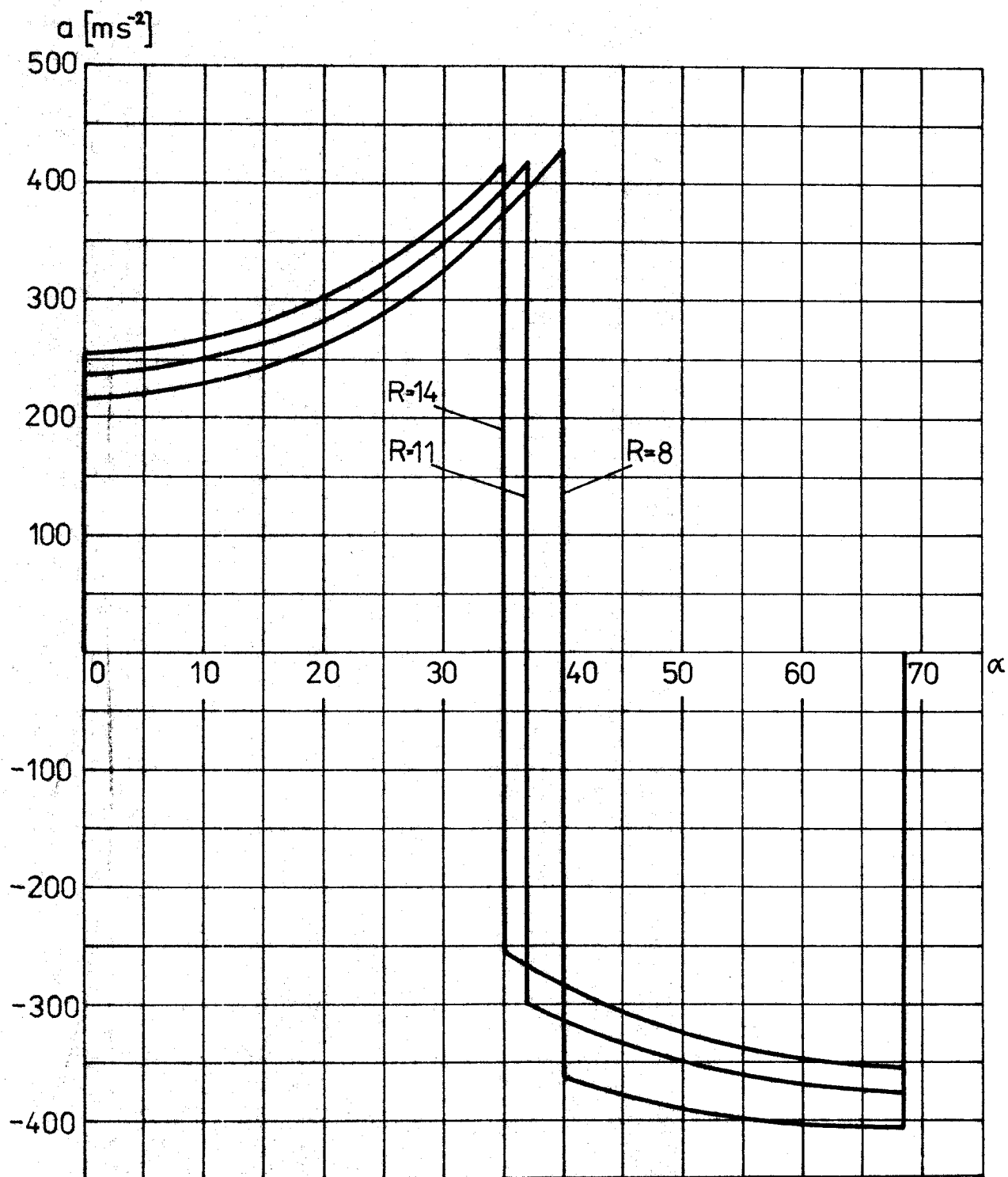
Při zvětšení poloměru kladičky jsme omezeni konstrukčními roz-



obr. 9



obr. 10



obr.11

měry zvedátka a bloku vstřikovacího čerpadla. Při zvětšení poloměru kladičky by rovněž vzrostla hmotnost pohybujících se součástí, což by vedlo ke zvýšení setrvačných sil a k případným odskokům kladičky při zpětném pohybu pístku.

Závislost maximální rychlosti a maximální skokové změny na poloměru kladičky je uvedena na obr. /16/. Ze závislosti plyne že zvýšení rychlosti nutně způsobuje zvýšení maximálních hodnot zrychlení.

2.4 Vliv tvaru vačky na průběh kinematických veličin.

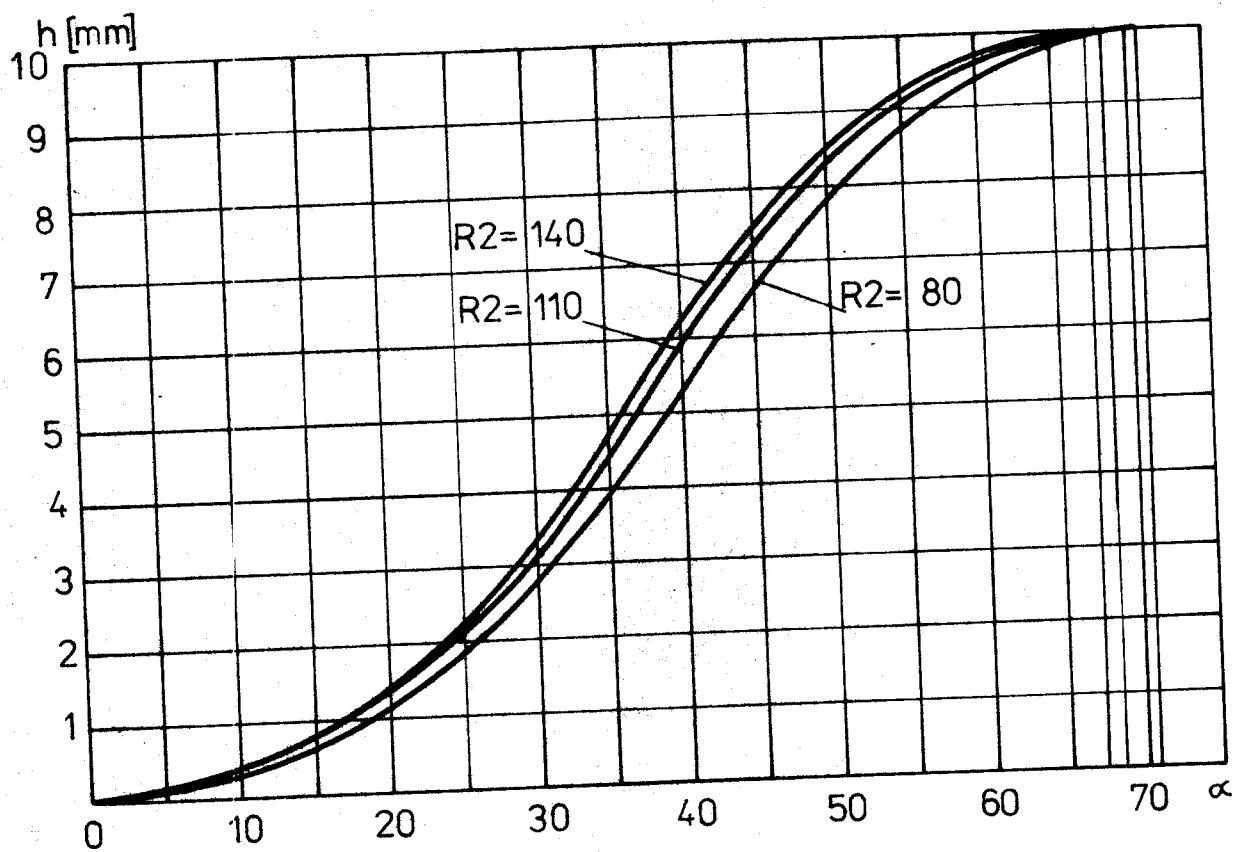
Při posuzování tohoto vlivu jsem vycházel z toho, že se vzestupný bok vačky skládá ze dvou kruhových oblouků. Uvažoval jsem změnu poloměru R_2 , na kterém dochází k výstřiku paliva. Oblouk o poloměru R_0 ovlivňuje průběh rychlosti při zpětném pohybu pístku a nemá vliv na jakost rozprášení paliva. Z tohoto důvodu jsem jeho změnu neuvažoval.

Číselné hodnoty těchto veličin jsou uvedeny v příloze. Jejich grafické znázornění je uvedeno na obr. /12, 13, 14/

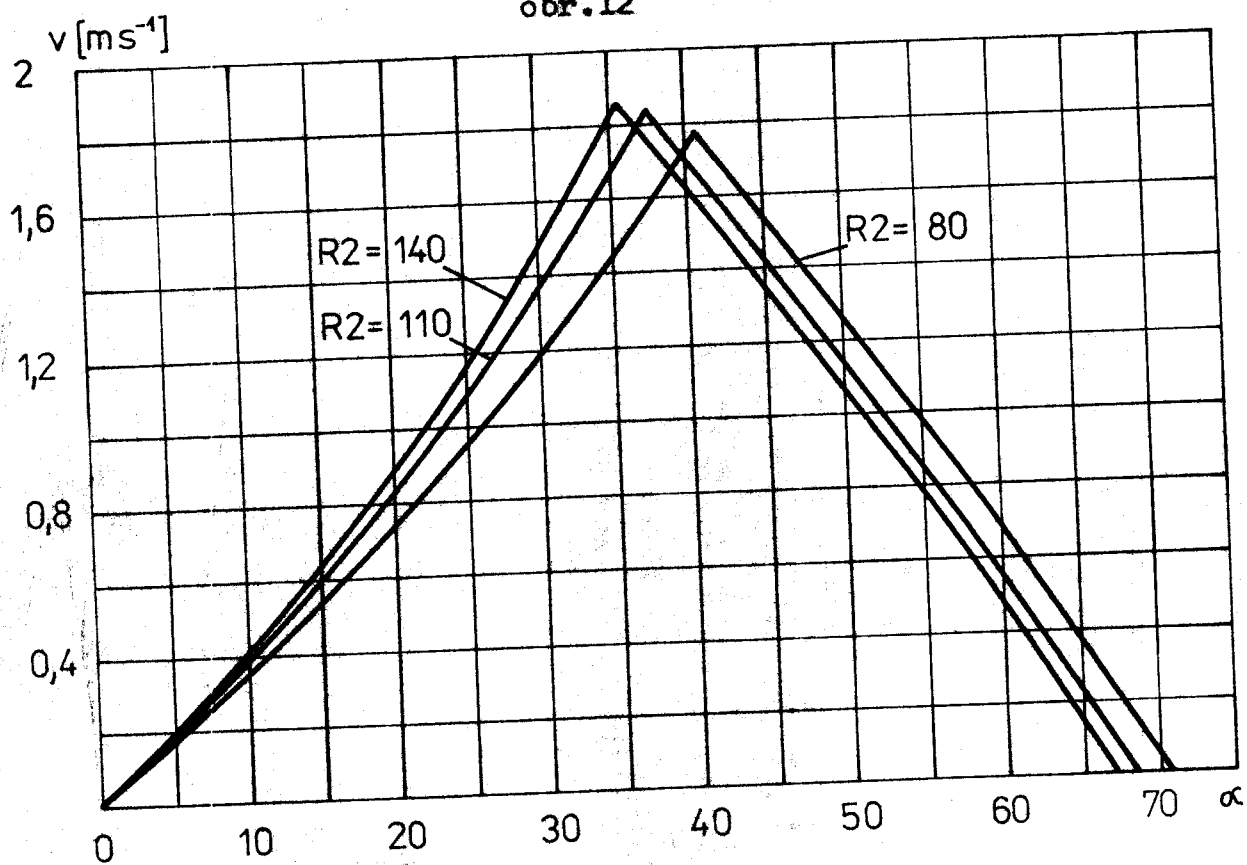
Při zvětšování poloměru R_2 dochází k nevýraznému zvyšování maximální hodnoty rychlosti a odpovídající úhel pootočení vačky se posouvá k počátku.

V teoretickém případě, že by $R_2 \rightarrow \infty$, t.j. oblouk by přešel v přímku, by maximální hodnota rychlosti činila $1,95 \text{ ms}^{-1}$ při úhlu pootočení $\alpha = 30^\circ$. Při zvětšování poloměru R_2 však výrazně roste velikost zrychlení, což by způsobilo výrazné zvýšení setrvačných sil.

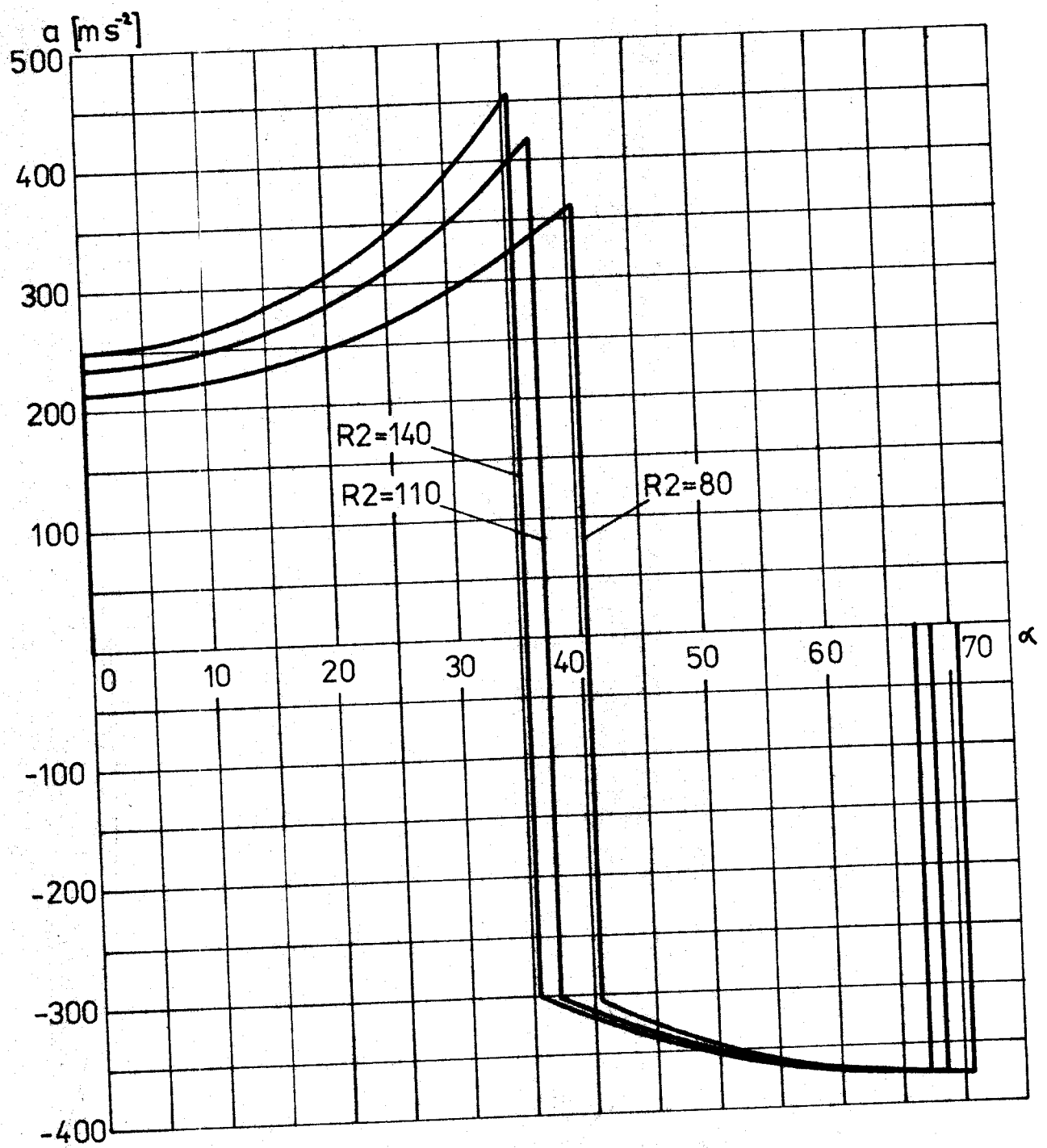
Naopak při zmenšování poloměru R_2 klesá maximální rychlost a toto maximum se posouvá k vyšším úhlům pootočení vačky. Snížení maximální rychlosti je způsobeno tím, že zdvih probíhá na větším úhlu pootočení vačky, tzn. delší čas.



obr.12



obr.13

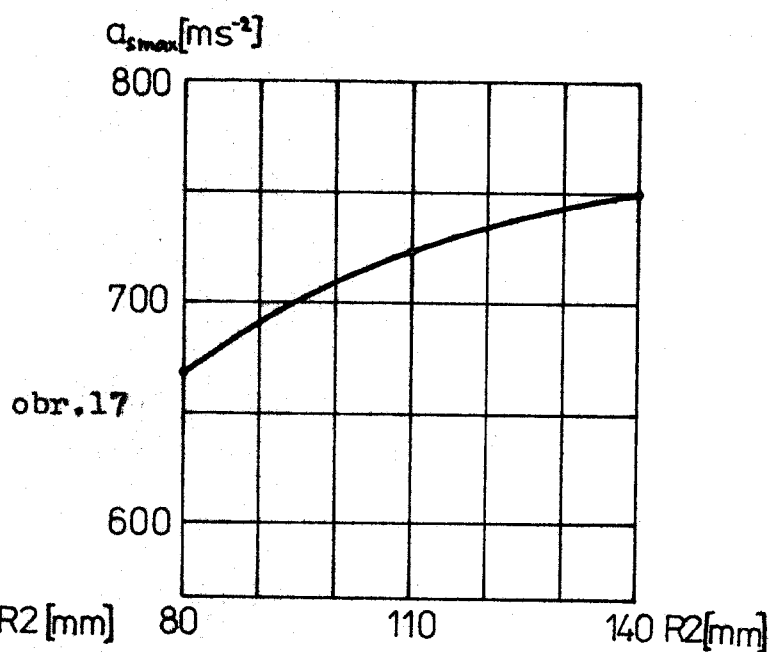
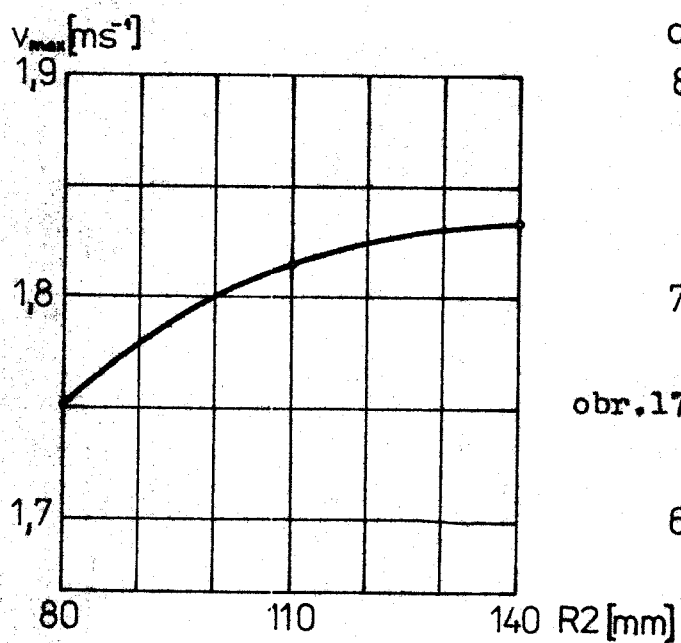
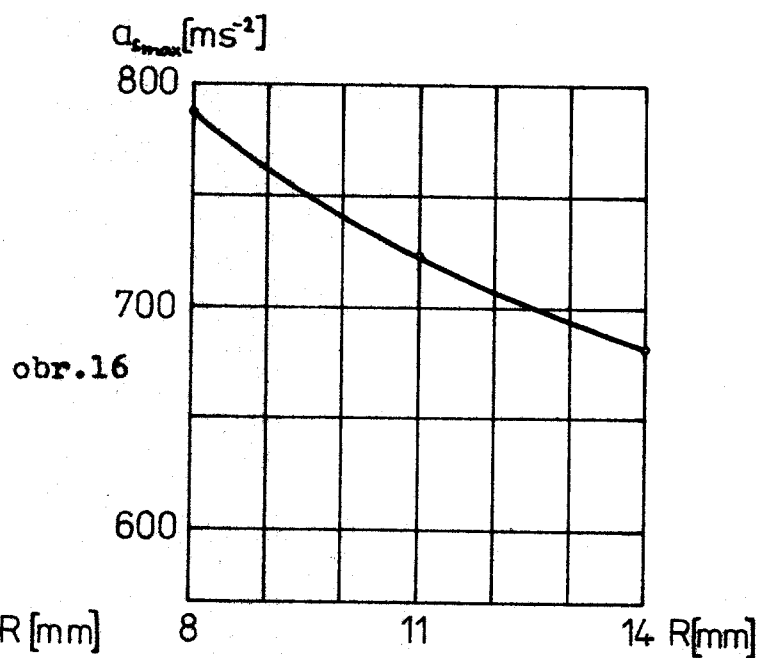
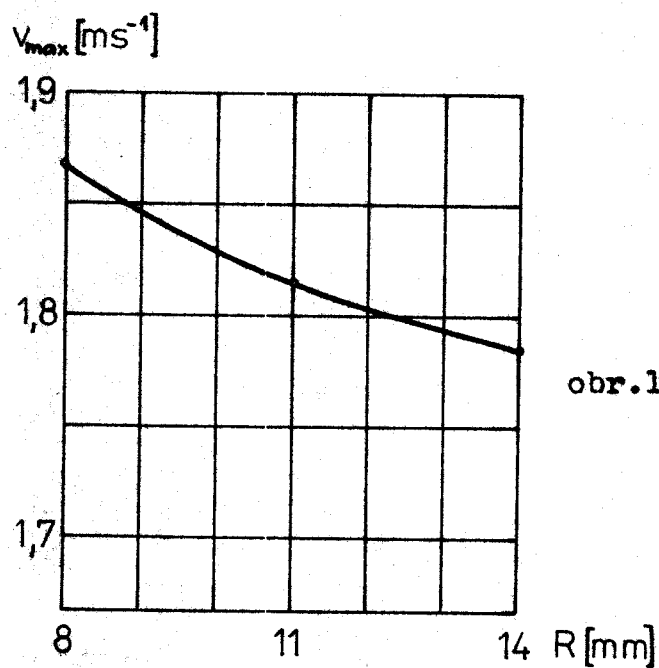
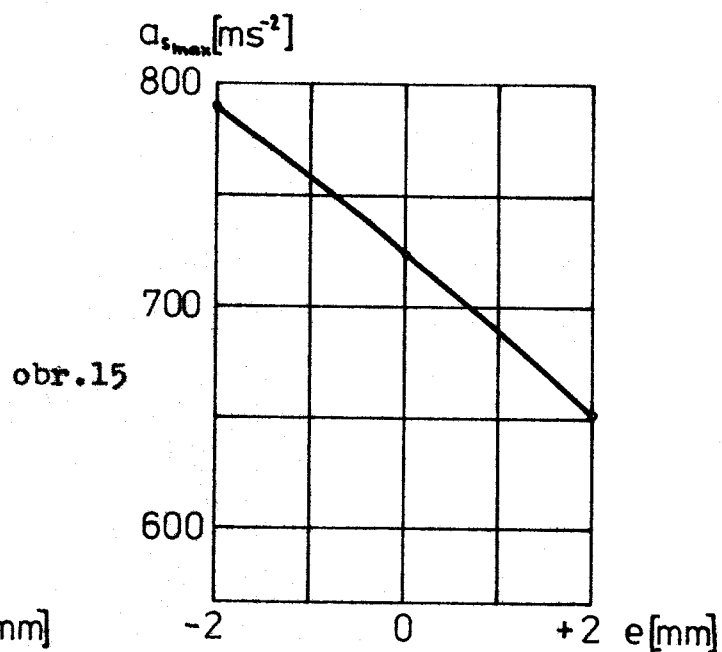
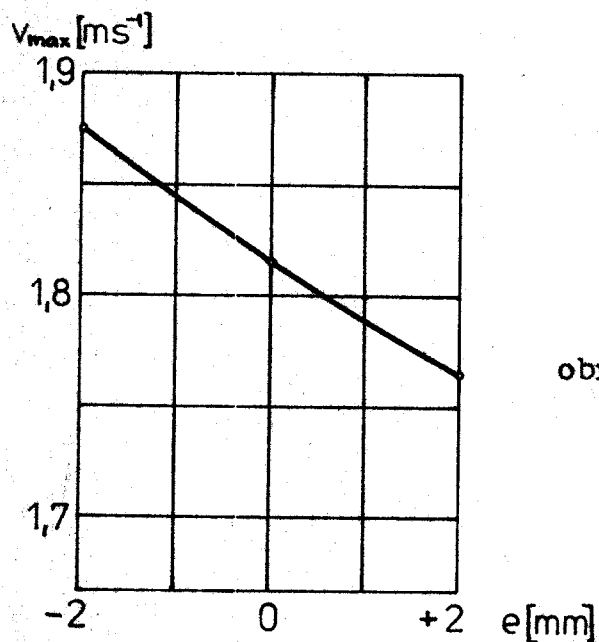


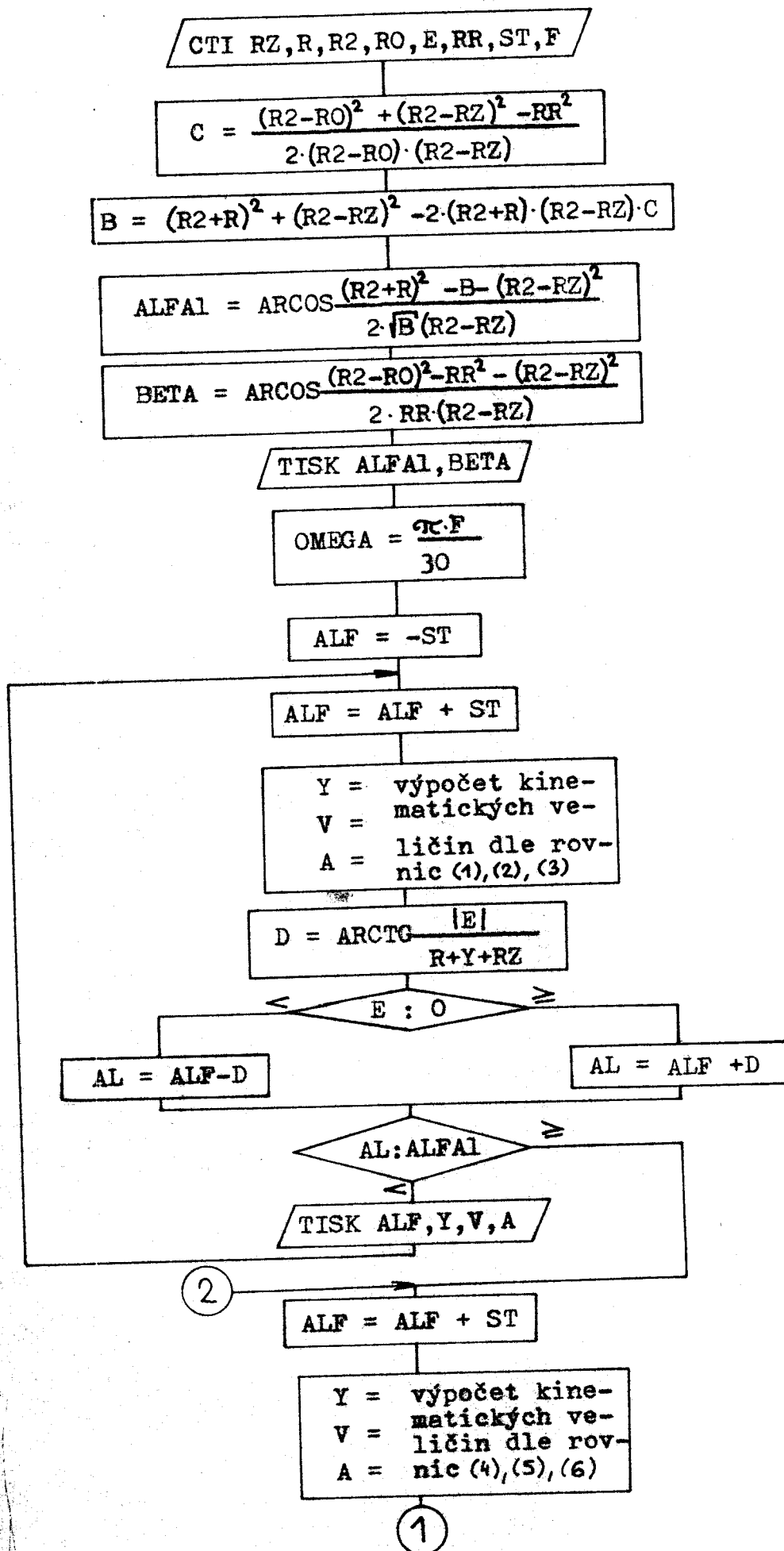
obr.14

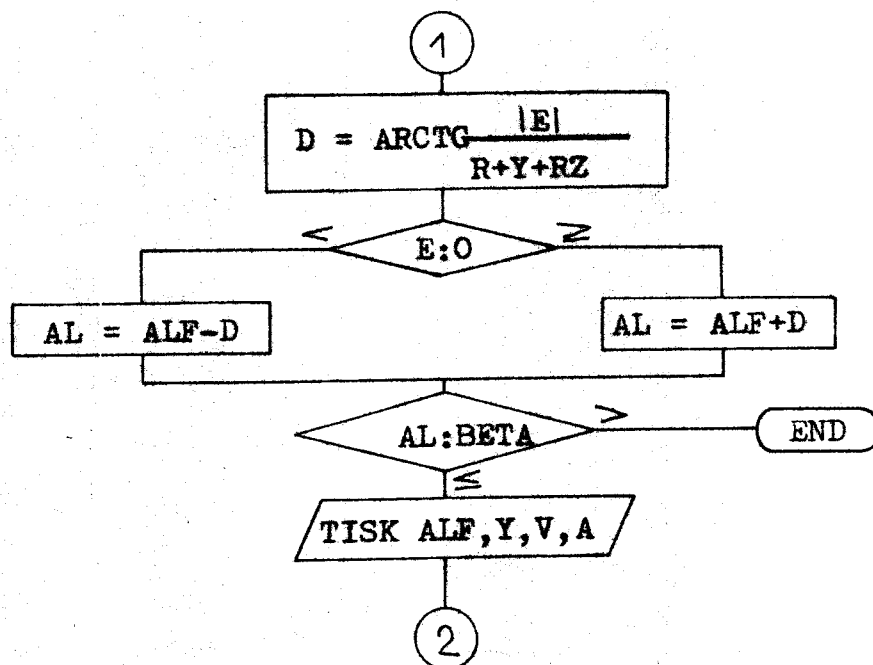
Snížení rychlosti způsobuje i snížení maximálních hodnot zrychlení.

Při zmenšování poloměru R_2 nesmíme překročit určitou minimální hodnotu, která je dána maximálním přípustným Hertzovým tlakem mezi kladičkou a vačkou.

Vzhledem k tomu, že na této části vačky se odehrává vstřikování paliva, jsou síly působící ve styku kladičky s vačkou značné a tedy i hodnoty Hertzova tlaku budou dosahovat maximálních hodnot.







obr.18 Vývojový diagram pro výpočet
kinematických veličin

3. Řešení dynamických veličin.

3.1 Návrh dynamického modelu.

Dynamický model vysokotlaké vstřikovací jednotky slouží pro početní řešení dynamických veličin, tzn. silového působení jednotlivých prvků v hydraulickomechanickém systému. Dynamický model slouží k matematickému modelování procesu stlačování a vstřikování paliva a k výpočtu působících sil, z nichž můžeme dále spočítat např. velikost hnacího momentu na vačkovém hřídeli, velikost dotykového napětí mezi vačkou a kladičkou a pod. Znalost těchto veličin je přitom dosti významná, např. při řešení náhonového systému vstřikovacího čerpadla je nutné znát průběh hnacího momentu během jedné otáčky vačkového hřídele čerpadla. Zjištění tohoto průběhu je přitom možné dvěma způsoby:

1/ přímé měření

Mezi náhonové kolo a vačkový hřídel čerpadla umístíme měřič - snímač kroutícího momentu. Tento snímač však představuje v celém systému pružný člen, což ovlivňuje výsledný kroutící moment, tzn. měření je zatíženo nepřesností. Dále toto měření vyžaduje úpravy na motoru i čerpadle, aby bylo možno umístit snímač kroutícího momentu. Proto je tento způsob časově náročný a nákladný.

2/ početní řešení

Vysokotlakou vstřikovací jednotku nahradíme dynamickým modelem, složeným z mechanických a hydraulických prvků. Mezi mechanické prvky patří pohybující se hmotnosti, pružiny a tlumiče charakterizované tuhostmi a tlumeními jednotlivých částí vstřikovacího čerpadla. Hydraulické prvky nahrazují proces skutečného vstřikování. Matematicky lze popsat tento proces pomocí rovnic, které popisují pohyb kapaliny v potrubí.

Při odvozování těchto rovnic se vychází ze:

- 1/ zákonů nestacionárního proudění
- 2/ rovnic kontinuity
- 3/ deformačních rovnic

Při vstřikování paliva se mění rychlost pohybu pístku, vysokotlaká část čerpadla není dokonale tuhá /musíme uvažovat stlačitelnost kapaliny a roztažnost potrubí/, mění se průtokové průřezy a velikost průtokových součinitelů. To způsobuje časovou změnu tlaku, rychlosti i protékajícího množství paliva, ale i to, že ve stejném časovém okamžiku jsou na různých místech vysokotlakého systému tyto veličiny různé.

Základními rovnicemi nestacionárního proudění kapaliny v potrubí jsou diferenciální rovnice sestavené Alliehem /1903/ a Žukovským /1898/.

$$\frac{\partial c}{\partial t} = - \frac{1}{\rho_p} \cdot \frac{\partial p}{\partial x}$$

$$\frac{\partial c}{\partial x} = - \frac{1}{\rho_p \cdot a^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial t}$$

x - vzdálenost sledovaného místa od počátku

p - tlak ve sledovaném místě

c - rychlost ve sledovaném místě

t - čas

ρ_p - hustota paliva

a - rychlost zvuku v palivu

Hustota paliva a rychlost zvuku jsou funkcemi tlaku a teploty.

Pro výpočet diferenciálních rovnic musíme zavést zjednodušující předpoklady:

a/ rychlost zvuku je konstantní a nezávislá na tlaku a teplotě

b/ rychlost pohybu paliva je oproti rychlosti zvuku zanedbatelná

c/viskozita paliva je nulová, tzn., že vlivem viskosity nenastává

utlumení vln

d/ proudění je jednoosové

e/ neuvažujeme ztráty netěsnostmi pístku a trysky

Obecný integrál diferenciálních rovnic je dán vztahem

$$p = p_0 + X(t - \frac{x}{a}) + Y(t + \frac{x}{a})$$

$$c = c_0 + \frac{1}{\rho_p \cdot a} X(t - \frac{x}{a}) - \frac{1}{\rho_p \cdot a} Y(t + \frac{x}{a})$$

význam jednotlivých členů

$X(t - \frac{x}{a})$ - časová funkce přímé tlakové vlny od čerpadla k trysce

$\frac{1}{\rho_p \cdot a} X(t - \frac{x}{a})$ - časová funkce přímé rychlostní vlny

$Y(t + \frac{x}{a})$ - časová funkce zpětné tlakové vlny od trysky k čerpadlu

$\frac{1}{\rho_p \cdot a} Y(t + \frac{x}{a})$ - časová funkce zpětné rychlostní vlny

Vzájemné souvislosti mezi rychlostními a tlakovými vlnami:

$$P_d = X(t - \frac{x}{a}) = \rho_p \cdot a \cdot c_d$$

$$P_z = Y(t + \frac{x}{a}) = -\rho_p \cdot a \cdot c_z$$

$$c_d = \frac{1}{\rho_p \cdot a} P_d = \frac{1}{\rho_p \cdot a} X(t - \frac{x}{a})$$

$$c_z = -\frac{1}{\rho_p \cdot a} P_z = -\frac{1}{\rho_p \cdot a} Y(t + \frac{x}{a})$$

Potom lze psát:

$$p = p_0 + P_d + P_z$$

$$c = c_0 + c_d + c_z$$

Rychlost a tlak paliva v jakémkoliv místě vznikají jako výsledek interference rychlostních a tlakových vln s příslušnými počátečními hodnotami c_0 , p_0 , které jsou v potrubí před začátkem nestacionárního děje. Protože mezi dvěma následujícími vstříky je dostatečně dlouhá doba, pokládáme $c_0 = 0$.

Rychlost zvuku je dána vztahem $a = \sqrt{\frac{E}{\rho_p}}$

Pro přesnější výpočet uvažujeme stlačitelnost paliva a roztažnost potrubí:

$$a = \sqrt{\frac{1}{\rho_p \left(\frac{1}{E} + \frac{1}{E} \frac{d}{s} \right)}}$$

Řešení předpokládá znalost řady funkčních závislostí a charakteristik hydraulického systému, např. výtokové vlastnosti trysky, zákony odrazu tlakových vln apod.

Jako možný postup se nabízí náhrada hydraulickomechanického systému čistě mechanickým modelem, který by při vhodné skladbě prvků mohl s přijatelnou přesností simulovat poměry zejména pokud jde o dynamické účinky a jejich projev na silové zatížení exponovaných částí systému. V tomto případě by ovšem bylo nutné porovnáním s měřnými hodnotami volit velikosti součinitelů, které charakterizují mechanické prvky modelu.

V další části diplomové práce se zabývám ověřením vhodnosti tohoto postupu.

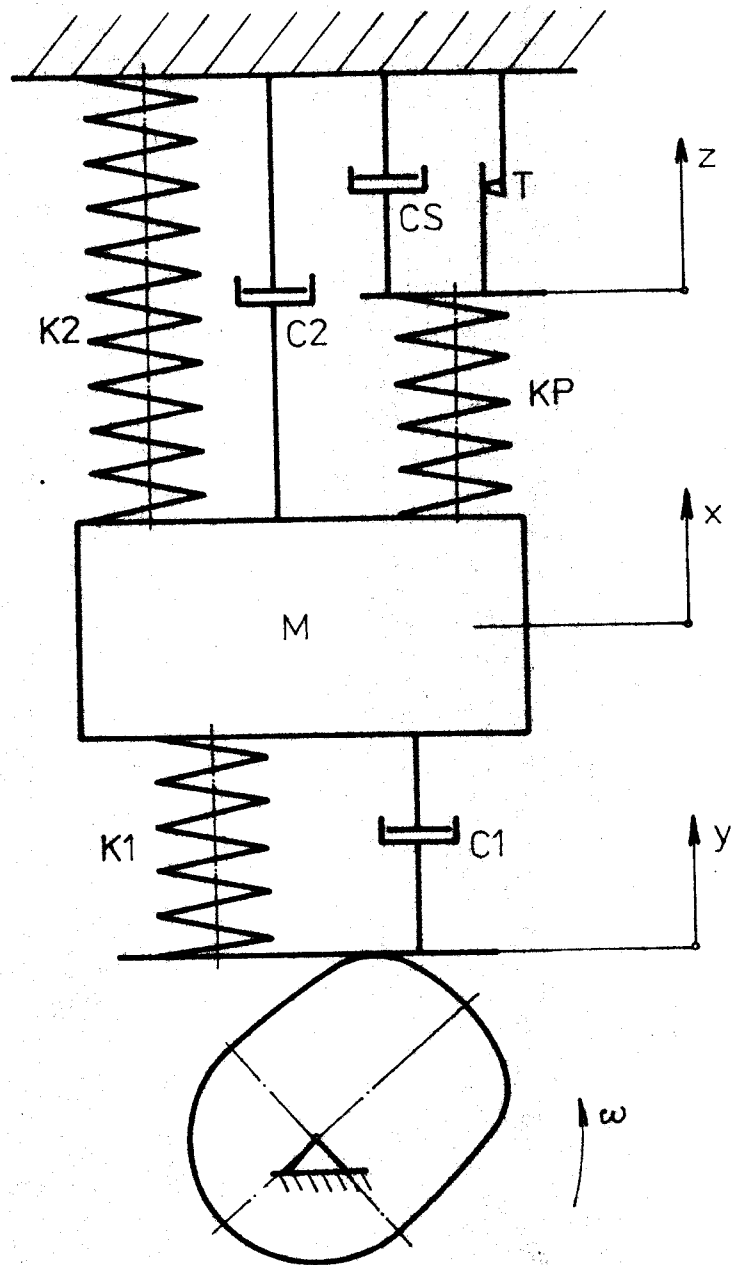
Náhrada vstřikovací jednotky čistě mechanickým modelem.

U tohoto způsobu nastává problém, jak vhodně nahradit vstřikování paliva použitím mechanických prvků. Vstřikování bylo nahrazeno kombinací tří mechanických prvků - pružiny o tuhosti K_P , suchého tření T a tlumiče s tlumením CS . Takto navržený dynamický model platí pro interval úhlů pootočení vačky, které odpovídají počátku a konci vstřikování.

Řešení je uvedeno pro čerpadlo Moterpal PV 6Bg 9P. U tohoto čerpadla dochází k teoretickému počátku dodávky paliva při zdvihu pístku $h = 3,5$ mm od dolní úvratí. Tomu odpovídá úhel pootočení vačky $\alpha = 31^\circ 30'$ a rychlost pístku $v = 1,44732$ m/s. Teoretický konec dodávky paliva je určen natočením pístku ve válci pomocí regulační tyče.

Popis dynamického modelu:

Vačka působí na pohybující se hmotnosti M prostřednictvím pružiny o tuhosti K_1 a tlumení C_1 . Souřadnice zdvihu vačky je označena y a obecně nemá shodná se souřadnicí zdvihu pohybujících se hmot x . Vzhledem k vysoké hodnotě tuhosti pružiny K_1 , která je



obr.19 Dynamický model

určena tuhostí pístku, zvedátka s kladičkou a ohybovou tuhostí vačkového hřídele, je rozdíl souřadnic x a y zanedbatelný, ale je nutný pro výpočet síly působící mezi vačkou a kladičkou v ose pístku. Velikost této síly je dána vztahem:

$$F_h = K1(y-x) + C1(\dot{y}-\dot{x})$$

Z druhé strany působí na pohybující se hmotnosti síla vratné pružiny o tuhosti $K2$ a tlumení $C2$, které je určeno tlumením vratné pružiny a tlumením pohybujících se hmot ve vedení. Ve stejném smyslu působí i síla způsobená tlakem paliva nad pístkem. Velikost této tlakové síly je určena pružinou o tuhosti KP , tlumením CS a suchým třením T .

Popis náhradního vstřikování:

Od teoretického počátku dodávky paliva roste souřadnice y , která ovlivní souřadnici x . Dochází k pohybu hmot M . Síla v pružině o tuhosti KP má velikost

$$F_p = KP(x-z)$$

Protože z opačné strany pružiny o tuhosti KP působí suché tření T a síla F_p roste od nulové hodnoty, nebude zpočátku docházet k pohybu souřadnice z .

Při dalším pohybu hmot M nastane stav, kdy platí

$$F_p = KP(x-z) = T$$

Tento okamžik nahrazuje stav, kdy dochází k nadzvednutí kuželky výtlačného ventilu působením síly od tlaku paliva. Od tohoto okamžiku dochází k výstřiku paliva.

Při dalším pohybu hmoty M vlivem pootáčení vačky dochází k pohybu souřadnice z . Tlaková síla je pak dána vztahem

$$F_p = KP(x-z) = T + CS \cdot \dot{z}$$

Ze vztahu je zřejmé, že tlaková síla působící na pístek závisí na rychlosti pohybu souřadnice z , tedy i na rychlosti pohybu pístku. Ukončení vstřikování je dáno úhlem pootáčení vačky, při

němž dochází k odkrytí přepouštěcího otvoru pláštěm pístku. V tento okamžik tlak nad pístkem prudce poklesne a dojde k uzavření výtlačného ventilu.

3.2 Matematický popis dynamického modelu

Dynamický model popisuje pohybové rovnice:

$$M\ddot{x} = -K_2 \cdot x - C_2 \cdot \dot{x} + F_h - F_p - PZ$$

$$F_h = K_1(y-x) + C_1(\dot{y}-\dot{x})$$

$$F_p = KP(x-z)$$

a rovnice rovnováhy:

$$F_p = KP(x-z) = T + CS \cdot \dot{z}$$

pro případ, kdy dochází k pohybu souřadnice z

$$F_p = KP(x-z) \leq T$$

pro případ, kdy nedochází k pohybu souřadnice z

Pro řešení diferenciálních rovnic na počítači numerickou metodou Runge - Kutta je nutno rovnice upravit na tvar:

$$\frac{dy_i}{dx} = f_i(x, y_1, y_2, \dots, y_n) \quad , \quad i = 1, \dots, n$$

s počátečními podmínkami $y_i(x=x_0) = y_{0i}$

Dynamický model bude popsán soustavou tří diferenciálních rovnic. Přitom musíme rozlišit dva pohybové stavy dynamického modelu:

1/ stav, kdy nedochází k pohybu souřadnice z, tzn., že síla v pružině o tuhosti KP je menší než třecí síla T. V tomto případě dynamický model popisuje diferenciální rovnice:

$$M\ddot{x} = -K_2 \cdot x - C_2 \cdot \dot{x} + K_1(y-x) + C_1(\dot{y}-\dot{x}) - KP(x-z) - PZ$$

a rovnice rovnováhy:

$$F_p = KP(x-z)$$

Protože numerickou metodu lze použít pro výpočet diferenciálních rovnic 1. řádu, musíme pohybovou rovnici zavedením substituce rozepsat na dvě diferenciální rovnice:

$$M\dot{v} = -K_2 \cdot x - C_2 \cdot v + K_1(y-x) + C_1(\dot{y}-v) - KP(x-z) - PZ$$

$$\dot{x} = v$$

Po úpravě diferenciálních rovnic a s využitím vztahu:

$$v = \omega \cdot \frac{dx}{d\alpha}$$

dostaneme tuto soustavu diferenciálních rovnic:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv}{d\alpha} = -\frac{C1+C2}{M \cdot \omega} v - \frac{K1+K2+KP}{M \cdot \omega} x + \frac{K1}{M \cdot \omega} \gamma(\alpha) + \frac{C1}{M \cdot \omega} \dot{\gamma}(\alpha) + \frac{KP}{M \cdot \omega} z - \frac{PZ}{M \cdot \omega} \\ \frac{dx}{d\alpha} = \frac{1}{\omega} v \\ \frac{dz}{d\alpha} = 0 \end{array} \right\} \quad (7)$$

2/ stav, kdy dochází k pohybu souřadnice z, tzn., že síla v pružině o tuhosti KP je dána vztahem:

$$F_p = KP(x-z) = T + CS \cdot \dot{z}$$

Pohybová rovnice má stejný tvar jako v předešlém případě:

$$M\ddot{x} = -K2 \cdot x - C2 \cdot \dot{x} + K1(\gamma - x) + C1(\dot{\gamma} - \dot{x}) - KP(x-z) - PZ$$

Po úpravě diferenciální rovnice a rovnice rovnováhy s využitím vztahu: $v = \omega \cdot \frac{dx}{d\alpha}$

dostaneme tuto soustavu diferenciálních rovnic:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dv}{d\alpha} = -\frac{C1+C2}{M \cdot \omega} v - \frac{K1+K2+KP}{M \cdot \omega} x + \frac{K1}{M \cdot \omega} \gamma(\alpha) + \frac{C1}{M \cdot \omega} \dot{\gamma}(\alpha) + \frac{KP}{M \cdot \omega} z - \frac{PZ}{M \cdot \omega} \\ \frac{dx}{d\alpha} = \frac{1}{\omega} v \\ \frac{dz}{d\alpha} = -\frac{KP}{CS \cdot \omega} z + \frac{KP}{CS \cdot \omega} x - \frac{T}{CS \cdot \omega} \end{array} \right\} \quad (8)$$

Stanovení počátečních podmínek:

Teoretický počátek dodávky paliva začíná při zdvihu $h = 3,5 \text{ mm}$, čemuž odpovídá úhel pootočení vačky $\alpha = 31,5^\circ$.

$$v(\alpha = 31,5^\circ) = 1,44732 \text{ ms}^{-1}$$

$$x(\alpha = 31,5^\circ) = 3,51862 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$z(\alpha = 31,5^\circ) = 0$$

3.3 Výpočet tuhostí pružin a tlumení.

3.3.1 Výpočet tuhosti K₁

Tuhost K₁ je dána tuhostí píستku, zvedátka, kladičky a ohybovou tuhostí vačkového hřídele. Tuhost píستku vypočteme dle vzorce

$$k_p = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{k_i}}$$

k_i - tuhost i-té části píстku

n - počet těchto částí

$$k_i = \frac{\pi \cdot E \cdot d_i^2}{4 l_i}$$

E - modul pružnosti

S_i - plocha elementu

l_i - délka elementu

Píстек rozdělíme na čtyři části.

tab.2

1	d_i [mm]	l_i [mm]	k_i [Nm ⁻¹]
1	9,0	10,5	$1,27 \cdot 10^9$
2	6,8	4,0	$1,91 \cdot 10^9$
3	9,0	38,5	$0,347 \cdot 10^9$
4	7,0	29,0	$0,279 \cdot 10^9$

$$k_p = 128 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$$

Tuhost zvedátka je značná, můžeme ho považovat za dokonale tuhé těleso. Relativně malá je ovšem tuhost dotyku kladičky s vačkou.

Tuto tuhost lze pouze odhadnout $k_d = 9,4 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$

Ohybovou tuhost k_v vačkového hřídele spočítáme ze vzorce

$$k_v = \frac{48 \cdot E \cdot J}{l^3}$$

J - kvadratický moment průřezu hřídele [m⁴]

l - vzdálenost mezi ložiskem a kluznou podporou hřídele [m]

$$k_v = 247 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$$

Pro tuhost K₁ platí vztah:

$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{k_p} + \frac{1}{k_d} + \frac{1}{k_v}}$$

$$K_1 = 8,5 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$$

3.3.2 Výpočet tuhosti pružiny K2

Tuto tuhost lze spočítat podle vzorce

$$K2 = \frac{G \cdot d^4}{8D^3 z}$$

G - modul pružnosti ve smyku [Nm⁻²]

d - průměr drátu pružiny [m]

D - střední průměr pružiny [m]

z - počet činných závitů

Tento vzorec platí pouze pro hustě vinutou šroubovitou válcovou pružinu. Vzorec byl odvozen za předpokladu namáhání pružiny pouze krutem. Ve skutečnosti je pružina namáhána ještě ohybem a smykem.

Výhodnější je provést změření tuhosti pružiny pomocí siloměru s číselníkovým úchylkoměrem při vyvozování síly hydraulickým lisem. V tomto případě je nejdříve nutno ocejchovat siloměr, tzn. zjistit závislost deformace siloměru /odečítáme na číselníkovém úchylkoměru/ na známém zatížení siloměru vyvozované závažími. V tabulce /3/ jsou uvedeny tyto hodnoty.

tab.3

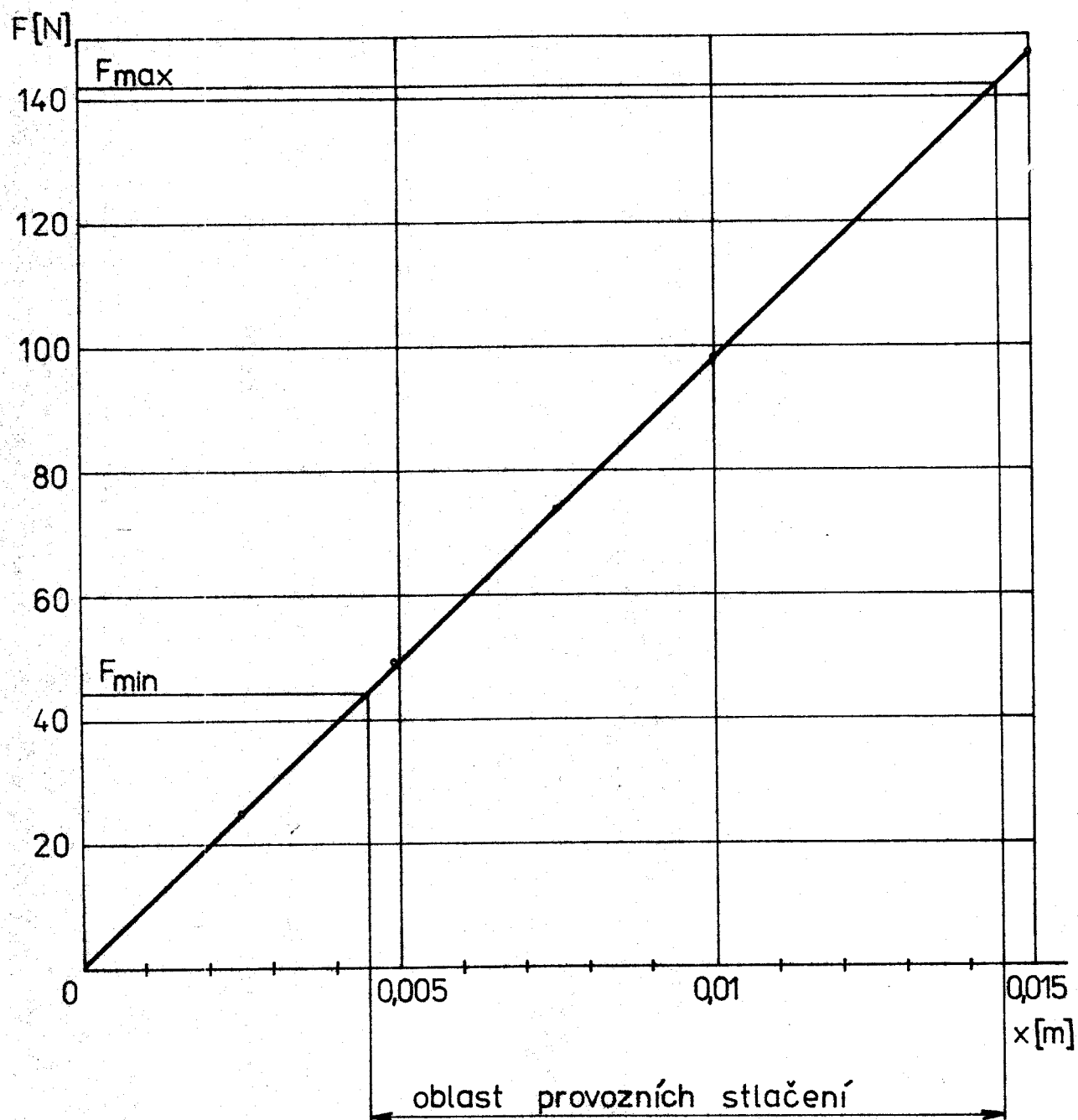
zatížení siloměru Q [N]	deformace siloměru d [mm]
49,05	0,049
98,1	0,099
147,15	0,150
196,2	0,200
245,25	0,251

Tato závislost je aproximována přímkou o rovnici

$$Q = 0,7947 + 975,94 \cdot d \quad (9)$$

s korelačním koeficientem $r = 0,99998$.

Dále postupujeme tak, že pružinu vložíme mezi siloměr a hydraulický lis a silou vyvozenou tímto lisem způsobíme deformaci pružiny i siloměru.



obr.20 Charakteristika vratné pružiny

Z deformace siloměru vypočteme dle rovnice (9) velikost působící síly na pružinu.

tab.4

Stlačení pružiny x [m]	deformace siloměru d [mm]	zátěžná síla Q [N]
0	0	0
$2,5 \cdot 10^{-3}$	0,025	25,19
$4,9 \cdot 10^{-3}$	0,050	49,59
$7,5 \cdot 10^{-3}$	0,075	73,99
0,010	0,100	98,39
0,015	0,150	147,18

Závislost zátěžné síly na stlačení pružiny je aproximována přímkou o rovnici

$$Q = 0,6618 + 9783,7 \cdot x$$

s korelačním koeficientem $r = 0,99995$

Z toho plyne, že charakteristika pružiny je lineární s tuhostí $K_2 = 9784 \text{ Nm}^{-1}$

Charakteristika pružiny je uvedena na obr. /20/

3.3.3 Výpočet hmotnosti pohybujících se hmot M

Mezi pohybující se hmotnosti patří zvedátko s kladičkou, pístek, talířová podložka, opěrná podložka a část vratné pružiny.

Vážením byly zjištěny tyto hmotnosti:

Zvedátko s kladičkou ... $m_1 = 178,5 \text{ g}$

Pístek $m_2 = 35,5 \text{ g}$

Talířová podložka $m_3 = 14,5 \text{ g}$

Opěrná podložka $m_4 = 8,5 \text{ g}$

Vratná pružina $m_5 = 43,0 \text{ g}$

Při respektování hmoty vratné pružiny redukuje její hmotnost na pohybující se konec pružiny. Velikost redukované hmotnosti činí 1/3 celkové hmotnosti pružiny.

Celkovou hmotnost pohybujících se hmot vypočteme tedy ze vztahu:

$$M = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + \frac{m_5}{3}$$

$$M = 251,3 \text{ g}$$

3.3.4 Výpočet tlumení C1, C2

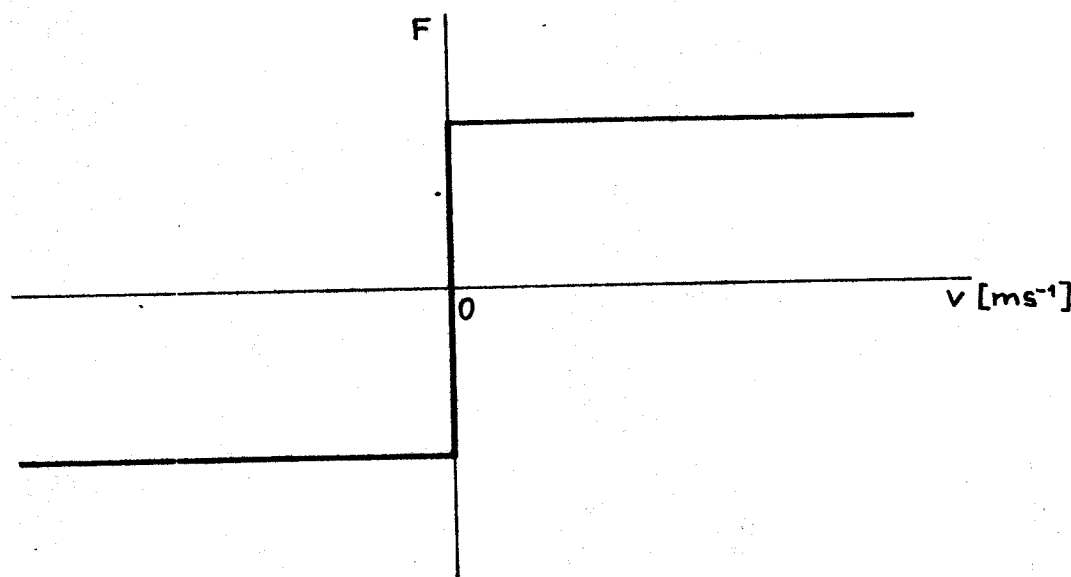
Tlumení C1 představuje vazké tlumení dané tlumením pružnosti o tuhosti K1, představuje tedy vnitřní tření.

Tlumení C2 je dáno tlumením vratné pružiny o tuhosti K2 a brzdícími silami ve vedení zvedátka a pístku.

Tlumící síly zavádíme proto, abychom uvedli analytické řešení v soulad se skutečnými podmínkami. Tyto síly mohou vzniknout z několika příčin, jako je suché tření, tření mezi mazanými povrchy, vnitřní tření dané vlastnostmi materiálu.

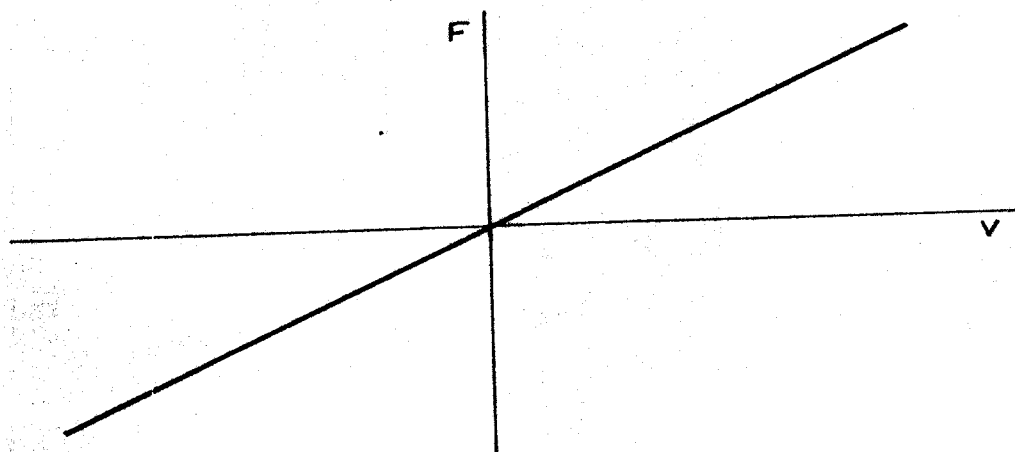
Pro případ suchého tření platí Coulombův zákon: $F = \mu \cdot N$

Charakteristika suchého tření je nakreslena na obr. /21/



obr.21

V případě tření mezi mazanými povrchy závisí třecí síla na viskozitě maziva a na rychlosti pohybu. Toto tření ve výpočtech nahrazujeme tlumičem, jehož charakteristika je nakreslena na obr. /22/



obr.22

Analytické řešení kmitání se velmi zjednoduší, jsou-li tlumicí síly úměrné rychlosti. Z tohoto důvodu jsou tlumicí síly se složitými průběhy nahrazovány ekvivalentním vazkým tlumením. Volba součinitelů vazkého tlumení:

$$C_1 = 10 \text{ Nm}^1\text{s}$$

$$C_2 = 100 \text{ Nm}^1\text{s}$$

3.3.5 Výpočet konstant charakterizujících vstřikování paliva.

Výpočet třecí síly T.

Je to síla, která působí proti pohybu pístku v průběhu vstřikování. Ze změřeného průběhu tlaku za čerpadlem zjistíme, že maximální hodnota tohoto tlaku se pohybuje kolem 60 MPa. Z toho snadno vypočteme velikost síly působící na čelo pístku. Po číselném vyjádření dostáváme pro hodnotu $T = 3800 \text{ N}$.

Výpočet tuhosti KP.

Velikost této tuhosti zahrnuje v sobě vlastnosti paliva a vlastnosti vysokotlaké části vstřikovacího čerpadla. Při teoretickém počátku dodávky paliva je výška sloupce kapaliny nad pístkem 7,5 mm. Při dalším pohybu pístku je tento objem paliva stlačován až do okamžiku otevření výtlačného ventilu. Sloupec kapaliny představuje pružinu o tuhosti KP.

$$KP = \frac{\epsilon \cdot S}{l}$$

ϵ - modul pružnosti paliva [MPa]

Při výpočtech uvažujeme hodnotu modulu pružnosti konstantní

$\epsilon = 1,7 \cdot 10^3$ MPa, což odpovídá tlaku 22 MPa. Ve skutečnosti velikost modulu pružnosti s rostoucí teplotou klesá a s rostoucím tlakem stoupá.

Po číselném vyjádření dostáváme pro hodnotu $KP = 14,4 \cdot 10^6 \text{ Nm}^{-1}$. Z toho lze vypočítat velikost zdvihu od teoretického počátku dodávky paliva do okamžiku, kdy dojde k otevření výtlačného ventilu.

$$x = \frac{T}{KP} = 0,264 \text{ mm}$$

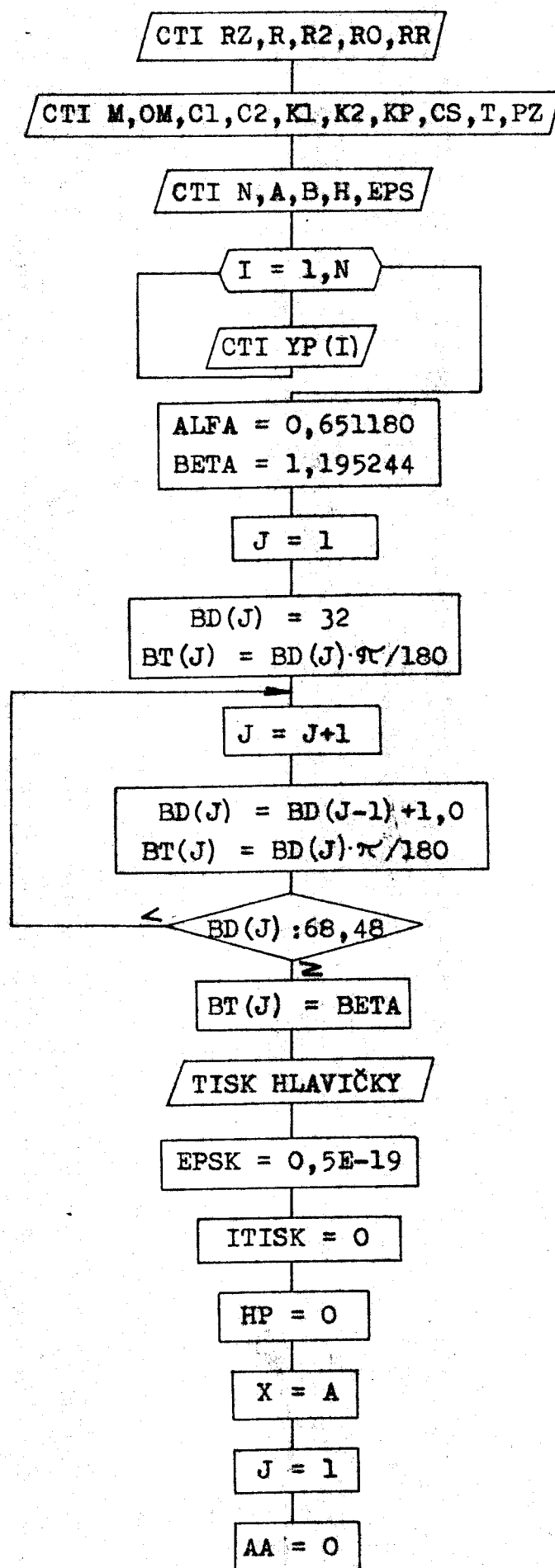
Výpočet součinitele vazkého tlumení CS.

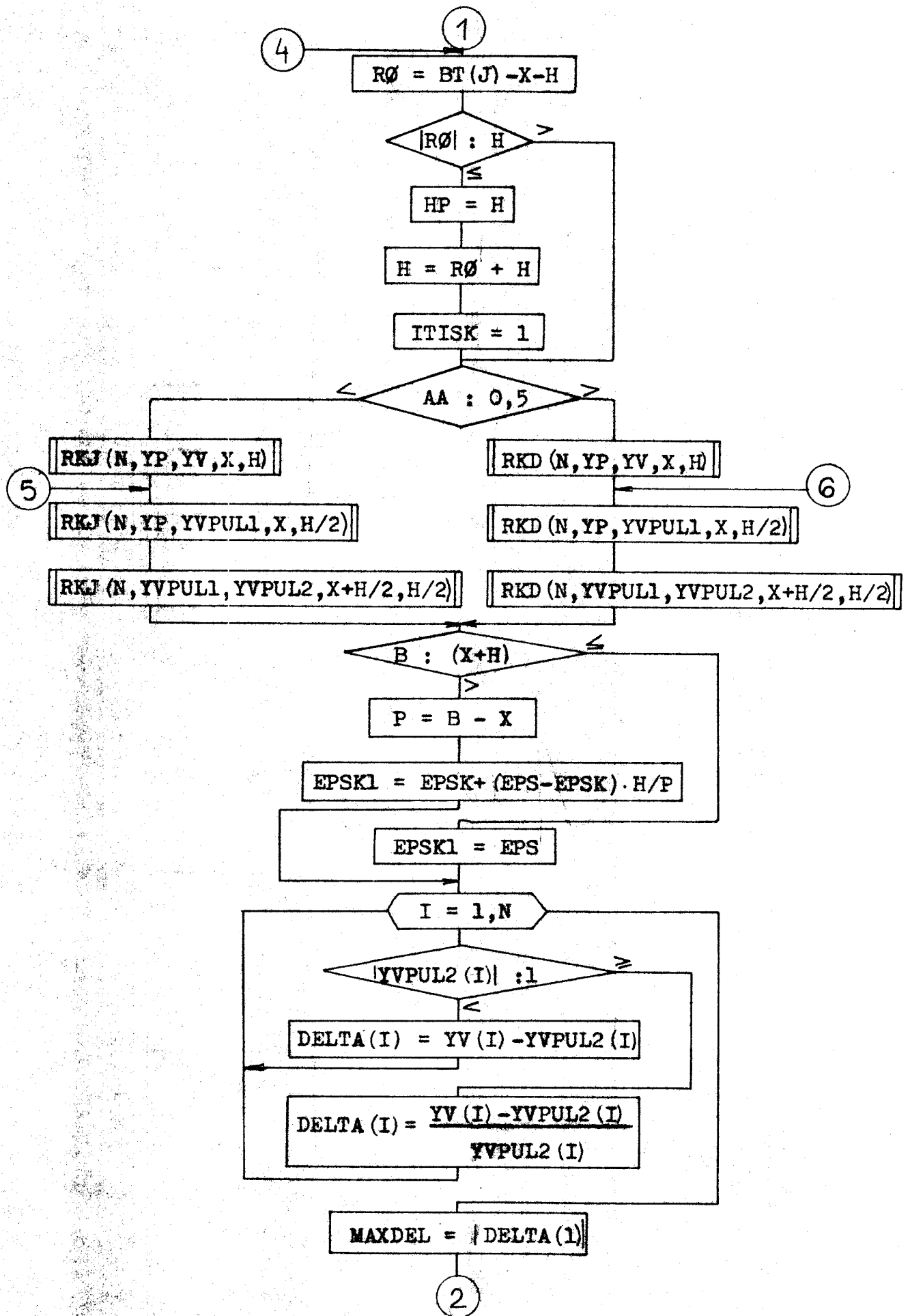
Tento součinitel vyjadřuje skutečnost, že tlak nad pístkem, tedy i síla působící na pístek, s rostoucí rychlostí pohybu pístku roste. Velikost součinitele CS byla odhadnuta na $50 \text{ Nm}^{-1} \text{ s}$.

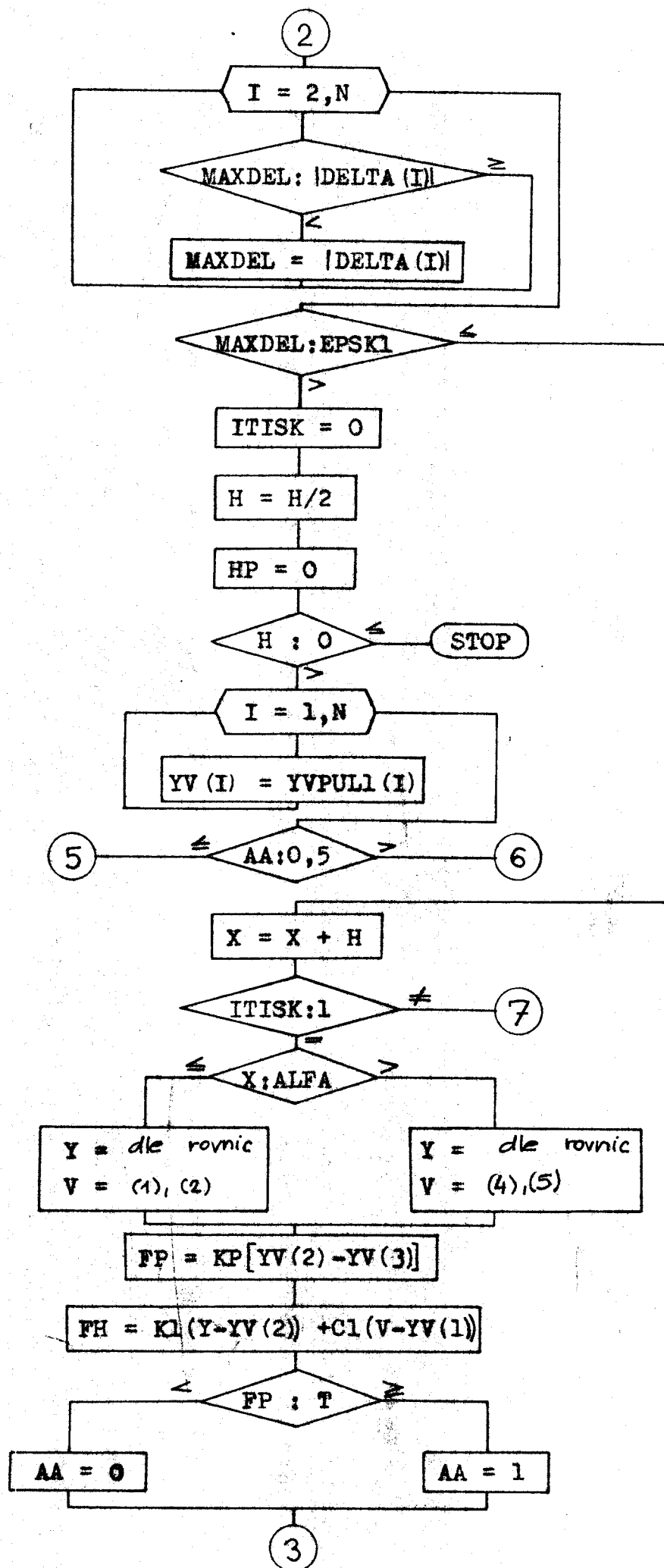
Program řešící dynamický model vstřikovací jednotky umožňuje změnu všech hodnot tuhostí, tlumení i hmotností a tím umožňuje volbu konstant tak, aby se početní řešení uvedlo v soulad se skutečným průběhem sledovaných veličin.

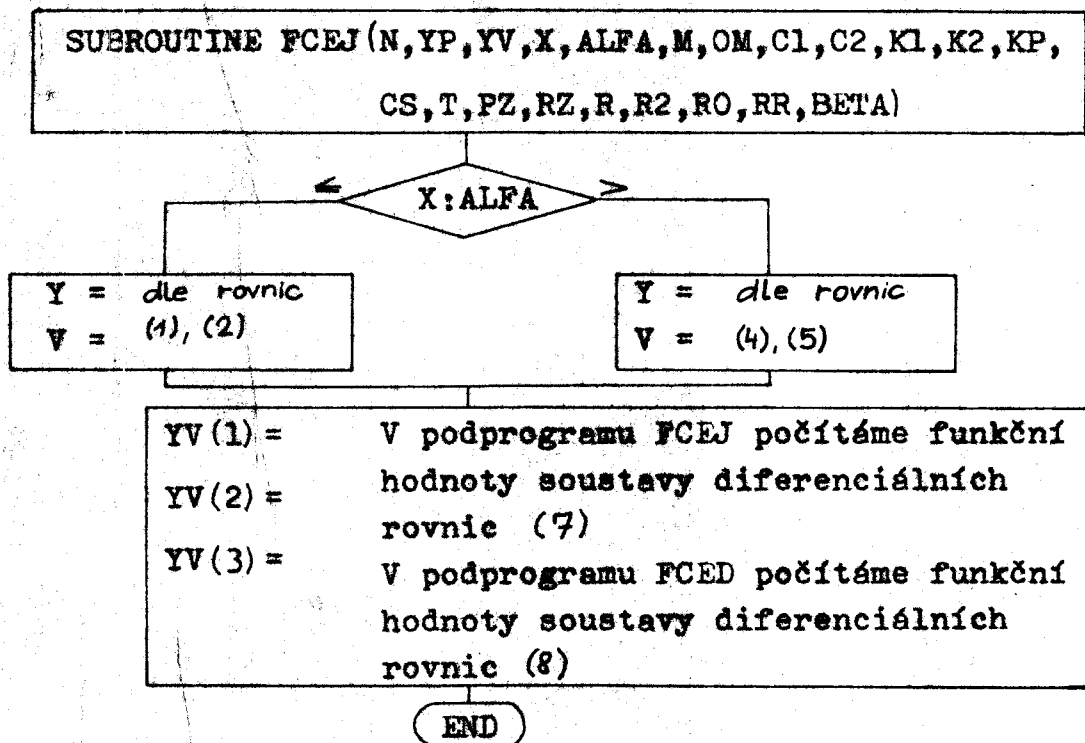
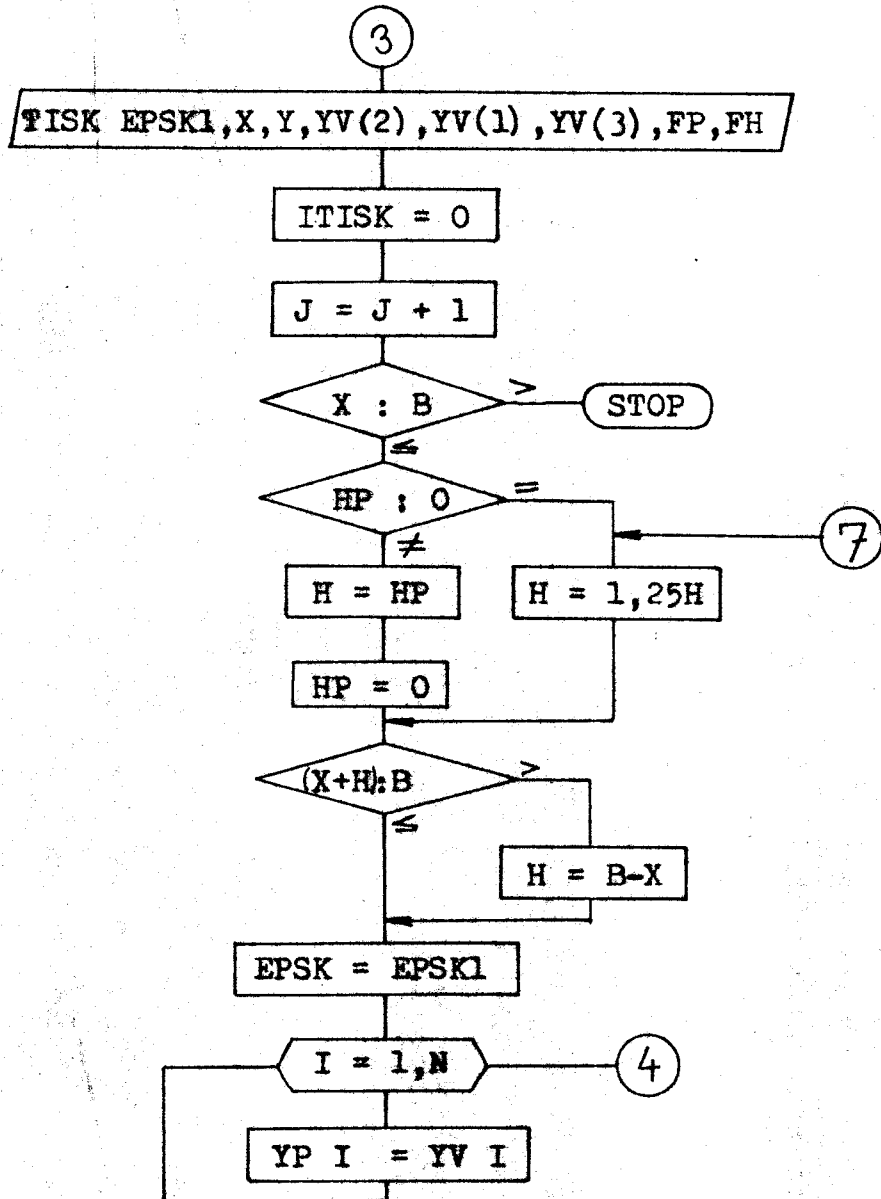
Přestože výpočet není zcela přesný a nezachycuje vliv všech veličin, které mají vliv na průběh dynamických veličin, slouží pro přibližné a rychlé určení průběhu dynamických veličin pro různá uspořádání vstřikovací jednotky.

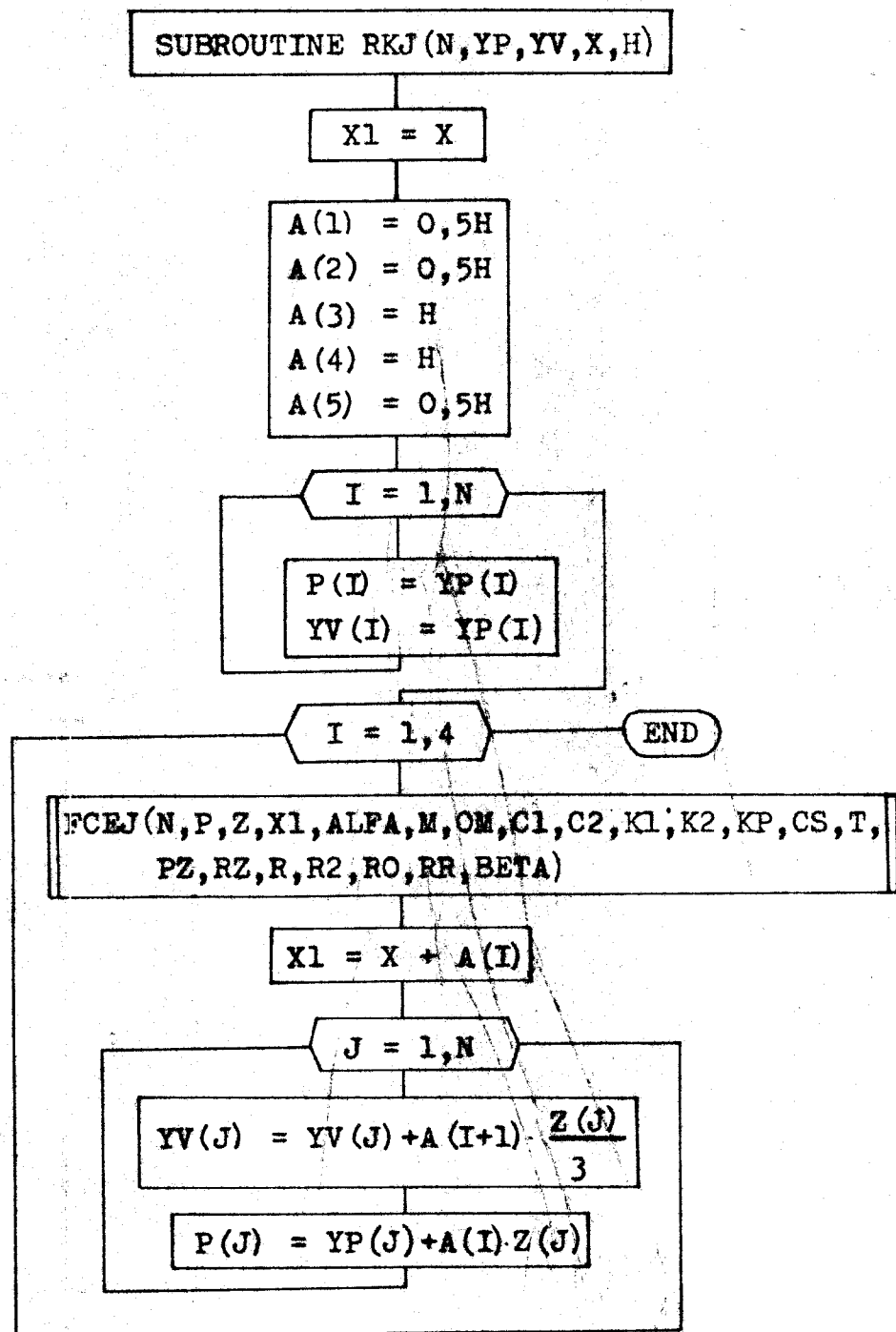
obr.23 Vývojový diagram pro dynamický model











Podprogram RKD je shodný s podprogramem RKJ až na to, že RKD volá podprogram FCED, který slouží k výpočtu funkčních hodnot $YV(1)$, $YV(2)$, $YV(3)$ soustavy diferenciálních rovnic.

4. Namáhání hlavních dílů soustavy.

4.1 Namáhání uzlu vačka - kladička.

V místě dotyku se vytvoří malá dotyková ploška /úzký obdélník/, v níž je tlak rozdělen nerovnoměrně. Největší tlak je na přímce teoretického styku. Tlak na plošce vyvolá v okolí dotykové plošky v kladičce i vačce víceosou napjatost a místní špičku napětí. Špičku napětí vypočteme ze vztahu

$$p_H = \sqrt{0,35 \cdot \frac{F_n}{b} \cdot \frac{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}}$$

F_n - síla působící na společné normále oblouků v teoretickém místě dotyku

b - šířka kladičky

r_1, r_2 - poloměry v místě dotyku

$E_{1,2}$ - moduly pružnosti materiálu

Po určitém počtu cyklů dochází k únavovým jevům v povrchových vrstvách. Účinkem střídavé deformace vznikají v blízkosti povrchu mikroskopické trhlinky, které pronikají na povrch těles a vedou k vylamování malých objemů kovu a tvoření dolíčků na činných plochách, tzv. pitting.

Hertzův tlak ve styčných plochách by neměl překročit hodnotu 980 MPa. Závislost Hertzova tlaku ve styku na pootočení vačky je uvedena na obr. /27/

4.2 Namáhání vačkového hřídele.

Vačkový hřídel je nejvíce namáhanou součástí vstřikovacího čerpadla. Působí na něj síly přenášené vačkou na zvedátko prostřednictvím kladičky. Tyto síly namáhají vačkový hřídel na ohyb a krut. Průběh těchto sil je časově proměnný, proto se hřídel počítá na únavu. Časová proměnnost sil rovněž způsobuje torzní a ohybové kmitání.

Torzní kmitání vačkového hřídele vzniká působením proměnlivého

točivého momentu. Vačkový hřídel má několik druhů vlastního torzního kmitání, které se od sebe liší počtem uzlů. Každému druhu přísluší určitá vlastní frekvence a deformační křivka, jež udává velikost amplitut. V okamžiku, kdy se frekvence vnější deformační síly vyrovná s některou frekvencí vlastního kmitání, nastane rezonance. Otáčky hřídele, kdy dojde k rezonanci nazýváme kritické. Pro výpočet kritických otáček se hřídel nahradí ekvivalentní soustavou. Provozní otáčky hřídele nesmí být v blízkosti kritických otáček způsobených některou významnou harmonickou složkou točivého momentu, jinak hrozí nebezpečí rozkmitání hřídele a jeho prasknutí.

Ohybové kmitání vyvolává periodicky proměnlivé ohybové pružné deformace hřídele. Pro zmírnění ohybového kmitání slouží kluzná podpora mezi ložisky.

Vačkový hřídel se musí vyznačovat velkou tuhostí v ohybu a krutu.

4.3 Namáhání čepu kladičky.

Na čep působí síla od vratné pružiny, setrvačné síly, síla od tlaku paliva a třecí síly ve vedení.

Měrný tlak v oporách čepu je

$$P_o = \frac{F}{d(L-l)}$$

Měrný tlak v pouzdru kladičky je

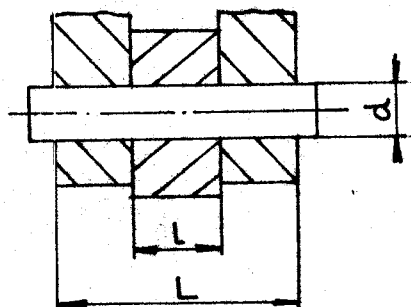
$$P_p = \frac{F}{d \cdot l}$$

Smykové napětí je

$$\tau = \frac{2F}{\pi d^2}$$

Ohybové napětí je

$$\sigma = \frac{F(L+l)}{8W_0}$$



obr.24

4.4 Namáhání zvedátka.

Zvedátko zachycuje složku síly kolmou na jeho vedení.

Měrný tlak ve vedení je

$$p_z = \frac{2F}{D \cdot l} \cdot \frac{3a+l}{l}$$

l - délka vedení [m]

D - průměr vedení zvedátka [m]

a - vzdálenost středu kladičky od spodního okraje vedení [m]

4.5 Namáhání vratné pružiny.

Ve šroubové pružině vzniká maximální tečné napětí

$$\tau = \frac{8F_p \cdot D}{\pi d^3} \cdot k_s$$

F_p - maximální síla v pružině [N]

D - střední průměr pružiny [mm]

d - průměr drátu pružiny [mm]

k_s - opravný součinitel na zakřivení drátu

$$k_s = \frac{4m-1}{4m+4} + \frac{0,615}{m}$$

$$m = \frac{D}{d}$$

$$\tau = 314,7 \text{ MPa}$$

Maximální tečné napětí je menší než dovolené, které činí u pružinové oceli 340 až 590 MPa.

Vlastní kmity pružiny vypočteme ze vztahu:

$$\Omega_x = \frac{x \cdot d \cdot \sqrt{2G}}{2 \cdot i \cdot D^2 \sqrt{\rho}}$$

$$x = 1, 2, 3, \dots$$

ρ - hustota pružinového drátu

i - počet činných závitů

Vypočtené vlastní frekvence:

$$\Omega_1 = 1302,5 \text{ s}^{-1}, \Omega_2 = 2605 \text{ s}^{-1}, \Omega_3 = 3907,5 \text{ s}^{-1}, \Omega_4 = 5210 \text{ s}^{-1}$$

Veličina x udává počet uzlů vlastních kmitů pružiny. Rezonance vlastních a budících kmitů nastane, platí-li:

$$\nu \cdot \omega = \Omega_x$$

$\nu \cdot \omega$ - kruhová frekvence ν -té harmonické složky
zdvihové závislosti

ω - úhlová frekvence otáčení hřídele

Praxe vyžaduje, aby v rozmezí $\nu = 1$ až 11 nedocházelo k rezonancím. U nespojitě vačky se považuje osmnáctý řád ν ještě za nebezpečný, protože tlumení kmitavého pohybu závitů je nepatrné, takže harmonické složky o velmi malé amplitudě mohou způsobit značné rozkmitání pružiny.

Při otáčkách hřídele $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ je $\omega = 104,7 \text{ s}^{-1}$.

Z toho lze spočítat první harmonickou složku, která teoreticky způsobuje rezonanci.

$$\nu_r = \frac{\Omega_1}{\omega} \doteq 12$$

Uvedený výsledek je v rozporu s výše uvedeným požadavkem, z toho plyne, že pružina plně nevyhovuje požadavkům na ni kladeným.

V praxi však někdy dochází k rozkmitání pružin. Uvedený výpočet vlastních frekvencí pružin je pouze přibližný, neboť předpokládá nekonečně velkou tuhost vačkového hřídele. Vačkový hřídel se však může otáčet nerovnoměrně v důsledku působení torzních kmitů.

5. Výpočet hnacího momentu.

Průběh točivého momentu na vačkovém hřídeli slouží pro návrh náhonového systému vstřikovacího čerpadla. Rovněž znalost jeho průběhu je nutná pro výpočet torzního kmitání vačkového hřídele. V tomto případě je nutné provést harmonickou analýzu zjištěného průběhu.

Pro výpočet kroutícího momentu platí vztah

$$M_t = F_n \cdot p$$

F_n - normálová složka síly působící mezi kladičkou
a vačkou

p -- rameno této síly

Výpočet ramena síly p a normální složky síly pro daný případ závisí na úhlu pootočení vačky.

Pro tento úhel v intervalu $(0, \alpha_H)$ vyjdeme při odvozování vztahu pro p z obr. /25/

V trojúhelníku ABC platí kosínova věta, po jejíž úpravě dostaneme vztah pro δ

$$\delta = \arccos \frac{c^2 + a^2 - b^2}{2a \cdot c}$$

Pro výpočet normální složky síly platí vztah

$$F_n = \frac{F}{\cos \delta}$$

Pro výpočet ramena p platí vztah

$$p = a \cdot \sin \delta$$

Pro výpočet točivého momentu platí vztah

$$M_t = \frac{F}{\cos \delta} \cdot a \cdot \sin \delta = F \cdot a \cdot \operatorname{tg} \delta$$



$$b = R2 - RZ$$

b

A

V trojúhelníku ABC platí kosínova věta, po jejíž úpravě dostaneme vztah pro výpočet δ

$$\delta = \arccos \frac{c^2 + a^2 - b^2}{2ac}$$

b = RR

$$C = R + R0$$

$$F_n = \frac{F}{\cos \delta}$$
$$p = a \cdot \sin \delta$$

Pro výpočet točivého momentu platí vztah:

$$M_t = \frac{F}{\cos \delta} \cdot a \cdot \sin \delta = F \cdot a \cdot \operatorname{tg} \delta$$

Pro výpočet tečné složky síly, která působí kolmo na vedení zvedátka, platí v obou případech vztah:

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg} \delta$$

Tato složka síly způsobuje tlak ve vedení zvedátka a současně způsobuje příčení zvedátka ve vedení.

Průběh normální složky síly, tečné složky síly a průběh točivého momentu v závislosti na pootočení vačky jsou uvedeny na obr. /27/, /28/.

Vzhledem k tomu, že nebyly k dispozici včas výsledky z počítače, jež by sloužily pro výpočet točivého momentu, provedl jsem náhradní výpočet působících sil, ze kterých jsem spočítal průběh točivého momentu a Hertzova tlaku ve styku kladičky s vačkou.

Uvažoval jsem, že na pohybující se hmotnosti působí síla od pružiny, setrvačné síly a síla od tlaku paliva během vstřikování.

Hodnoty tlaku paliva za čerpadlem jsem odečetl z naměřených průběhů.

Z průběhů vyplývá, že skokové změny ve zrychlení rovněž způsobují skokové změny v průběhu sil, které opět způsobují skokové změny v průběhu točivého momentu a Hertzova tlaku.

Hodnoty dynamických veličin v průběhu vstřikování paliva dosahují krátkodobě špičkových hodnot.

tab.5 tabulka vypočtených hodnot

α	F [N]	F_n [N]	F_t [N]	M_t [Nm]	p_H [MPa]
0	59,2	59,2	0	0	147,6
1	59,3	59,3	1,1	0,022	147,6
2	59,5	59,5	1,5	0,045	147,9
3	59,8	59,9	2,5	0,067	148,3
4	60,3	60,4	3,3	0,091	149,0
5	60,9	61,0	4,1	0,115	149,8
6	61,6	61,8	5,0	0,139	150,7
7	62,5	62,8	5,9	0,166	151,9
8	63,5	63,9	6,8	0,192	153,2
9	64,6	65,1	7,8	0,221	154,7
10	65,9	66,5	8,8	0,251	156,4
11	67,4	68,1	10,0	0,283	158,2
12	68,9	69,8	11,1	0,316	160,2
13	70,6	71,7	12,4	0,354	162,3
14	72,5	73,8	13,7	0,393	164,7
15	74,5	76,0	15,1	0,435	167,1
16	76,7	78,4	16,6	0,479	169,8
17	79,0	81,1	18,2	0,528	172,6
18	81,5	83,9	19,9	0,579	175,5
19	84,1	86,8	21,7	0,635	178,6
20	86,9	90,1	23,7	0,695	181,9
21	89,8	93,4	25,7	0,759	185,3
22	93,0	97,1	28,0	0,829	188,9
23	96,3	100,9	30,3	0,904	192,6
24	99,8	105,0	32,9	0,984	196,5
25	103,4	109,4	35,5	1,071	200,5
26	107,3	114,0	38,4	1,165	204,6
27	111,3	118,8	41,5	1,266	209,0
28	115,6	123,9	44,7	1,374	213,4
29	120,0	129,3	48,2	1,491	218,0
30	124,7	135,1	51,9	1,618	222,8
31	129,6	141,1	55,8	1,754	227,7

α	F [N]	F _n [N]	F _t [N]	M _t [Nm]	P _H [MPa]
32	362,9	397,3	161,8	5,120	382,1
33	1131,2	1245,5	521,3	16,624	676,6
34	1708,8	1892,4	813,0	26,139	833,9
35	2286,7	2547,6	1123,1	36,386	967,6
36	2737,4	3068,4	1386,2	45,344	1061,9
37	3442,9	3882,9	1795,4	59,249	1194,6
38	3964,8	4457,0	2036,1	67,802	1819,0
39	4157,4	4637,1	2054,0	69,014	1855,4
40	3713,7	4111,7	1764,7	59,802	1747,1
41	4160,7	4574,1	1900,3	64,913	1842,8
42	4416,9	4822,3	1935,3	66,633	1892,1
43	4227,6	4585,1	1775,1	61,578	1845,0
44	4229,1	4557,8	1699,5	59,381	1839,5
45	4294,1	4600,0	1649,3	58,024	1848,0
46	4422,8	4710,6	1621,2	57,408	1870,1
47	3449,6	3653,9	1204,8	42,910	1647,0
48	799,1	841,9	265,2	9,505	760,9
49	100,6	105,5	31,6	1,140	279,9
50	38,1	39,8	11,3	0,411	171,9
51	39,2	40,7	11,0	0,401	173,8
52	40,3	41,7	10,6	0,389	175,2
53	41,3	42,5	10,2	0,376	177,6
54	42,2	43,3	9,8	0,361	179,3
55	43,1	44,1	9,2	0,343	180,9
56	44,0	44,9	8,7	0,325	182,6
57	44,7	45,4	8,1	0,303	183,6
58	45,5	46,1	7,5	0,283	185,0
59	46,1	46,6	6,9	0,259	186,0
60	46,8	47,2	6,2	0,235	187,2
61	47,3	47,6	5,6	0,210	188,0
62	47,7	47,9	4,9	0,185	188,6
63	48,0	48,2	4,2	0,159	189,2
64	48,4	48,5	3,4	0,133	189,8
65	48,7	48,8	2,6	0,099	190,3

α	F [N]	F _n [N]	F _t [N]	M _t [Nm]	p _H [MPa]
66	48,9	48,9	1,8	0,072	190,5
67	49,0	49,0	1,2	0,044	190,7
68	49,1	49,1	0,4	0,014	190,9
68° 28' 56,8" 142 111° 31' 3,2"			0	0	258,4
112	48,4	48,4	0,8	-0,028	189,6
113	48,3	48,4	1,5	-0,057	189,5
114	48,2	48,2	2,3	-0,086	189,2
115	47,9	48,0	3,0	-0,114	188,9
116	47,6	47,8	3,8	-0,142	188,4
117	47,3	47,5	4,5	-0,168	187,8
118	46,9	47,2	5,2	-0,195	187,1
119	46,4	46,7	5,9	-0,220	186,3
120	45,8	46,3	6,5	-0,244	185,4
121	45,2	45,8	7,2	-0,268	184,4
122	44,6	45,2	7,8	-0,290	183,2
123	43,8	44,6	8,3	-0,310	182,0
124	43,0	43,9	8,9	-0,330	180,6
125	42,2	43,2	9,4	-0,347	179,1
126	41,2	42,4	9,9	-0,363	177,4
127	40,3	41,6	10,3	-0,378	175,6
128	39,2	40,7	10,7	-0,390	173,7
129	38,1	39,7	11,0	-0,401	171,7
130	36,8	38,7	11,3	-0,409	169,4
131	35,8	37,6	11,6	-0,415	167,0
132	34,5	36,4	11,7	-0,420	164,5
133	33,2	35,2	11,9	-0,422	161,7
134	31,8	33,9	11,9	-0,421	158,8
135	30,4	32,6	11,9	-0,418	155,6
136	29,9	32,3	12,2	-0,427	154,9
137	27,4	29,8	11,8	-0,406	148,7
138	25,8	28,3	11,6	-0,396	144,9

α	F [N]	F_n [N]	F_t [N]	M_t [Nm]	p_H [MPa]
139	24,2	26,7	11,3	-0,383	140,8
140	22,5	25,0	10,2	-0,368	136,3
141	20,8	23,3	10,1	-0,351	131,6
142	19,1	21,6	10,0	-0,331	126,5
143	195,7	220,0	100,0	-3,305	284,4
144	190,1	212,5	94,8	-3,089	279,4
145	184,8	205,3	89,3	-2,885	274,6
146	179,7	198,4	84,2	-2,695	270,0
147	174,7	191,8	79,2	-2,516	265,5
148	170,0	185,7	74,6	-2,350	261,2
149	165,5	179,8	70,1	-2,194	257,0
150	161,2	174,2	65,9	-2,047	153,0
151	157,1	168,9	62,0	-1,910	249,1
152	153,2	163,8	58,1	-1,781	245,4
153	149,4	159,1	54,5	-1,660	241,8
154	145,8	154,6	51,2	-1,547	238,3
155	142,5	150,4	48,6	-1,441	235,1
156	139,2	146,2	44,8	-1,339	231,8
157	136,2	142,5	41,9	-1,247	228,8
158	133,2	138,6	39,1	-1,156	225,9
159	130,5	135,5	36,5	-1,073	223,2
160	127,9	132,3	33,9	-0,994	220,5
161	125,4	129,3	31,5	-0,919	218,0
162	123,1	126,6	29,4	-0,849	215,7
163	120,9	123,9	27,0	-0,782	213,4
164	118,9	121,5	24,9	-0,718	211,3
165	117,1	119,3	23,0	-0,658	209,4
166	115,3	117,2	21,0	-0,602	207,5
167	113,7	115,3	19,2	-0,547	205,9
168	112,3	113,6	17,4	-0,495	204,3
169	110,9	112,0	15,6	-0,445	202,9
170	109,7	110,6	13,9	-0,397	201,6

α	$F [N]$	$F_n [N]$	$F_t [N]$	$M_t [Nm]$	$p_H [MPa]$
171	108,6	109,3	12,4	-0,351	200,4
172	107,6	108,2	10,9	-0,306	199,4
173	106,8	107,2	9,3	-0,262	198,5
174	106,1	106,3	7,8	-0,220	197,7
175	105,4	105,6	6,4	-0,179	197,0
176	104,9	105,0	8,0	-0,138	196,5
177	104,6	104,7	3,4	-0,097	196,1
178	104,4	104,4	2,2	-0,057	195,9
179	104,2	104,2	0,6	-0,014	195,7
180 až 360	45,0	45,0	0	0	157,4

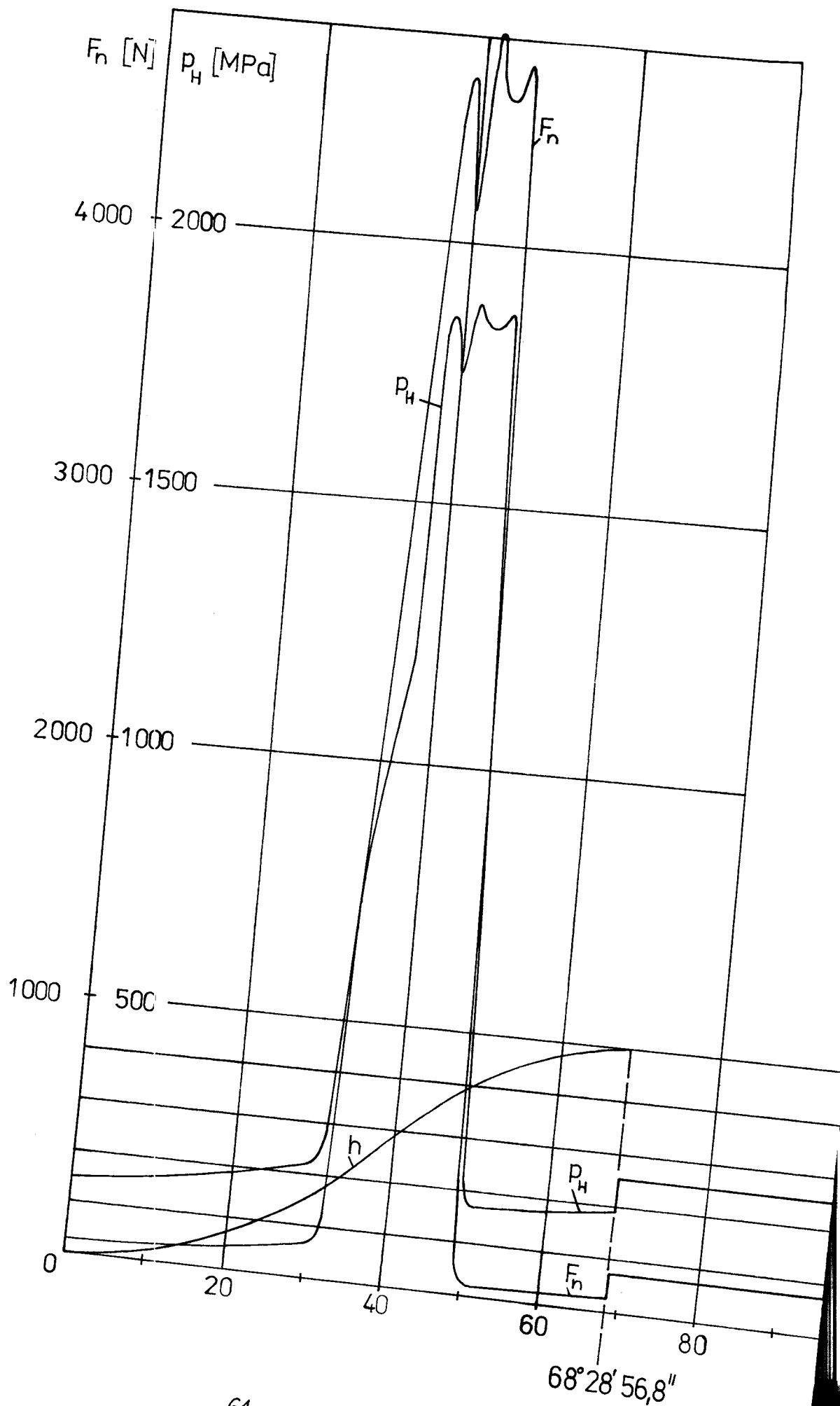
6. Posouzení průběhu dopravní vlny.

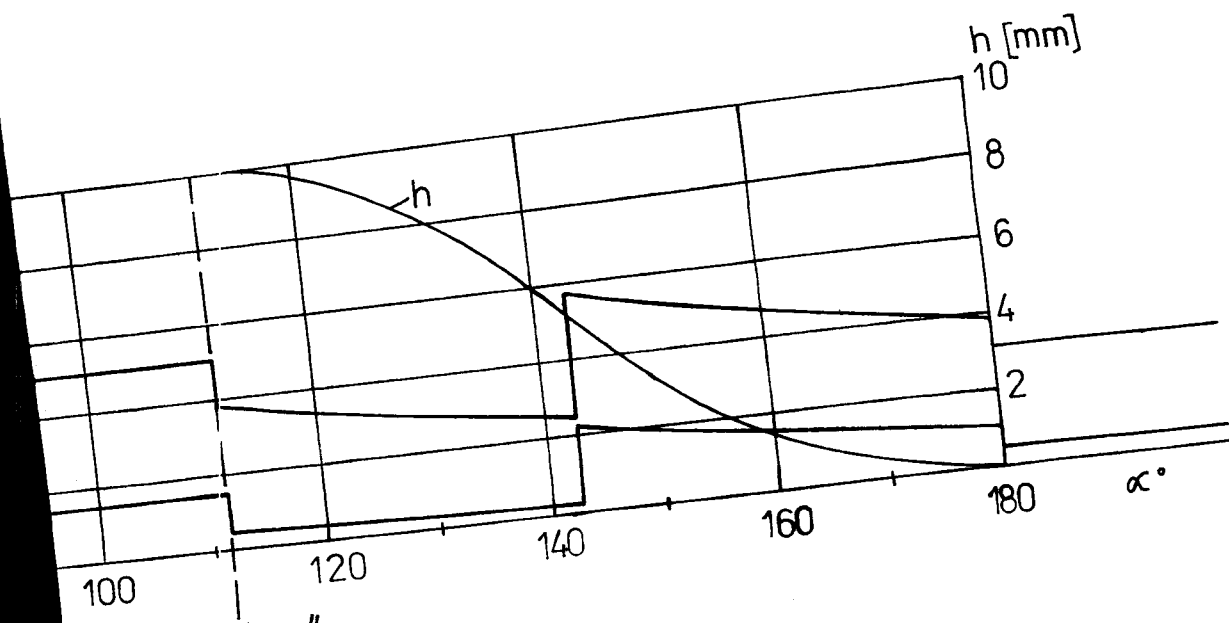
Dopravní vlna je časový průběh rychlosti a tlaku paliva v určitém místě vysokotlaké části vstřikovacího čerpadla.

Dopravní vlna je dána součtem dopředné vlny a zpětné /odražené/ vlny. Průběh dopravní vlny je dán podmínkami na čerpadle které jsou určeny:

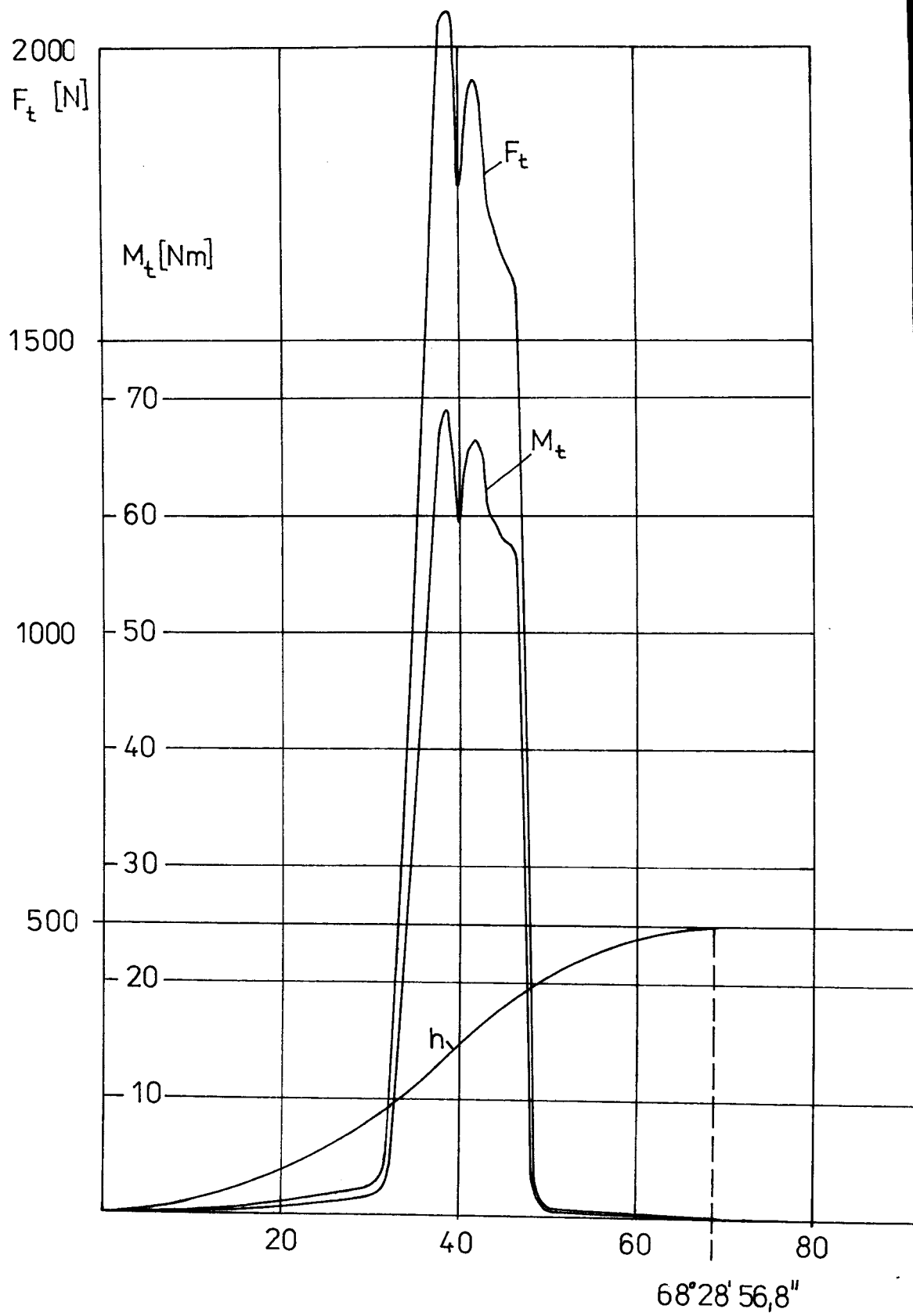
- otáčkami vačkového hřídele
- stoupáním vačky čerpadla
- rychlostí zpětného ventilu
- škrcením na počátku a konci dodávky paliva
- průměrem pístku čerpadla
- objemem pracovního zdvihu čerpadla
- průřezem potrubí
- průtokovými součiniteli

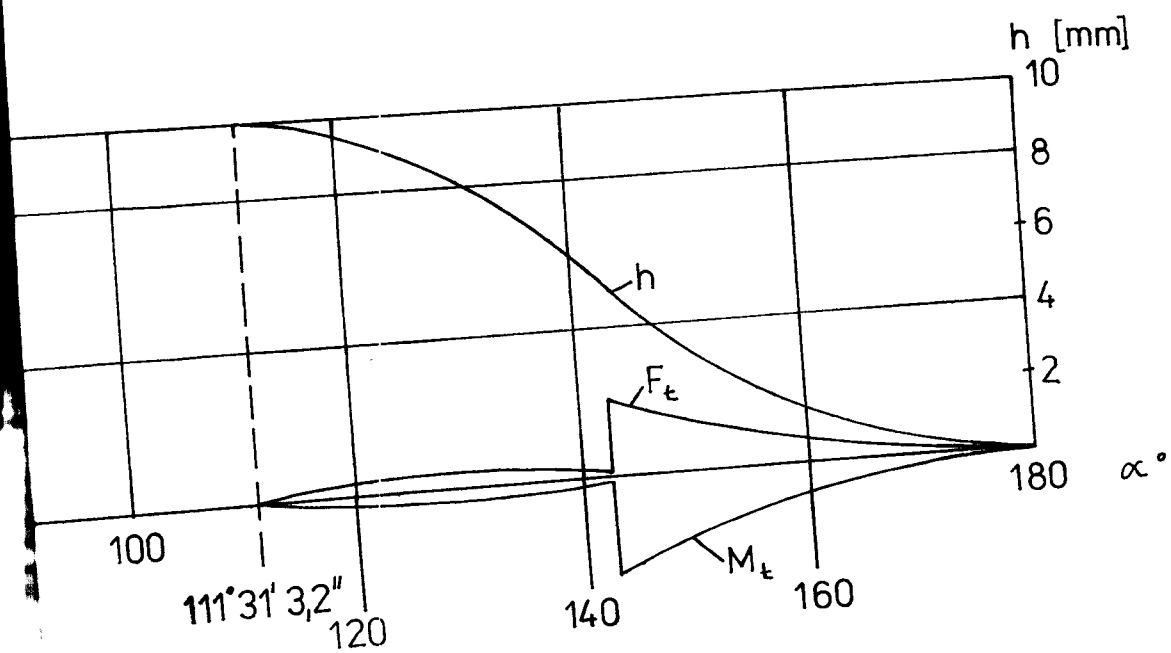
obr. 27





obr. 28





Průběh dopravní vlny nejsnadněji zjistíme indikováním průběhu tlaku na čerpadle. Výpočet dopravní vlny je značně složitý a nemyslitelný bez výpočetní techniky, která umožňuje shrnutí všech podstatných vlivů na průběh vstřikování.

Po dohodě s vedoucím DP nebyla tato část matematicky řešena vzhledem k velké náročnosti tohoto problému. Rovněž sestavení programu pro výpočet dynamického modelu vstřikovací jednotky bylo náročné a naráželo na mnoho problémů. Bez problémů se také neobešlo odlaďování tohoto programu ve výpočetním středisku VŠST, způsobených organizačními potížemi.

7. Závěr.

Zvyšování rychlosti vstřikování paliva je možné dvěma způsoby /při stejné vstřikovací trysce/.

1/ Zvyšování rychlosti pohybu pístku

Rychlost pístku určují rozměry vačky a kladičky a uspořádání mechanismu.

Rychlost roste při vyosení zvedátka a kladičkou v záporném směru o hodnotu e /dle obr. /4/ /. Současně s růstem rychlosti se posouvá vrchol maximální rychlosti směrem k vyšším hodnotám pootočení vačky, což je z hlediska vstřikování paliva výhodné z důvodu uvedeném v úvodu.

Ke zvýšení maximální rychlosti dochází také zmenšením poloměru kladičky. Rovněž v tomto případě dochází k posunu vrcholu maximální rychlosti k vyšším hodnotám úhlu α . Při této změně se zvýší hodnoty Hertzova tlaku ve styku kladičky s vačkou.

Zvýšení maximální rychlosti lze také docílit zvětšením poloměru R_2 vačky. Změna rychlosti je ale nevýrazná. Vrchol maximální rychlosti se posouvá k nižším hodnotám úhlu α .

Z uvedených závěrů plyne, že nejvýhodnějšího průběhu rychlosti

docílíme vyosením zvedátka v záporném směru /dle obr. /4/ /.

Je třeba mít na paměti, že každé zvýšení rychlosti sebou nutně přináší zvýšení maximálních hodnot zrychlení a tím větší dynamické namáhání vstřikovacího čerpadla.

2/ Změna průměru pístku

Zvětšení průměru pístku přináší zvětšení dávky vstřikovaného množství paliva při stejné poloze plnicího a přepouštěcího otvoru a při stejném uspořádání tvaru pístku. Zvětšuje se průtočné množství paliva a při stávající trysce by docházelo ke zvýšení rychlosti vstřikování paliva. Zvětšení průměru pístku způsobí i zvětšení působících tlakových sil na pístek. To se nepříznivě odrazí ve větším mechanickém namáhání dílů čerpadla.

Seznam literatury:

INDRA, J.: Příslušenství spalovacích motorů,
skripta VÚT Brno, SNTL Praha 1966

LYŠEVSKIJ, A.S.: Sistemi pitanijs dizelej,
Mašinostrojenije, Moskva 1981

Diplomové práce VŠST, SF:

J. Chaloupka, 1970

J. Kračmar, 1973

J. Plachta, 1982

Seznam příloh:

- 1/ program pro výpočet kinematických veličin
- 2/ hodnoty kinematických veličin při stávajícím řešení mechanismu
- 3/ hodnoty kinematických veličin při vyosení zvedátka o hodnotu $e = 2 \text{ mm}$
- 4/ hodnoty kin. veličin při vyosení zvedátka o hodnotu $e = -2 \text{ mm}$
- 5/ hodnoty kin. veličin při změně poloměru kladičky na $R = 8 \text{ mm}$
- 6/ hodnoty kin. veličin při změně poloměru kladičky na $R = 14 \text{ mm}$
- 7/ hodnoty kin. veličin při změně poloměru vačky na $R_2 = 80 \text{ mm}$
- 8/ hodnoty kin. veličin při změně poloměru vačky na $R_2 = 140 \text{ mm}$