

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
v L i b e r c i
nositelka Řádu práce

FAKULTA STROJNÍ

Obor 23 - 34 - 8
výrobní stroje a zařízení

zaměření
textilní stroje

Katedra textilních a oděvních strojů

POHON PŘÍRAZNÉHO MECHANISMU TKACÍHO STROJE
DVOUFÁZOVÝMI HYDROMOTORY

Roman V a ň k á t

Vešoucí práce: Ing. František Egrt , VŠST Liberec
Konzultanti : Ing. Josef Cerha , VŠST Liberec

Rozsah práce:

Počet stran68
Počet příloh a tabulek16
Počet obrázků64
Počet výkresů 3

Datum: 22. 5. 1981

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro Romana Vaňkát a

obor 23-34-8 Výrobní stroje a zařízení

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

Název tématu: Pohon přírazného mechanismu tkacího stroje
2 fázovými hydromotory

Pokyny pro vypracování:

Prostudujte možnosti uplatnění přírazného mechanismu s hydraulickým pohonem u hydraulického tkacího stroje ENSHu.

- 1) Proveďte časovou, kinematickou a dynamickou analýzu přírazného mechanismu, poháněného 2fázovými hydromotory
- 2) Proveďte výpočty přenosu energie u kombinovaného hydraulicko-mechanického systému pro otáčky $n=100$ a 300 ot/min. s řízením klidové doby v prohozní poloze bidlení a uvažováním přírazné síly.
- 3) Proveďte návrh úpravy stávajícího konstrukčního řešení přírazného mechanismu.

Rozsah grafických laboratorních prací: Konstrukční úpravy hydromotoru včetně výrobních výkresů

Rozsah průvodní zprávy

20 stran

Seznam odborné literatury:

Kol.: Vyhledávací výzkum mechanismů tkacích strojů. Zpráva státního úkolu P 19-124-229, VŠST Liberec 1979

Charvát, J.: Teorie mechanismů. Skriptum VŠST, Liberec 1974

Vedoucí diplomové práce: Ing. František Egrt

Konsultanti: Ing. Josef Čerha

Datum zahájení diplomové práce: 6. října 1980

Datum odevzdání diplomové práce: 22. května 1981

L. S.

Doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc

Vedoucí katedry

Doc. RNDr. Bohuslav Stříž, CSc

Doktor

v Liberci dne 6. října 1980

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci
vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

Roman Vaňkář

V Liberci dne 22. 5. 1981

OBSAH

	Str.
Úvod	6
Seznam zkratek	8
1. Rozbor přírazového mechanismu	10
1.1. Funkce přírazového mechanismu	10
1.2. Průběh pohybu přírazového mechanismu	10
1.3. Konstrukční požadavky na pohon přírazového mecha- nismu	12
1.4. Jednotlivé typy mechanismů přírazu	12
1.4.1. Kloubové mechanismy	12
1.4.2. Vačkové mechanismy	14
1.4.3. Speciální přírazné mechanismy	15
1.5. Dynamické vlivy	15
1.6. Použití hydromotoru SPK v přírazném systému	15
2. Hydraulické mechanismy	17
2.1. Rozdělení hydraulických mechanismů	17
2.2. Rozdělení podle formy přenášené energie	17
2.3. Rozdělení podle charakteru pohybu nositele energie	18
2.4. Hydraulické mechanismy SPK	20
2.4.1. Jednofázové mechanismy	21
2.4.2. Dvoufázové mechanismy	21
2.4.3. Princip činnosti mechanismů SPK	22
2.5. Mechanismy pohonu hydrogenerátoru	23
3. Řízení hydraulických mechanismů SPK	25
3.1. Základní způsoby řízení	25
3.2. Reverzace chodu dvoufázového mechanismu SPK	25
3.3. Blokování chodu motoru	27
3.4. Vytváření klidové doby	28
3.4.1. Jednostranná stejná klidová doba	28
3.4.2. Oboustranná stejná klidová doba	29

	Str.
3.4.3. Libovolně programované klidové doby	31
3.5. Možnosti využití řízených hydraulických mechanismů SPK u textilních strojů	32
3.6. Přírazový mechanismus s řízeným mechanismem SPK ..	32
3.7. Uplatnění řízeného hydromotoru v kinematickém ře- tězci	34
3.7.1. Čtyřkloubový mechanismus	34
3.7.2. Šestičlenný mechanismus	35
4. Přírazný systém stroje ENSHU	37
4.1. Kinematická analýza přírazového mechanismu ENSHU .	39
4.1.1. Určení kinematických veličin generátoru a motoru	39
4.1.2. Určení kinematických veličin na bidle	42
4.2. Dynamická analýza přírazového mechanismu ENSHU ...	47
5. Přenos tlakové energie	50
5.1. Odpor při přenosu tlakové energie	50
5.1.1. Odpor proti pohybu	51
5.1.2. Odpor proti zrychlení	53
5.1.3. Odpor proti deformaci	53
5.2. Modelování a řešení výpočtu hydraulického obvodu na analogovém počítači	54
5.2.1. Nahrazení obvodu matematickým modelem	55
5.2.2. Řešení výpočtu na analogovém počítači	57
5.2.3. Vyhodnocení řešení	59
6. Popis konstrukčního uspořádání přírazového mechanis- mu stroje ENSHU	61
6.1. Uspořádání mechanismu na stroji	61
6.2. Popis systému	61
7. Návrh úpravy stávajícího konstrukčního řešení	63
Závěr	64
Seznam literatury	66
Seznam výkresů	68

Ú V O D

Předpokladem vzrůstu životní úrovně obyvatelstva je neustálý rozvoj a zdokonalování výroby spotřebního zboží. Důležitým odvětvím spotřebního průmyslu je i průmysl textilní.

Současný rozvoj textilního strojírenství je podmíněn využíváním výsledků vědeckotechnického rozvoje pro další zvyšování technickoekonomické úrovně strojírenských výrobků.

Na XVI.sjezdu KSČ byly vytyčeny hlavní směry hospodářského a sociálního rozvoje ČSSR na léta 1981-1985, kde se hovoří o strojírenství jako o základním článku rozvoje čs. ekonomiky. Důsledným uplatňováním výsledků vědeckotechnického pokroku podstatně zvýšit technickoekonomickou úroveň výroby a dosáhnout výrazného růstu celkové efektivity čs.národního hospodářství. Rozvoj základních oborů strojírenského průmyslu vyžaduje rekonstrukci a modernizaci výrobní základny. Především touto cestou je nutno měnit strukturu výroby, zvyšovat technickou úroveň a kvalitu produkce. Více se zaměřit na rozvoj pokrokových technologií a prosazování uzlové, součástkové i technologické specializace. Růst exportní schopnosti výrobků docilovat zvyšováním technických i ekonomických parametrů, rychlejším přizpůsobováním struktury výroby požadavkům trhu. Je nutnost usilovat o výraznější uplatnění výrobků s vyšší užitnou hodnotou dosaženou dokonalejší komplectací příslušenství, automatizací funkcí a řídicími systémy. Uplatňování vyššího stupně mechanizace, automatizace a robotizace, využívat hydraulických, pneumatických a elektronických prvků k dosažení vyšší intenzifikace a časového a funkčního využití strojů a zařízení i k dalšímu snížení podílu fyzicky namáhavých prací. Stoupnou požadavky na stroje a zařízení modernizaci a rekonstrukci strojního parku, na zařízení umožňující dosáhnout úspor paliv a energie či řešit

problémy životního prostředí. Péči o životní prostředí a jeho zkvalitňování považovat za důležitý úsek životní úrovně obyvatelstva. V průmyslových podnicích zlepšovat pracovní prostředí. Úspěšné splnění vytyčených cílů je nezbytné pro další vzestup čs. národního hospodářství, všestranný rozvoj společnosti i k upevnění celé světové socialistické soustavy.

Snaha po automatizování stávajících a nových technologických pochodů, téměř ve všech oborech lidské činnosti, vede k úzké specifikaci požadavků kladených na mechanismy, které mají ten který technologický pochod zajišťovat nebo řídit. V dnešní skladbě výrobních strojů vidíme, že mimo mechanismy tuhé a elektrické doznaly, pro své vlastnosti, značného rozšíření mechanismy hydraulické. Uskutečnění náročných úloh při použití hydraulických mechanismů se stalo prvořadým úkolem i ve výzkumu a vývoji tkacích strojů.

Cílem diplomové práce je prostudování možností uplatnění přírazového mechanismu s hydraulickým pohonem u tkacího stroje ENSHU. Použitím tohoto pohonu by se zlepšily některé vlastnosti, vyplývající z výhod hydraulických mechanismů. Jednou z výhod je nízká hlučnost, která má vliv na pracovní prostředí pracujících v provozech.

Vlastní práce obsahuje analýzu přírazového mechanismu poháněného dvoufázovými hydromotory se střídavým proudem kapaliny/dále jen SPK/a možnosti uplatnění tohoto kombinovaného mechanismu.

Použitá symbolika a seznam proměnných

Derivace podle času jsou označeny tečkami nad symbolem proměnné. Příslušné indexy jsou počáteční písmena slov hydraulických prvků, pro které se proměnná vztahuje. Následující seznam proměnných uvádí jejich symboly, význam a fyzikální rozměr.

Symbol	význam	rozměr
a	zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
C	kapacita	$N^{-1} \cdot m^5$
c	tuhost pružiny	$N \cdot m^{-1}$
D	odpor proti deformaci	$N \cdot m^{-5}$
d	průměr potrubí	m
e	excentricita	m
F	síla	N
F_{red}	redukováná síla	N
H	odpor proti zrychlení	$N \cdot m^{-5} \cdot s^2$
i	hydraulický převod	1
I	moment setrvačnosti	$kg \cdot m^2$
K	objemový modul pružnosti	$N \cdot m^{-2}$
k	tuhost kapaliny	$N \cdot m^{-1}$
L	pohyblivost	$N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-2}$
l	délka	m
m	hmotnost	kg
m_{red}	redukováná hmotnost	kg
N	norma proměnné	1
M_t	měřítko času	1
n	otáčky	s^{-1}
P	výkon	W

p	tlak	$N \cdot m^{-2}$
Δp	tlakový úbytek	$N \cdot m^{-2}$
Q	průtočné množství	$m^3 \cdot s^{-1}$
R	odpor proti pohybu	$N \cdot m^{-5} \cdot s$
Re	Reynoldsovo číslo	1
S	plocha průřezu	m^2
t	čas	s
V	objem	m^3
v	rychlost	$m \cdot s^{-1}$
W	energie	$N \cdot m$
ΔW	úbytek energie	$N \cdot m$
x	dráha/vstupní proměnná/	m
y	výstupní proměnná	m
z	propustnost	$N^{-1} \cdot m^5 \cdot s^{-1}$
ε	úhlové zrychlení	s^{-2}
ω	úhlová rychlost	s^{-1}
ρ	měrná hmotnost	$kg \cdot m^{-3}$
φ	úhel pootočení hřídele	°
μ	dynamická viskozita	$N \cdot s \cdot m^{-2}$
ν	kinematická viskozita	$m^2 \cdot s^{-1}$
λ	odporový součinitel	1
ξ	součinitel místních ztrát	1

1. Rozbor přírazového mechanismu

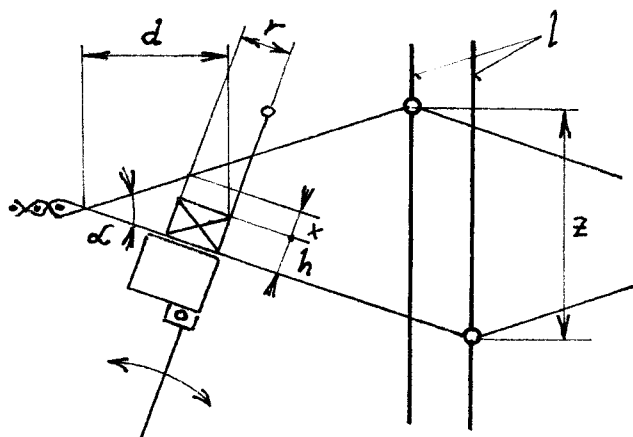
1.1 Funkce přírazového mechanismu

Klidný provoz tkacího stroje závisí na dokonalé návaznosti funkcí tří nejdůležitějších mechanismů a to prošlupního, prohozního a přírazového mechanismu, který musí splňovat tyto funkce:

1. nese paprsek, současně vede osnovní nitě. Celkový zdvih paprsku závisí na potřebném prostoru pro zanašeč.
2. vede zanašecí element v prošlupu, tj. u člunkových stavů nese člunkovou dráhu a s paprskem vede člunek. Obdobně je provedeno vedení tuhých jehel na tkacích strojích jehlových. Skřipcové a jehlové tkací stroje s ohebnými jehlami mají vedení zanašeče vytvořeno z lamel. Na pneumatických tkacích strojích je usměrnění nosného média provedeno konfuzorem. Hydraulické tkací stroje nemají vedení.
3. přiráží nově zanesený útek do tkaniny /to je nejdůležitější funkce přírazového mechanismu/.

1.2 Průběh pohybu přírazového mechanismu

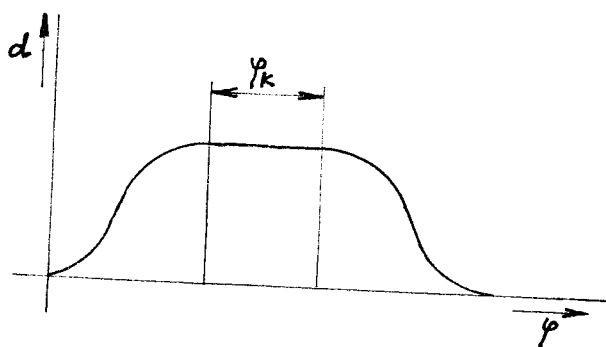
Průběh pohybu paprsku, tj. zdvih z v závislosti na úhlu φ otočení hlavního hřídele je dán požadavkem, aby po celou dobu prohozu byl v prošlupu dostatečný prostor pro zanašeč. (obr. 1.)



Obr. 1.

- l - tkací listy
- r, h - rozměry zanašeče
- z - zdvih listů
- α - prošlupní úhel
- x - velikost vůle mezi zanašečem a osnovními nitěmi
- d - vzdálenost paprsku od čela tkaniny

U skřipcových a tryskových tkacích strojů stačí pro zanesení útku menší prostor a není proto nutno brát takový zřetel na prošlunní úhel α . Zdvihová závislost klidového mechanismu je zakreslena na obr.2.

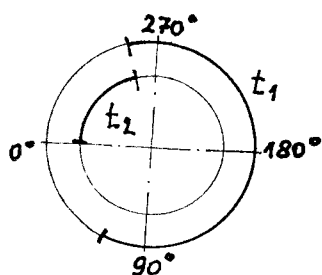


φ_k - klidový úhel
 φ - úhel otočení hlavního hřídele stroje
 d - zdvih bidlenu

Obr.2.

Využití klidových mechanismů sebou nese značné výhody. Pokud je po dobu prohozu bidlo s paprskem v klidu, je možno zanášecí ústrojí umístit na rám stroje (podmínka u tryskových strojů).

Dobu jednoho pracovního cyklu přírazového mechanismu, tj. jedné otáčky stroje, můžeme rozdělit na dva základní intervaly (obr.3.).



t_1 - čas nutný k prohozu, bidlo vede zanášecí element
 t_2 - čas potřebný pro příraz útku

Obr.3.

Trvání prvního intervalu t_1 , po který je bidlo v oblasti zadní úvrati, je určeno prohozními podmínkami tkacího stroje. Při zvyšování rychlosti stroje musí časový úsek t_1 zůstat nezměněn. Protože celková doba t je závislá na otáčkách stroje, musíme úsek t_2 zkracovat.

$$t = t_1 + t_2 \quad [s] \quad (1)$$

1.3 Konstrukční požadavky na pohon přírazového mechanismu

Při návrhu musíme dodržet určité podmínky, vycházející z technologických potřeb:

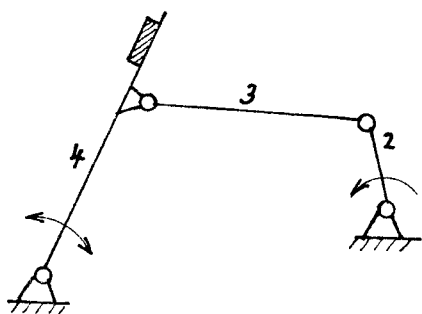
- v oblasti zadní krajní polohy má zůstat paprsek co nejdéle, aby byl k dispozici největší časový úsek pro prohoz útku osnovou,
- zrychlení mechanismu musí být co nejmenší, s ohledem na dynamické namáhání mechanismu,
- pohyb paprsku v oblasti přírazné polohy je určen technologickými požadavky tvorby tkaniny:
 - jemné tkaniny - menší přírazná rychlost
 - těžší tkaniny - vyšší rychlost, dvojnásobný oříz

1.4 Jednotlivé typy mechanismů ořízů

Pohyb bidlenu může být realizován některými typy mechanismů; tyto mechanismy jsou realizovány v kinematických řetězcích.

1.4.1 Kloubové mechanismy

Kloubové mechanismy se používají čtyřčlenné a šestičlenné. Čtyřčlenné mechanismy jsou použity u člunkových a hydraulických tkacích strojů. Čtyřčlenný kinematický řetězec v realizaci čtyřkloubového mechanismu je schematicky znázorněn na obr. 4.



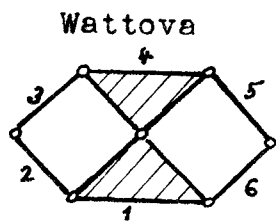
- 2 - klika
- 3 - ojnice
- 4 - bidlen

Obr. 4.

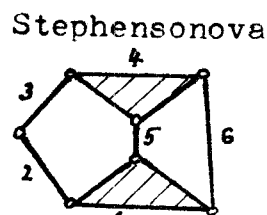
U čtyřkloubového mechanismu nelze dosáhnout přesné klidové

polohy, pouze při vhodné konstrukci lze získat přibližný klid do dobu pootočení hlavního hřídele o 23° .

Šestičlenný kinematický řetězec lze rozvinout ze základních kinematických řetězců; (obr.5.a 6.)

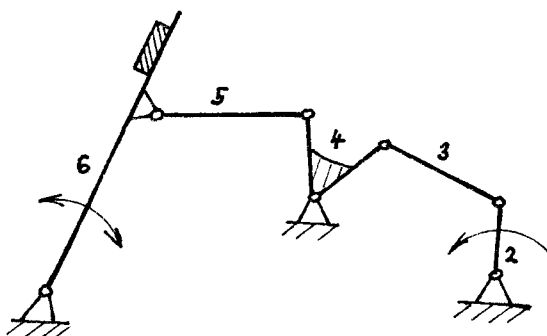


Obr.5.



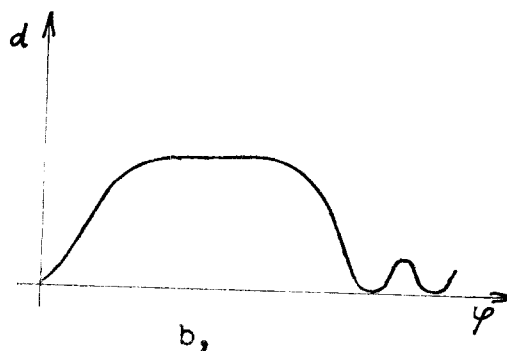
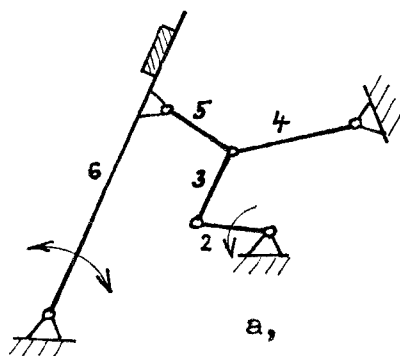
Obr.6.

Schema šestičlenného mechanismu vyplývajícího z Wattova řetězce je zakresleno na obr.7.



Obr.7.

K výrobě velmi těžkých bytových textilií slouží mechanismus s dvojnásobným ořízáním bidlenu. Schema mechanismu je nakresleno na obr.8.a, jeho zdvihová závislost na obr.8.b.

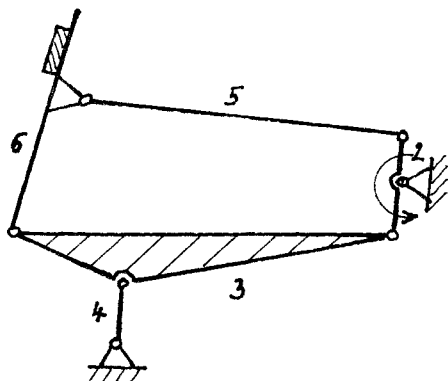


Obr.8.

Rozvedením uvedených struktur kinematických řetězců lze dosáhnout kývavého nebo obecného pohybu bidla s klidovou dobou až 120° . Z tohoto hlediska se jeví šestičlenné

mechanismy jako výhodné, ovšem pro jejich větší počet členů je obtížná konstrukce, hlavně ve fázi návrhu.

Předcházející uvedené mechanismy byly všechny řešeny s kývavým pohybem bidla po kruhové dráze. Pro nové systémy tkaní přichází v úvahu dráha bidla po obecné rovinné křivce. Na obr. 9 je schema mechanismu s obecným pohybem bidla.

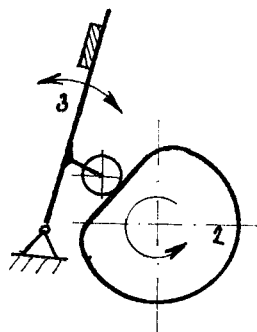


2 - klika, otáčející se konstantní úhlovou rychlostí

Obr. 9.

1.4.2 Vačkové mechanismy

Vačkové mechanismy jsou z hlediska dodržení technologických podmínek velmi výhodné. Předepsaného pohybu bidla se dosáhne vačkou s klidovou dobou 200° až 250° . Je však třeba, aby byly splněny vysoké požadavky na přesnost výroby i použitý materiál vaček. Případné vůle ve vačkovém systému způsobují další nepříznivé dynamické vlivy na mechanismus. Tříčlenný kinematický řetězec realizovaný v mechanismu přírazu je vačkový přírazový mechanismus (obr. 10).



2 - vačka
3 - bidlen

Obr. 10.

1.4.3 Speciální přírazné mechanismy

Tyto mechanismy jsou sestaveny kombinací kinematických dvojic kloubových, valivých (vačky, ozubený kola) nebo smykových, (kulisy), podle svého určení, případně využívají jiných principů.

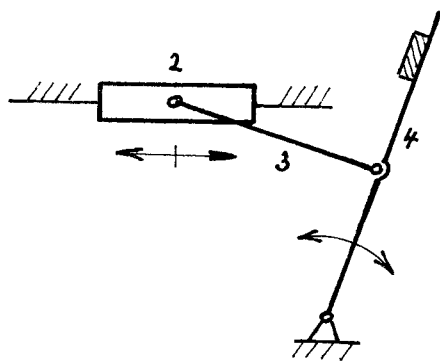
1.5 Dynamické vlivy

Dynamické vlastnosti přírazových mechanismů podstatně ovlivňují rovnoměrnost chodu stroje. Největší význam má rozložení hmoty, tj. moment setrvačnosti bidlenu I. Tento navíc ovlivňuje paprsek, vedení zanašeče, popřípadě konfuzor, atp. Velký význam má však průběh úhlové rychlosti bidla ω_B , protože jako kinetická energie $E_k = \frac{1}{2} I \omega_B^2$ vyrovnává náhlý odběr energie při přírazu.

Tento požadavek platí především u strojů člunkových, méně již u jehlových, kde je prohozní práce přímo odebírána z kinetické energie stroje. Při odlehčení přírazového mechanismu se sníží moment setrvačnosti, což značně ovlivní konstrukci přírazového mechanismu: zmenší se jeho namáhání od vlastních setrvačných sil a mechanismus pak může mít lehčí konstrukci. Je-li zanašeč veden paprskem, zmenší se namáhání třtin paprsku a prodlouží se životnost zanašeče i paprsku.

1.6 Použití hydromotoru SPK v přírazném systému

Jedna z možností, jak zvýšit produkci tkacího stroje je zvyšování otáček. Při použití dnešních mechanismů kloubových se zvyšováním otáček zvyšuje hlučnost stroje, což je nežádoucí. Proto se snažíme dané mechanismy nahradit takovými, kterých hlučnost by byla daleko pod dovolenou hranicí. Funkci přírazu bidla můžeme realizovat kombinací hydraulického mechanismu SPK s kloubovým mechanismem. Na obr. 11 je nakresleno schema kombinovaného mechanismu čtyřčlenného.



- 2 - hydromotor
- 3 - spojnice
- 4 - bidlen

Obr.11.

Použitím hydraulických mechanismů u textilních strojů nejen zmenšujeme hlučnost v textilních provozech, ale tyto mechanismy nám dávají i řadu dalších výhod:

- jednoduchý přenos sil a kroutících momentů a možnosti jejich plynulé regulace. Hydraulickým mechanismem můžeme realizovat velké převodové poměry při relativně malých rozměrech.
- možnost častých a rychlých změn smyslu pohybu výstupního členu mechanismu (reverzace),
- jednoduché a plynulé nastavení rychlosti výstupního členu mechanismu,
- energii kapaliny lze přivádět na méně přístupná místa i větší vzdálenosti,
- jednoduchá ochrana před přetížením,
- poměrně velká životnost jednotlivých částí mechanismu,
- snadné dálkové ovládní (elektricky, pneumaticky),
- při dvojitím vedení (zpět do nádrže) je provedeno dobré chlazení,
- velká tuhost mechanismu (nestlačitelnost kapaliny),

Nevýhodou hydraulických mechanismů je, že vykazují určitý rozptyl energie, což zapříčiňuje objemové ztráty. V textilním strojírenství by únik kapaliny z hydraulického mechanismu nepříznivě ovlivňoval kvalitu vyráběného textilního produktu.

2. Hydraulické mechanismy

2.1 Rozdělení hydraulických mechanismů

Do skupiny hydraulických mechanismů řadíme všechny mechanismy, které využívají k přenosu energie mezi generátorem a motorem látek v tekutém stavu (např. oleje). Hydraulické mechanismy se dělí do několika skupin podle:

1, - formy energie přenášené mechanismem,

2, - charakteru proudu nositele energie.

2.2 Rozdělení podle formy přenášené energie

V hydraulických mechanismech se využívá některé z následujících forem energie:

a, - tlaková energie

b, - pohybová energie

c, - deformační energie

d, - tepelná energie

Všechny čtyři formy energie jsou přenášeny každým hydraulickým mechanismem současně. Podle toho, která ze složek je pro přenos energie rozhodující, rozlišují se mechanismy na:

I) hydrostatické mechanismy, využívá se tlaková energie

$$W_t = V \cdot p \quad [\text{N m}] \quad (2)$$

V [m^3] - objem zaplněný nositelem energie

p [N m^{-2}] - hydrostatický tlak

II) hydrodynamické mechanismy, využívá se pohybová energie

$$W_k = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} V \rho v^2 \quad [\text{N m}] \quad (3)$$

m [kg] - hmotnost nositele energie

v [m s^{-1}] - rychlost nositele energie

ρ [kg m^{-3}] - měrná hmotnost nositele energie

III) - hydrodeformační mechanismy, hlavní energie využitá k přenosu je deformační energie

$$W_d = \frac{1}{2} k x^2 = \frac{1}{2} \frac{k}{S^2} \Delta V^2 = \frac{1}{2} \frac{V}{K} \Delta p^2 \quad [\text{N m}] \quad (4)$$

k $[\text{Nm}^{-1}]$ - tuhost nositele energie

x $[\text{m}]$ - změna délkového rozměru nositele energie

S $[\text{m}^2]$ - plocha průřezu nositele energie

K $[\text{Nm}^{-2}]$ - objemový modul pružnosti nositele energie

IV) - hydrotermické mechanismy, slouží k přenosu tepelné energie

$$W_\tau = m \bar{c} T = V \rho \bar{c} T \quad [\text{N m}] \quad (5)$$

\bar{c} $[\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$ - střední hodnota měrného tepla nositele energie

T $[\text{K}]$ - teplota nositele energie

Celkové množství energie na vstupu mechanismu je dáno součtem hodnot všech energií:

$$W_c = W_t + W_k + W_d + W_\tau \quad [\text{N m}] \quad (6)$$

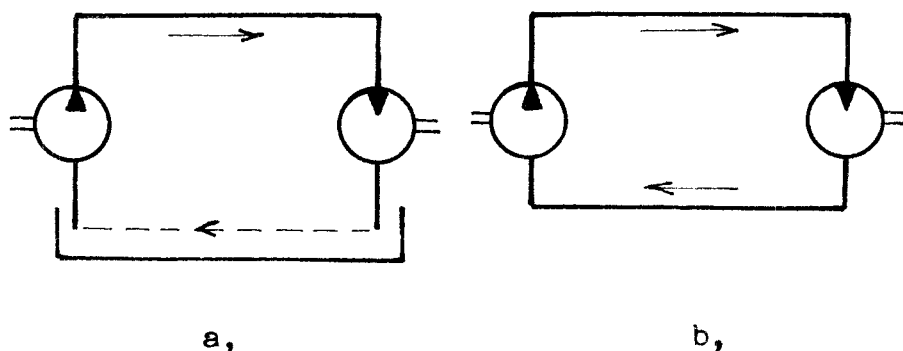
Pro činnost mechanismů je vhodné, aby vždy jedna ze složek energie byla výrazně větší, než součet tří zbývajících.

Převažující složkou má být ta forma energie, které se využívá při realizaci technologické operace. Dodržení této podmínky je prvním předpokladem úspěšné činnosti mechanismu.

2.3 Rozdělení podle charakteru pohybu nositele energie

Pohyb nositele energie mezi generátorem a motorem může mít v hydrostatických mechanismech nejrůznější charakter. V současné době se rozlišují podle charakteru pohybu nositele energie v ustáleném stavu:

I) mechanismy se stejnosměrným proudem kapaliny (SSK), na obr.12 a, je schema mechanismu s otevřeným obvodem a na obr.12 b, je schema mechanismu s uzavřeným obvodem.



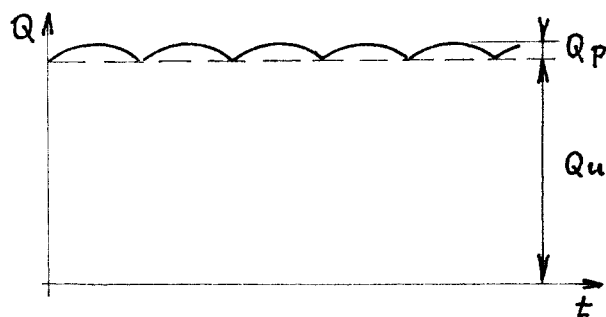
Obr.12.

V těchto mechanismech protéká kapalina od generátoru k motoru stále týmž směrem. Zpět od motoru ke generátoru protéká kapalina zvláštním vodičem buď přímo nebo vloženou nádrží. Hodnota proudu je v ustáleném stavu nezávislá na čase.

II) mechanismy se stejnosměrným pulsujícím proudem kapaliny (SSPK)

Tyto mechanismy se liší od mechanismů SSK tím, že jistá část proudu se v ustáleném s časem mění. Charakter průběhu těchto změn je závislý na konstrukčním uspořádání generátoru.

Obrázek 13 naznačuje časový průběh stejnosměrného pulsujícího proudu.

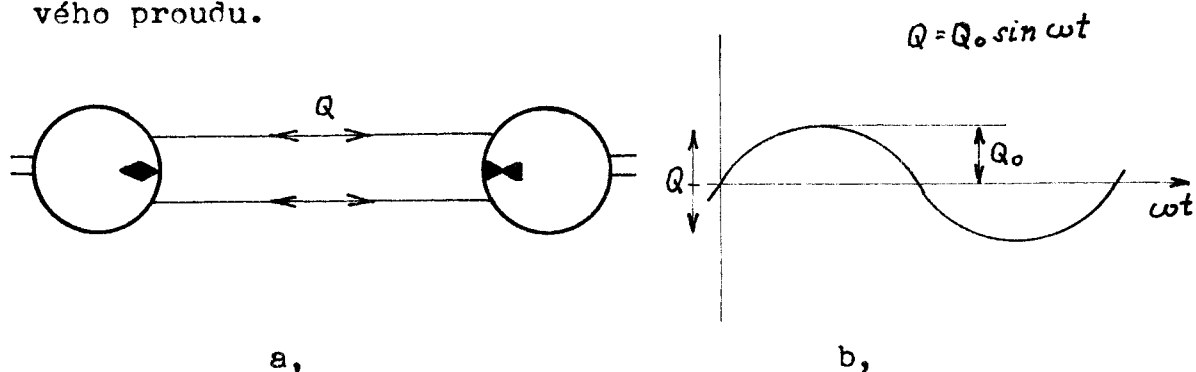


Obr.13.

- Q_p - pulsující složka proudu
- Q_u - stejnosměrná složka proudu

III) mechanismy se střídavým proudem kapaliny (SPK)

V těchto mechanismech proudí kapalina střídavě stejným vodičem od generátoru k motoru a zpět. Hodnota proudu i jeho směr se v ustáleném stavu mění. Tato změna může mít libovolný časový průběh. V současné době se nejvíce využívá sinusového průběhu časové změny proudu. Na obr. 14 a, je schema mechanismu SPK a na obr. 14 b, je časový průběh střídavého proudu.



Obr. 14.

Zatímco mechanismy SSK a SSPK jsou již všeobecně používány, je vývoj mechanismů SPK teprve v počátcích. Úkolem mechanismů SPK je rozšířit oblast použitelnosti hydrostatických mechanismů tam, kde jde o jiné než základní pohybové transformace a o tuhé polohové vazby mezi generátorem a motorem.

2.4 Hydraulické mechanismy se střídavým proudem kapaliny

Hydraulické mechanismy SPK se vyznačují tím, že proud mezi generátorem a motorem mění stále směr pohybu, tzn. kmitá s jistou amplitudou a frekvencí. Frekvence proudu je shodná s frekvencí motoru.

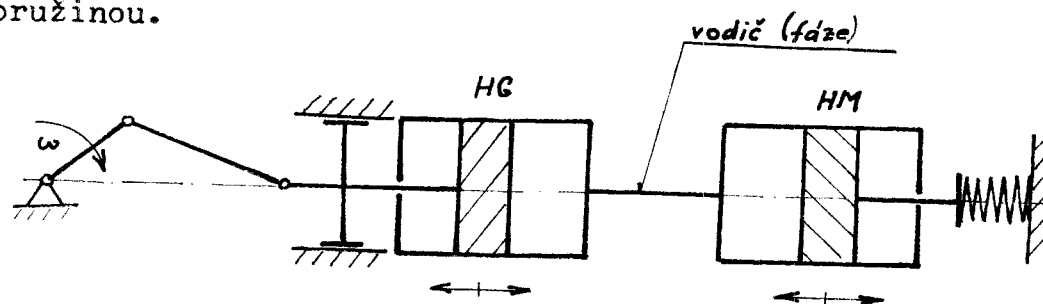
V nedaleké budoucnosti je možné počítat s rozsáhlým uplatněním těchto mechanismů v moderních strojích. Hydraulické mechanismy SPK nenahrazují mechanismy s jednosměrným proudem kapaliny, ale rozšiřují všeobecné možnosti použití hydraulických mechanismů.

Základní principy uspořádání hydraulických mechanismů;
Podle počtu kanálů spojujících generátor a motor se mechanismy SPK dělí na:

- a, jednofázové (přenos jedním kanálem)
- b, dvoufázové (přenos dvěma kanály)
- c, třífázové (přenos třemi kanály)
- d, vícefázové (přenos libovolným počtem kanálů)

2.4.1 Jednofázové mechanismy

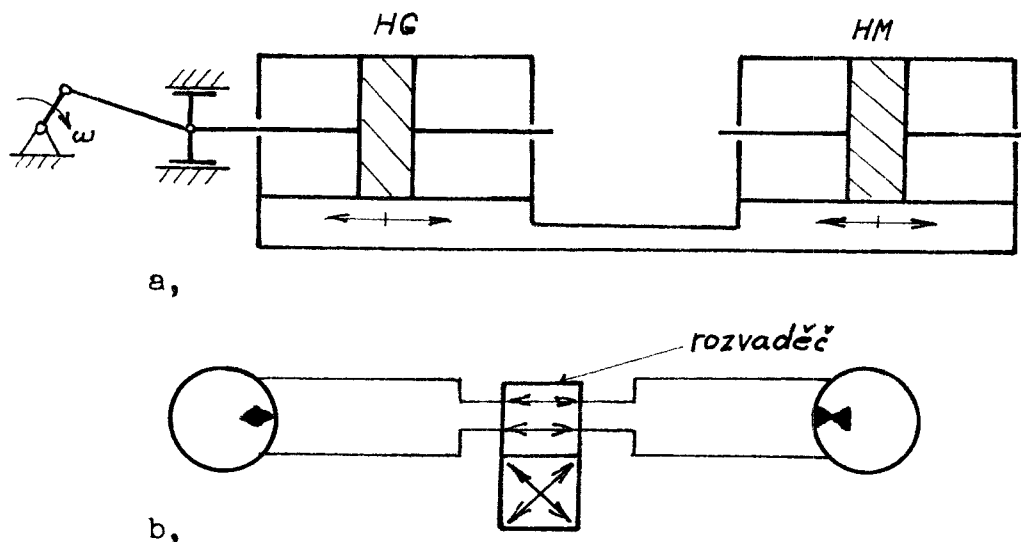
Pokud jde o uspořádání, jsou jednofázové mechanismy nejjednodušší. Generátor je s motorem spojen jedním kanálem. Pístu generátoru uděluje kmitavý pohyb klikový nebo výstředníkový mechanismus. Vratný pohyb motoru je zajištěn dodávkou energie z pomocného akumulátoru, který je na obr.15 znázorněn pružinou.



Obr.15.

2.4.2 Dvoufázové mechanismy

U dvoufázových mechanismů je generátor s motorem spojen dvěma kanály. K dosažení posuvného, vratného nebo kývavého pohybu není zde zapotřebí pomocného akumulátoru energie. Vyjimku tvoří mechanismus, jehož motor koná rotační pohyb. V tom případě musí být dvoufázový mechanismus doplněn setrvačником. Dvoufázové mechanismy umožňují konání stejných úkonů jako mechanismy jednofázové. Při změně smyslu pohybu se provede přepojení fází pomocí rozvaděče, jak je schematicky znázorněno na obr.16 b. Na obr.16 a, je schema dvoufázového mechanismu.



Obr.16.

Generátor dvoufázového mechanismu je rovnoměrněji zatěžován než generátory mechanismů jednofázových. To umožňuje používat tyto mechanismy tam, kde jsou požadovány symetrické hodnoty parametrů.

Třífázové a vícefázové mechanismy nejsou uváděny, jelikož se netýkají zadání diplomové práce.

2.4.3 Princip činnosti mechanismů SPK

Hydraulické mechanismy SPK patří do skupiny hydrostatických mechanismů, kde je k přenosu výkonu využito tlakové energie sloupce kapaliny. Přenášený výkon vypočteme:

$$P = \frac{dW_t}{dt} = \frac{d}{dt} (V \cdot p) = p \frac{dV}{dt} + V \frac{dp}{dt} \quad [W] \quad (7)$$

W_t [N m] - tlaková energie

V [m³] - objem zaplněný kapalinou

p [N m⁻²] - hydrostatický tlak

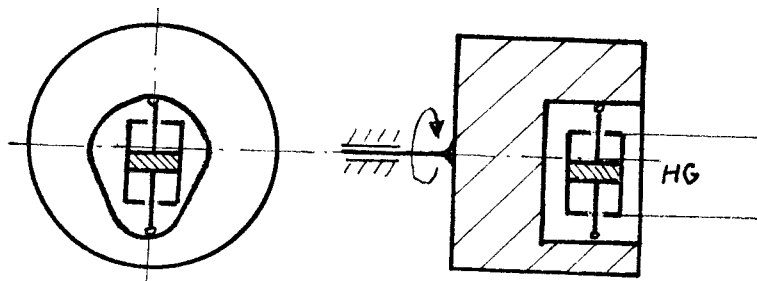
$\frac{dV}{dt} = Q$ [m³s⁻¹] - průtočné množství kapaliny

veličiny Q a p jsou funkcí času, na rozdíl od mechanismů SSK, kde jsou při ustáleném stavu konstantní.

2.5 Mechanismy pohonu hydrogenerátoru

Pohon exentricky vyfrézovanou vačkou v kotouči (obr.17.)

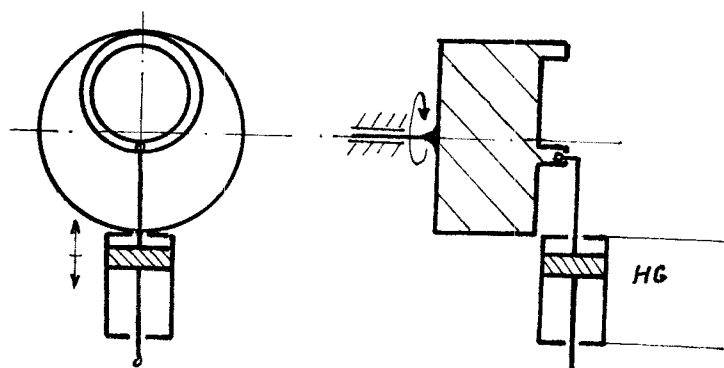
- prostorově náročný mechanismus
- pístnice příznivě namáhaná (z obou konců)



Obr.17.

pohon od exentricky vyfrézované kruhové drážky (obr.18.)

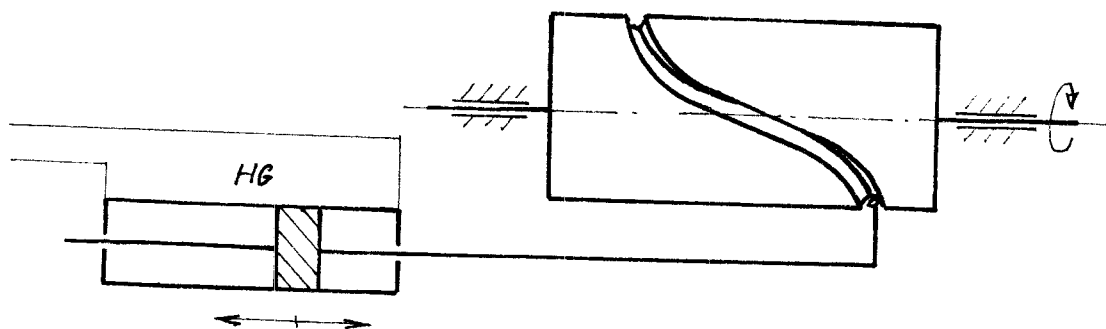
- nepříznivé namáhání pístnice
- kruhová drážka nedává možnost měnit zdvih



Obr.18.

pohon od bubnové vačky (obr.19.)

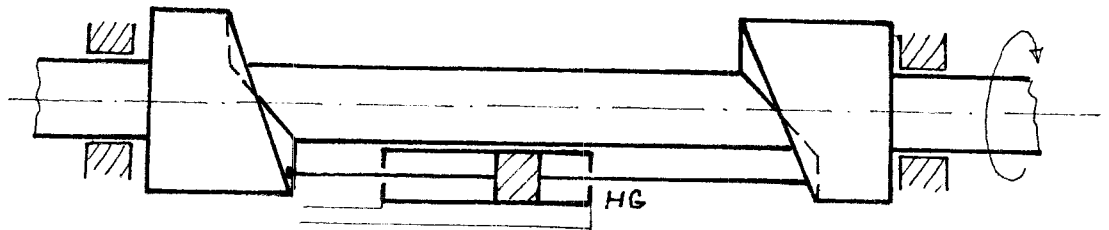
- nepříznivé namáhání pístnice



Obr.19.

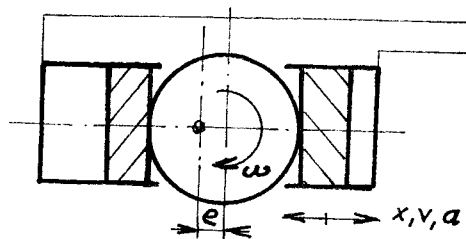
pohon hydrogenerátoru od čelní vačky (obr.20.)

- možnost měnit vačky



Obr.20.

pohon kruhovým kolem excentricky uloženým (obr.21.)



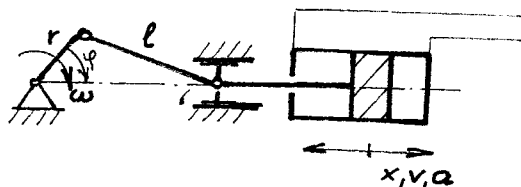
Obr.21.

$$\text{dráha: } x = e (1 - \cos \omega t); \quad (8)$$

$$\text{rychlost: } v = \omega e \sin \omega t; \quad (9)$$

$$\text{zrychlení: } a = \omega^2 e \cos \omega t; \quad (10)$$

pohon klikovým mechanismem-centrickým (obr.22.)



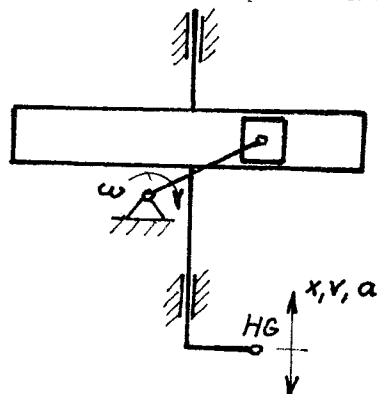
Obr.22.

$$\text{dráha: } x = r \cos \varphi + l \left[1 + \frac{1}{2} \lambda^2 (\sin \varphi)^2 \right]; \quad (11)$$

$$\text{rychlost: } v = -r\omega (\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi); \quad (12)$$

$$\text{zrychlení: } a = -r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi); \quad \lambda = \frac{r}{l}; \quad (13)$$

pohon mechanismem pravouhlé kulisy (obr.23.)



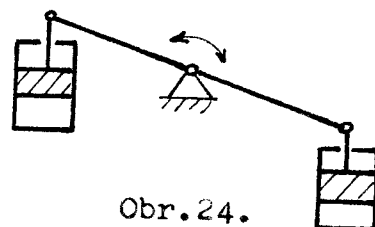
Obr.23.

$$\text{dráha: } x = r \sin \omega t; \quad (14)$$

$$\text{rychlost: } v = r\omega \cos \omega t; \quad (15)$$

$$\text{zrychlení: } a = -r\omega^2 \sin \omega t; \quad (16)$$

pohon pomocí pákového mechanismu (obr.24.)



Obr.24.

3. Řízení hydraulických mechanismů SPK

Programové řízení proudu kapaliny je ovládání proudu kapaliny programem, který zabezpečuje nastavení rozvaděče (šoupátka) nebo jiného hydraulického prvku (např. škrtícího ventilu) do požadované polohy. Tímto způsobem můžeme zabezpečit tak složité pohyby, které by se klasickými mechanismy zabezpečit nedaly, jen v případě, že by se jednalo o velmi složitý mechanismus.

3.1 Základní způsoby řízení

Mezi základní možnosti řízení hydraulických mechanismů SPK patří:

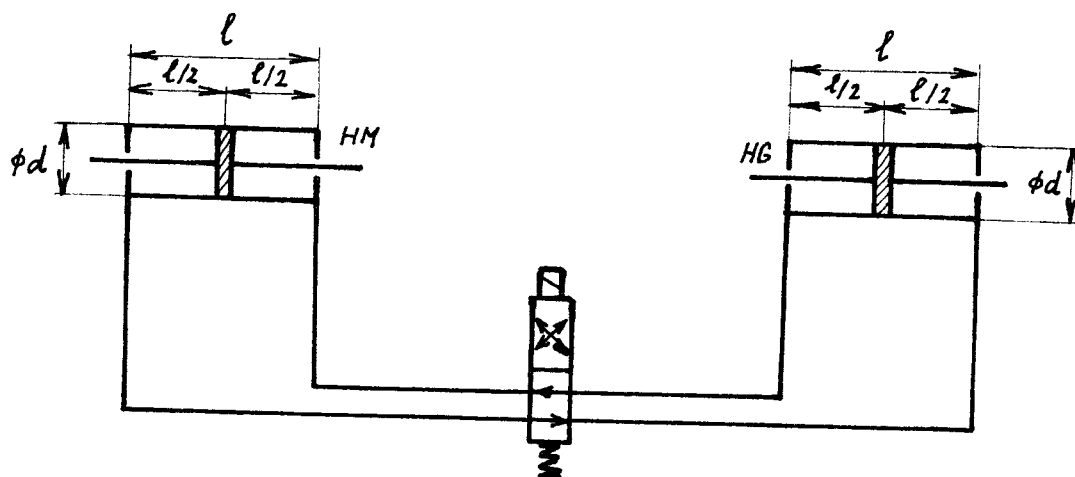
- a, reverzace chodu,
- b, blokování,
- c, vytváření klidové doby
- d, kombinace předcházejících způsobů.

Dané rozdělení se vztahuje hlavně na dvoufázové hydraulické mechanismy, které se nejvíce využívají v průmyslu.

3.2 Reverzace chodu dvoufázového hydraulického mechanismu SPK

Reverzací chodu hydraulického mechanismu SPK rozumíme změnu smyslu chodu hydromotoru vůči hydrogenerátoru. Reverzací jednofázového a dvoufázového hydraulického mechanismu SPK docílíme změnu smyslu pohybu pístu hydromotoru vůči pohybu pístu hydrogenerátoru. U třífázového a vícefázového hydraulického mechanismu SPK je možné docílit změnu otáček hydromotoru vůči otáčkám hydrogenerátoru.

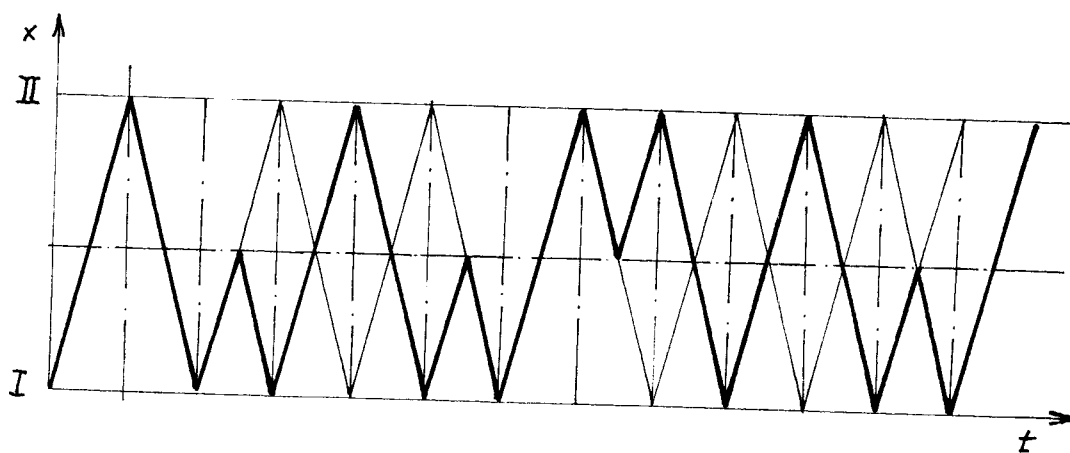
Na obr.25 je schema reverzace chodu dvoufázového hydraulického mechanismu SPK.



Obr. 25.

Objemy hydromotoru M a hydrogenerátoru G jsou, jak vyplývá z obr. 25, stejné. K reverzaci chodu můžeme používat elektromagneticky ovládaný rozvaděč s vratnou pružinou. Polohu rozvaděče je možné přestavovat jen tehdy, když písty hydromotoru a hydrogenerátoru se nacházejí ve středu dráhy pohybu pístu. Proto je nutné sledovat tuto polohu pístů a na základě této polohy přivádět signál z programu.

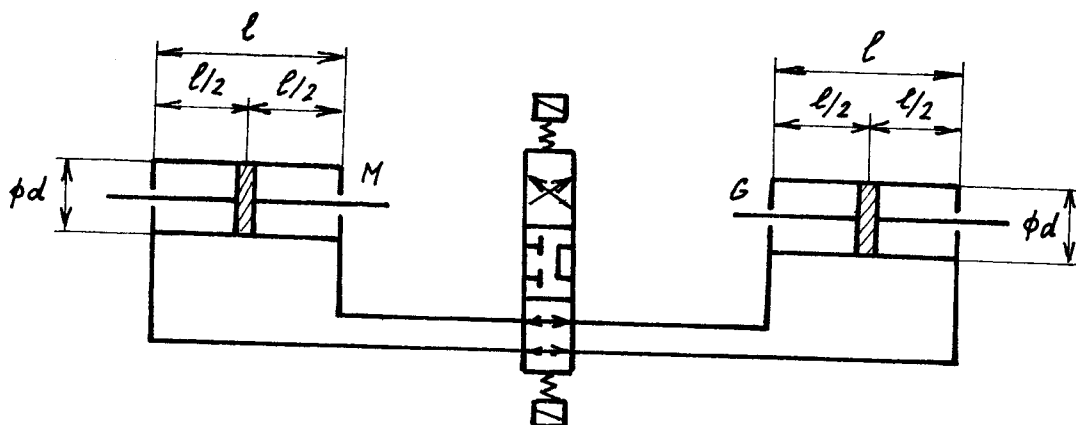
Schematicky pro jednofázový a dvoufázový hydraulický mechanismus je to znázorněné na obr. 26, kde je znázorněná závislost posuvu pístu hydromotoru (označená silnou čarou) a hydrogenerátoru (označená tenkou čarou) z polohy I do polohy II na čase t . Stejným způsobem budeme označovat závislosti i v dalších případech.



Obr. 26.

3.3 Blokování chodu motoru

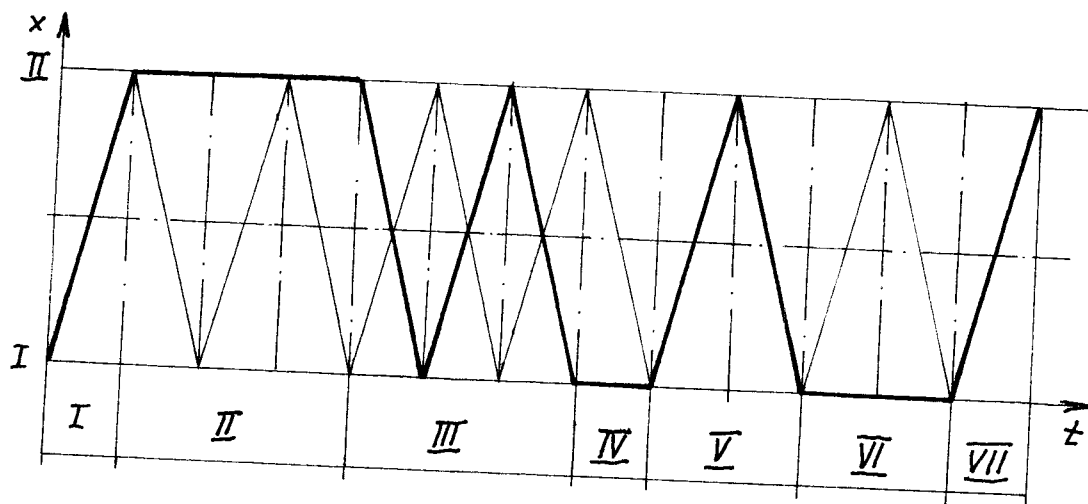
Pod pojmem blokování chodu motoru rozumíme zastavení hydromotoru na určitou dobu. Programem můžeme vytvořit libovolné klidové doby, které potřebujeme. I v tomto případě jsou objemy válců hydromotoru a hydrogenerátoru stejné. Na obr. 27 je schema blokování chodu dvoufázového mechanismu SPK.



Obr. 27.

Blokování hydromotoru je prováděno v krajních polohách obou pístů (hydromotoru a hydrogenerátoru). Není to ovšem nutné, ale z hlediska dynamiky to je nejvýhodnější, protože tehdy jsou nejpříznivější dynamické poměry. Schematicky je to znázorněno na obr. 28. Pásma I, III, V, VII, znázorňují čas, kdy je hydromotor v pohybu a pásma II, IV, VI, čas, kdy je hydromotor zablokovaný.

Aby nedošlo k havárii daného hydraulického obvodu, je nutné sledovat polohy pístů hydromotoru a hydrogenerátoru a na základě jejich vzájemné polohy přepínat elektromagnetický trojpolohový rozvaděč.

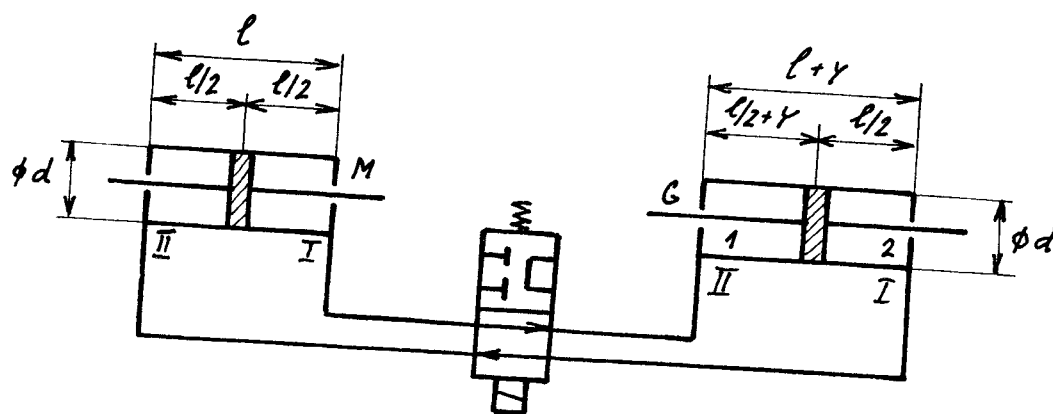


Obr.28.

3.4 Vytváření klidové doby

3.4.1 Jednostranná stejná klidová doba

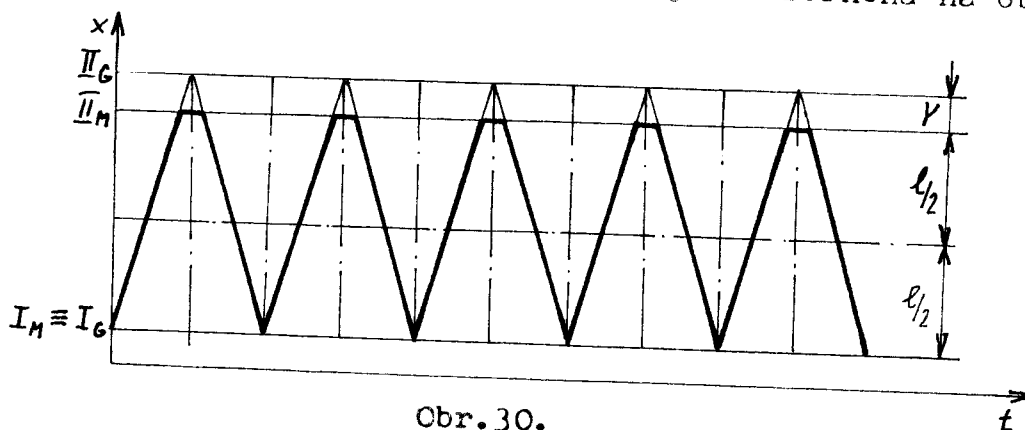
Jednostrannou klidovou dobu realizujeme mechanismem schematicky znázorněným na obr.29.



Obr.29.

Objemy hydrogenerátoru a hydromotoru jsou různé, přičemž průměry válců jsou stejné. V tom případě jsou různé zdvihy pístů. Zdvih pístu hydrogenerátoru je větší o hodnotu Y .

Časová závislost posuvu obou pístů je znázorněná na obr.30.



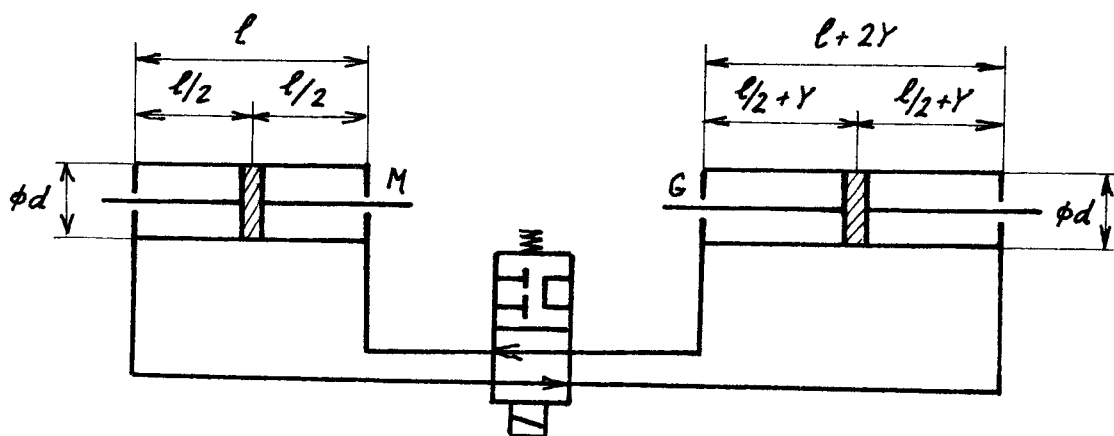
Obr.30.

Písty hydrogenerátoru a hydromotoru se pohybují z výchozí polohy I.V okamžiku, když píst hydromotoru dosáhne polohy II, elektromagnet rozvaděče přepne polohy. Kapalina v hydrogenerátoru z prostoru 1 proudí přes rozdělovač do prostoru 2, až píst dorazí do krajní polohy II. Potom se píst hydrogenerátoru vrací zpět z polohy II do polohy I.V tom okamžiku kapalina proudí opačně, z prostoru 2 do prostoru 1 tek dlouho, dokud se píst hydrogenerátoru nedostane do vzdálenosti Y od krajní polohy II. Hydromotor je v tom čase zablokovaný, tedy v klidu. V tom okamžiku se přepne rozvaděč do původní polohy. Kapalina potom začne proudit z hydromotoru do hydrogenerátoru a opačně. Celý proces se pravidelně opakuje. Tím získáme stejné a pravidelné klidové doby. Nevýhodou daného hydraulického obvodu je, že při vyšší frekvenci vzniká při rozběhu hydromotoru z polohy II velké zrychlení. Taktéž dochází k rychlému opotřebování rozvaděče.

3.4.2 Oboustranná stejná klidová doba

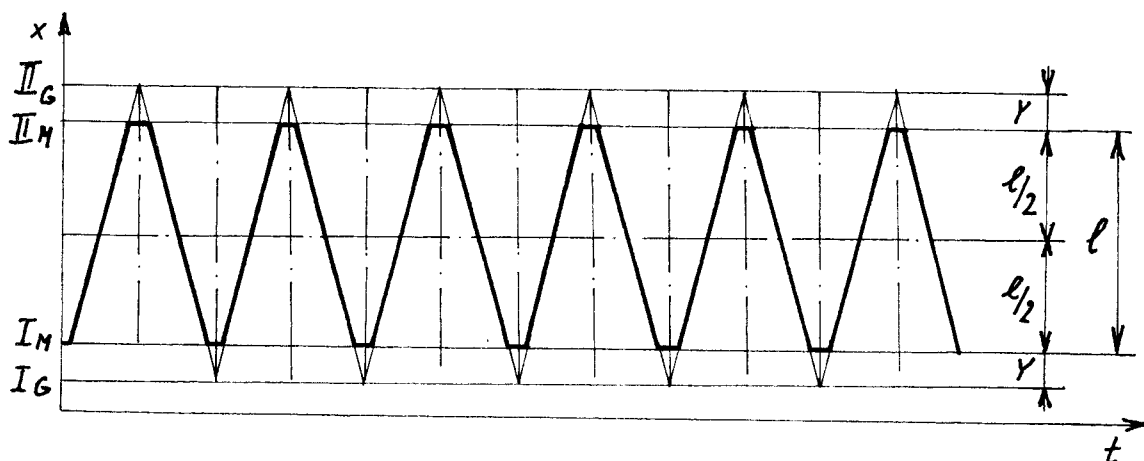
Podobným způsobem, jako v předcházejícím případě, zajišťujeme i oboustrannou stejnou klidovou dobu. Rozdíl je pouze v tom, že hydrogenerátor je delší o $2Y$, než hydromotor, přičemž

průměry obou válců jsou stejné, viz obr.31.



Obr.31.

Daný hydraulický mechanismus má už předem stanovenou stálou klidovou dobu, která je zajištěná délkou pohybu pístu hydrogenerátoru. Na obr.32 je to schematicky znázorněné, s označením jednotlivých délek válců.



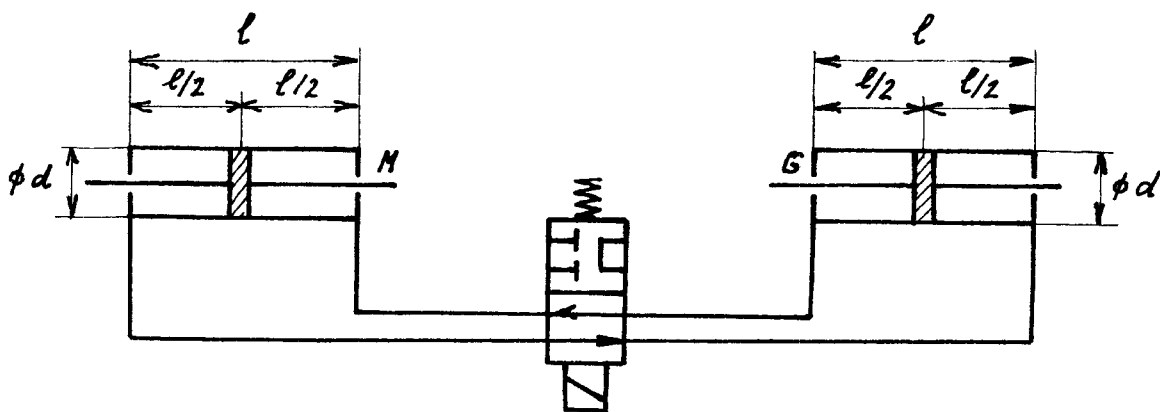
Obr.32.

Závislost zdvihu pístů hydrogenerátoru a hydro-
motoru na čase při oboustranné klidové době

Rozvaděč je nutno přepínat v místech Y od okrajových poloh válce. Proto okamžik, kdy se píst hydrogenerátoru v těchto místech nachází, je nutné signalizovat.

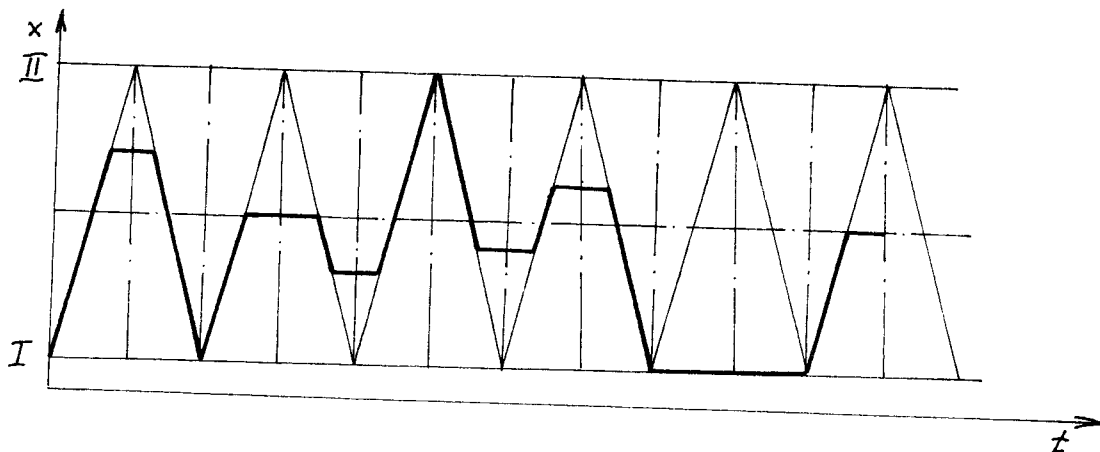
3.4.3 Libovolně programované klidové doby

V tomto případě můžeme podle programu vytvořit libovolné klidové doby. K tomu je potřebný mechanismus, který by registroval místo, ve kterém došlo k přepnutí polohy rozvaděče a při opačném pohybu pístu hydrogenerátoru na stejném místě znovu přepnout polohu rozvaděče. Daný mechanismus je znázorněn na obr. 33.



Obr. 33.

Předložený hydraulický mechanismus je proti předcházejícím klidovým mechanismům univerzální, avšak klade nároky na programové zařízení. Zdvihy pístů jsou schematicky znázorněné na obr. 34.



Obr. 34.

3.5 Možnosti využití řízených hydraulických mechanismů SPK u textilních strojů

Největší využití u textilních strojů mají mechanismy kloubové a vačkové. Jsou poměrně jednoduché a z ekonomického hlediska výhodné. S pokračující vědecko-technickou revolucí se vytvářejí nové technologie výroby, nové způsoby vykonávání jednotlivých operací a pod. Na to už nejsou kloubové a vačkové mechanismy v mnohých případech dostačující a proto se hledá náhrada těchto mechanismů. Jednou z náhrad jsou hydraulické mechanismy SPK. Nevýhodou daných mechanismů je náročnost výroby a též vyžadují mnoho pomocných mechanismů (pohon, čerpadlo, ventily, vedení a pod.). Na druhé straně poskytují možnost realizovat velmi složité pohyby a též způsobují velmi nízkou hlučnost. Při použití jednoho pomocného obvodu pro více pracovních obvodů se cena hydraulického mechanismu snižuje.

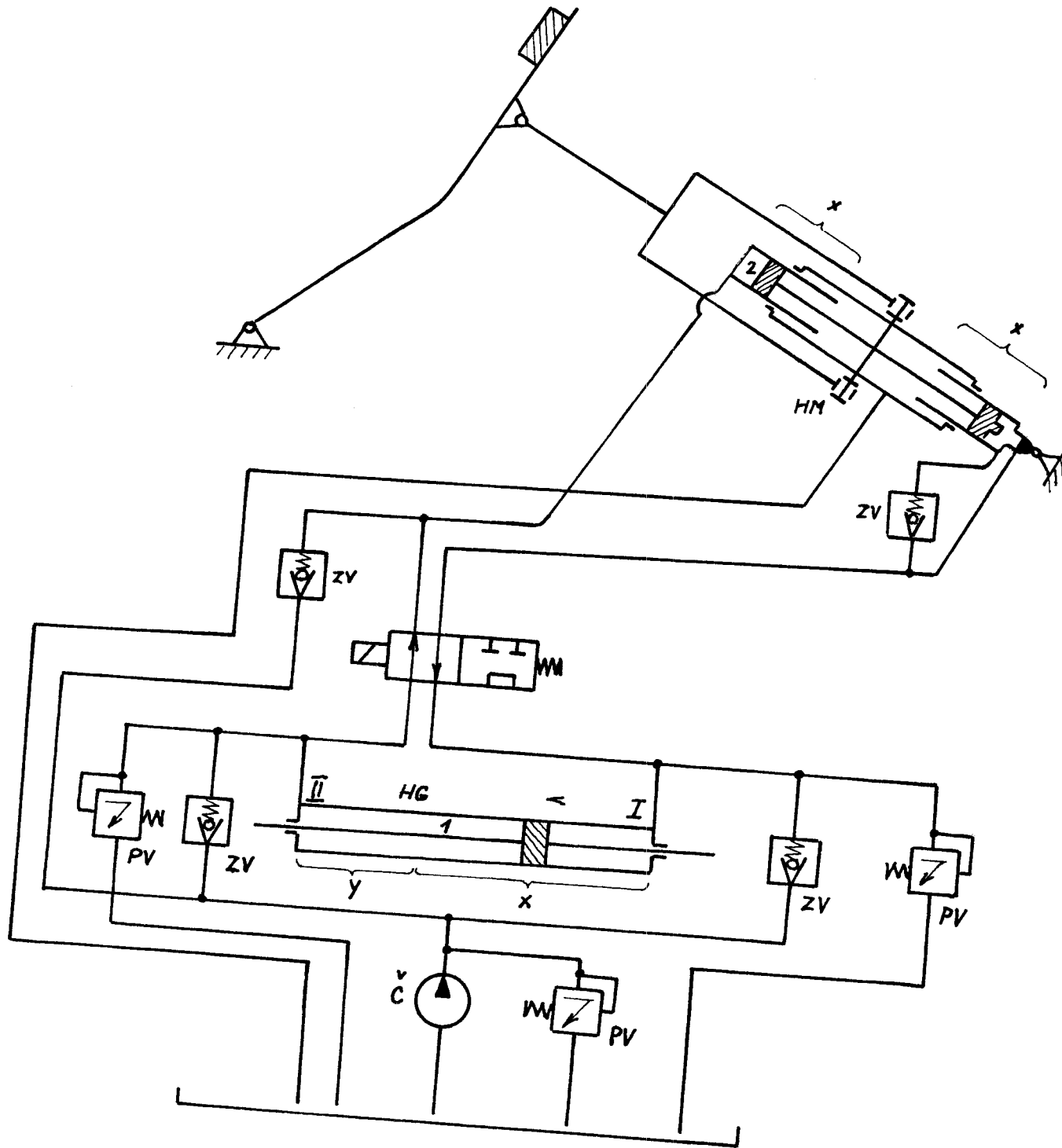
3.6 Přírazový mechanismus s použitím řízeného hydraulického mechanismu SPK - princip funkce a schema obvodu (obr. 35.)

Při pohybu pístu hydrogenerátoru ve směru šipky, se dostává kapalina z prostoru 1 do prostoru 2 hydromotoru. Bidlen přechází do klidové krajní polohy. Jakmile píst hydrogenerátoru se dostane do vzdálenosti Y od krajní polohy II, rozvaděč R se přepne do druhé polohy. Kapalina z prostoru 1 proudí do opačné strany válce hydrogenerátoru. Bidlen je po celou tuto dobu v klidu. Po dosažení krajní polohy II se píst vrací. Kapalina se dostává opět do prostoru 1. Při průchodu pístu vzdáleností Y od krajní polohy II se rozvaděč přepne opět do původní polohy. V tom okamžiku se začne pohybovat hydromotor. Dochází k přírazu útku, který při klidové době bidlenu byl pronesen. Celý cyklus se opakuje.

Č - doplňovací čerpadlo

PV - pojistný ventil

ZV - znětný ventil



Obr. 35.

Schema hydraulického obvodu přírazového mechanismu

3.7 Uplatnění řízeného hydromotoru v kinematickém řetězci

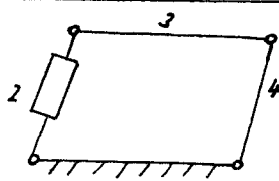
3.7.1 Čtyřkloubový mechanismus

Tab.1. Některé varianty použití hydromotorů

Zákl. varianta	1 hydromotor	2 hydromotory	3 hydromotory

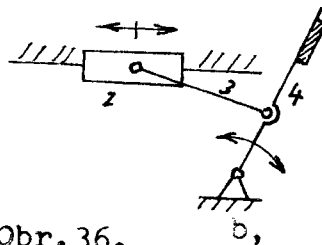
Příklady použití:

Pohon bidlenu (obr.36).



a,

základní varianta



b,

přířezový mechanismus

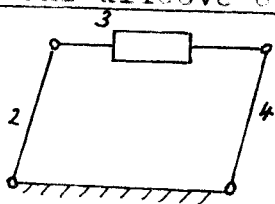
2-hydromotor

3-spojnice

4-bidlen

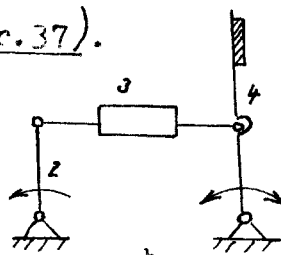
Obr.36.

Řízení klidové doby (obr.37).



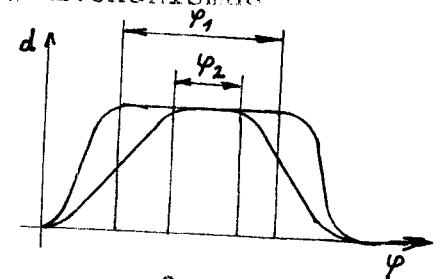
a,

základní varianta



b,

přířezový mechanismus

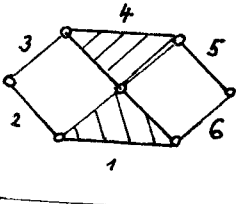
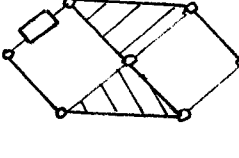
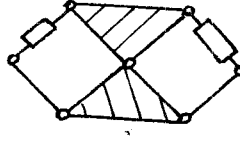
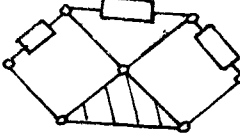
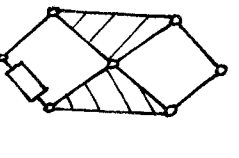
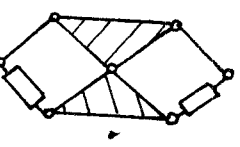
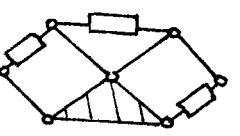
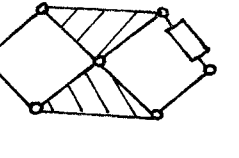
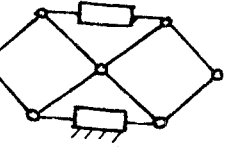
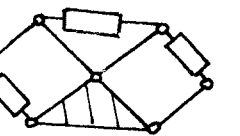
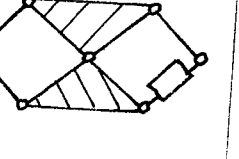
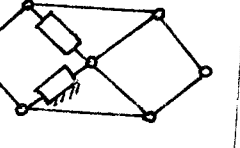
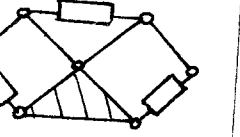
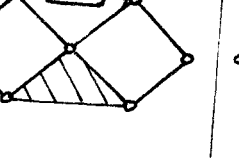
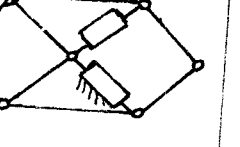
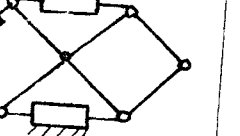


c,

zdvihová
závislost

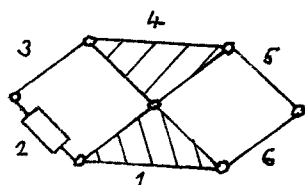
3.7.2 Šestičlenný mechanismus

Tab.2. Wattova struktura, varianty použití hydromotorů

zákl. varianta	1 hydromotor	2 hydromotory	3 hydromotory
			
			
			
			
			

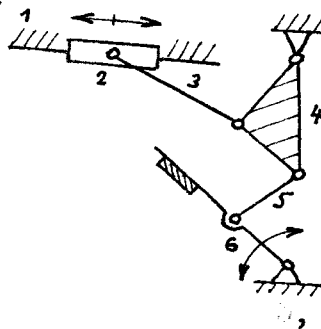
Příklad použití:

Pohon bidlenu (obr.38.)



a,

základní varianta



- 2 - hydromotor
- 3 - ojnice
- 4 - vahadlo
- 5 - spojnice
- 6 - bidlen

přírazový mechanismus

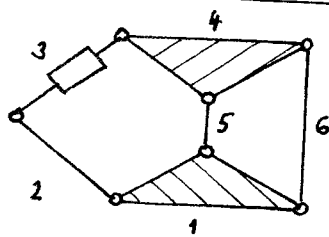
Obr.38.

Tab.3. Stephensonova struktura, varianty použití hydromotorů

Zákl. varianta	1 hydromotor	2 hydromotory	3 hydromotory

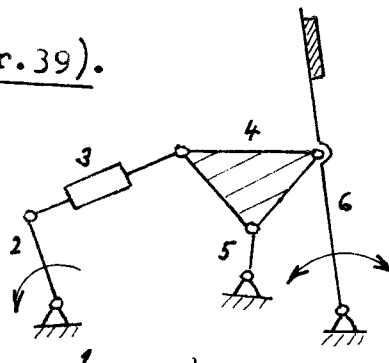
Příklad použití:

Řízení klidové doby (obr.39).



a,

základní struktura



b,

přířezový mechanismus

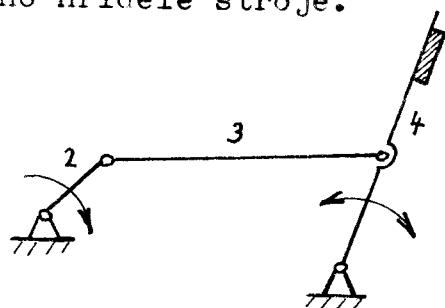
- 2 - klika
- 3 - hydromotor
- 4 - vahadlo
- 5 - spojnice
- 6 - bidlen

Obr.39.

4. Přírazový systém tryskového hydraulického tkacího stroje

ENSHU

Původní provedení přírazového mechanismu tohoto tkacího stroje bylo realizováno čtyřkloubovým mechanismem, který je schematicky znázorněn na obr.40. Klika 2 byla poháněná od hlavního hřídele stroje.

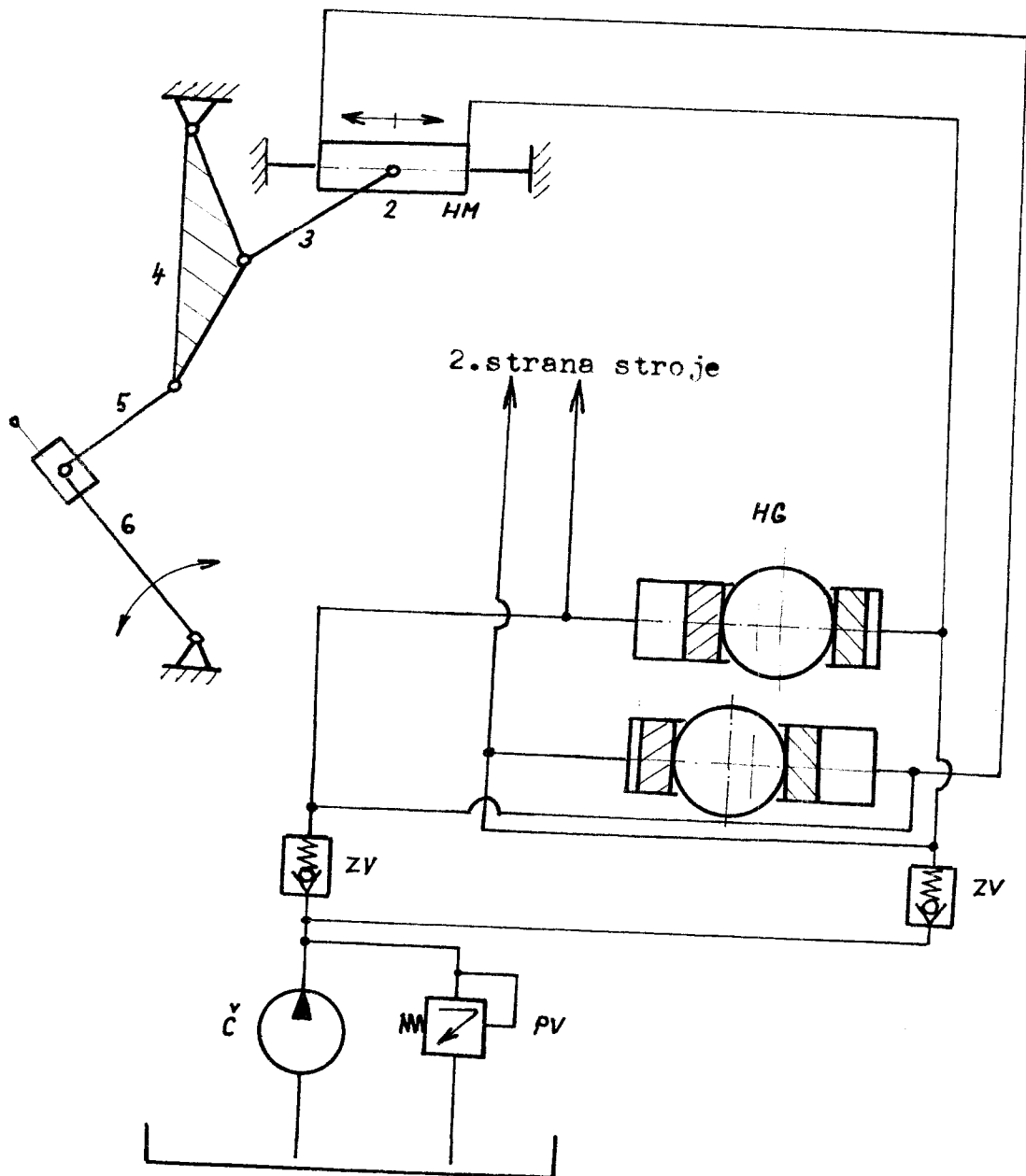


- 2 - klika
- 3 - ojnice
- 4 - bidlen

Obr.40.

Dnes se zkoumá nahrazení tohoto čtyřkloubového mechanismu mechanismem, který by měl stejné vlastnosti z hlediska všech kladných parametrů pro tento stroj, ale bylo by zde použito hydraulického mechanismu SPK. Je možné použít buď jednofázový nebo dvoufázový hydraulický mechanismus SPK ve spojení s kloubovým mechanismem. Při použití jednofázového hydraulického mechanismu SPK by bylo nutné vracet hydromotor do výchozí polohy akumulátorem energie, což se jeví při řešení daného problému jako nevhodné. Proto byl použit dvoufázový hydraulický mechanismus SPK v kombinaci s kloubovým mechanismem. Na obr.41 je schema tohoto mechanismu. Mechanismus byl volen šestičlenný z důsledku převodu zdvihu hydromotoru a bidla ze 45 mm na 75 mm, potřebného pro daný přírazný systém. Písty hydrogenerátoru jsou poháněny od kruhových kol exentricky uloženými. Pohon hydrogenerátoru je napojen na hlavní hřídel stroje. Píst hydromotoru 2 koná, s vnějším pláštěm válce, posuvný střídavý pohyb a pohání tak,

domocí ojnice 3, vahadla 4 a spojnice 5, bičlen 6. Na každé straně tkacího stroje je symetricky upevněn jeden hydromotor, poháněný centrálně od hydrogenerátoru. Obvod doplňuje čerpadlo.



Obr.41.

Schema kombinovaného kloubového mechanismu s hydraulickým mechanismem SPK u tkacího stroje ENSHU

4.1 Kinematická analýza přírazového mechanismu stroje ENSHU

4.1.1 Určení kinematických veličin generátoru a motoru

Technická data generátoru:

$$\text{průměr válce } D_G = 45 \text{ [mm]}$$

$$\text{zdvih pístu } h_G = 15 \text{ [mm]}$$

$$\text{exentricita kruhového kola } e = 7,5 \text{ [mm]}$$

Technická data motoru:

$$\text{průměr válce } D_M = 25 \text{ [mm]}$$

$$\text{zdvih pístu } h_M = 45 \text{ [mm]}$$

Výpočet kinematických veličin byl prováděn pro 100 [ot/min]
a 300 [ot/min] hlavního hřídele stroje.

$$\text{úhlová rychlost: } \omega_1 = 10,47 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

$$\omega_2 = 31,42 \text{ [s}^{-1}\text{]}$$

Zdvihová závislost dráhy pístu generátoru na úhlu pootočení

exentrického kruhového kola: $x_G = e(1 - \cos \omega t) \text{ [m]} \quad \varphi = \omega t;$

$$\frac{dx_G}{dt} = \text{rychlost pístu generátoru } v_G = e \omega \sin \omega t \quad [\text{m s}^{-1}]$$

$$\frac{dv_G}{dt} = \text{zrychlení pístu generátoru } a_G = e \omega^2 \cos \omega t \quad [\text{m s}^{-2}]$$

Určení kinematických veličin motoru:

Bylo předpokládáno dodržení podmínky dokonalého sledování pístu kapalinou, tj. dokonalá těsnost a tuhost systému.

Podíl zdvihu motoru a generátoru se nazývá hydraulický

$$\text{převod: } i = \frac{h_M}{h_G} = \frac{45}{15} = 3$$

potom vztahy pro dráhu, rychlost a zrychlení pístu

$$\text{hydromotoru jsou: } x_M = x_G \cdot i \quad [\text{m}]$$

$$v_M = v_G \cdot i \quad [\text{m s}^{-1}]$$

$$a_M = a_G \cdot i \quad [\text{m s}^{-2}]$$

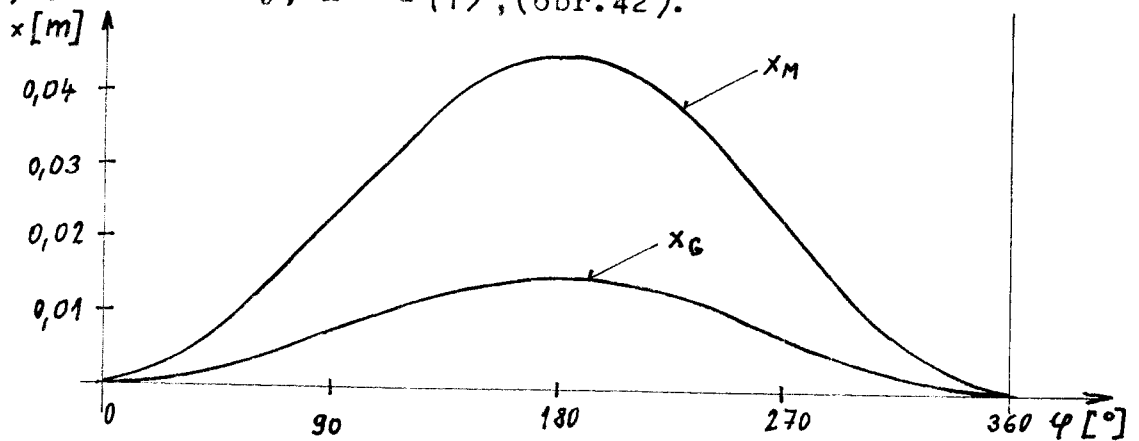
Tab.4. Kinematické veličiny generátoru a motoru pro $n_1=100$ [ot/min]

φ [°]	x_G [m]	v_G [ms ⁻¹]	a_G [ms ⁻²]	x_M [m]	v_M [ms ⁻¹]	a_M [ms ⁻²]
0	0,0	0,0	0,82	0,0	0,0	2,48
30	0,001	0,039	0,71	0,003	0,118	2,15
60	0,0038	0,068	0,41	0,0114	0,206	1,24
90	0,0075	0,0785	0,0	0,0225	0,238	0,0
120	0,0113	0,068	-0,41	0,0339	0,206	-1,24
150	0,0139	0,039	-0,71	0,0417	0,118	-2,15
180	0,015	0,0	-0,82	0,045	0,0	-2,48
210	0,0139	-0,039	-0,71	0,0417	-0,118	-2,15
240	0,0113	-0,068	-0,41	0,0339	-0,206	-1,24
270	0,0075	-0,0785	0,0	0,0225	-0,238	0,0
300	0,0038	-0,068	0,41	0,0114	-0,206	1,24
330	0,001	-0,039	0,71	0,003	-0,118	2,15
360	0,0	0,0	0,82	0,0	0,0	2,48

Tab.5. Kinematické veličiny generátoru a motoru pro $n_2=300$ [ot/min]

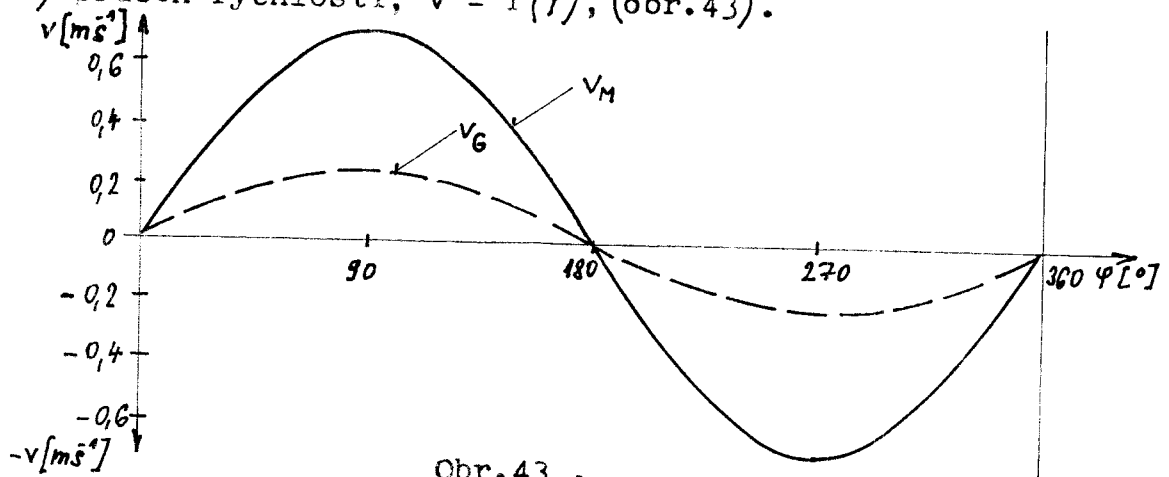
φ [°]	x_G [m]	v_G [ms ⁻¹]	a_G [ms ⁻²]	x_M [m]	v_M [ms ⁻¹]	a_M [ms ⁻²]
0	0,0	0,0	7,4	0,0	0,0	22,42
30	0,001	0,118	6,41	0,003	0,358	19,42
60	0,0038	0,204	3,7	0,0114	0,618	11,21
90	0,0075	0,236	0,0	0,0225	0,715	0,0
120	0,0113	0,204	-3,7	0,0339	0,618	-11,21
150	0,0139	0,118	-6,41	0,0417	0,358	-19,42
180	0,015	0,0	-7,4	0,045	0,0	-22,42
210	0,0139	-0,118	-6,41	0,0417	-0,358	-19,42
240	0,0113	-0,204	-3,7	0,0339	-0,618	-11,21
270	0,0075	-0,236	0,0	0,0225	-0,715	0,0
300	0,0038	-0,204	3,7	0,0114	-0,618	11,21
330	0,001	-0,118	6,41	0,003	-0,358	19,42
360	0,0	0,0	7,4	0,0	0,0	22,42

Kinematické veličiny generátoru a motoru v závislosti na úhlu pootočení hlavního hřídele. Otáčky $n_2 = 300$ (ot/min)
 a) průběh dráhy, $x = f(\varphi)$, (obr. 42).



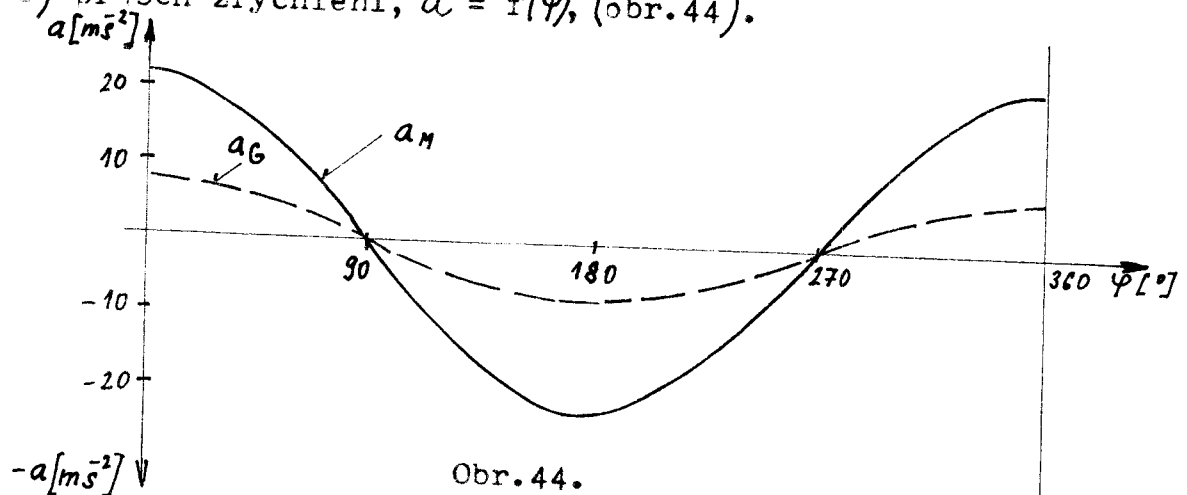
Obr. 42.

b) průběh rychlosti, $v = f(\varphi)$, (obr. 43).



Obr. 43 .

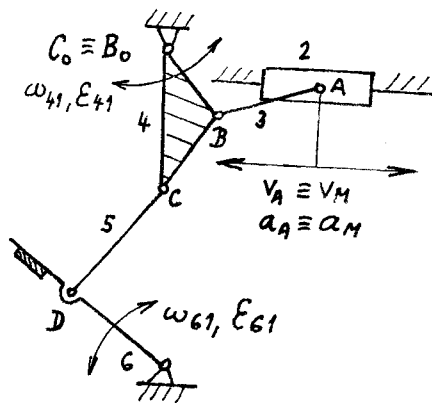
c) průběh zrychlení, $a = f(\varphi)$, (obr. 44).



Obr. 44.

4.1.2 Určení kinematických veličin na bidle

Řešení rychlosti a zrychlení v jednotlivých bodech mechanismu bylo prováděno grafickou metodou za použití základního rozkladu. Výchozími parametry pro řešení byly kinematické veličiny motoru (členu 2) a rozměrové parametry mechanismu (obr. 45).



- $l_3 = 55 \text{ mm}$
- $l_4 = 375 \text{ mm}$
- $l_5 = 245 \text{ mm}$
- $l_6 = 200 \text{ mm}$
- $\overline{BB_0} = 245 \text{ mm}$

Obr. 45.

a) rychlosti

$$\frac{\overline{v_B}}{t_B} = \frac{\widetilde{v}_A}{t_B} + \frac{\overline{v_{BA}}}{t_{BA}}$$

$$\frac{\overline{v_C}}{t_C} = \frac{\overline{CC_0}}{\overline{BB_0}} \cdot \overline{v_B}$$

$$\frac{\overline{v_D}}{t_D} = \frac{\widetilde{v}_C}{t_D} + \frac{\overline{v_{DC}}}{t_{DC}}$$

b) zrychlení

$$\frac{\overline{a_B}}{t_B} = \frac{\widetilde{a}_A}{t_B} + \frac{\overline{a_{BA}}}{t_{BA}}$$

$$\frac{\overline{a_D}}{t_D} = \frac{\widetilde{a}_C}{t_D} + \frac{\overline{a_{DC}}}{t_{DC}}$$

$$\frac{\overline{a_C}}{t_C} = \frac{\overline{CC_0}}{\overline{BB_0}} \cdot \frac{\overline{a_B}}{t_B}$$

c) úhlové rychlosti a zrychlení

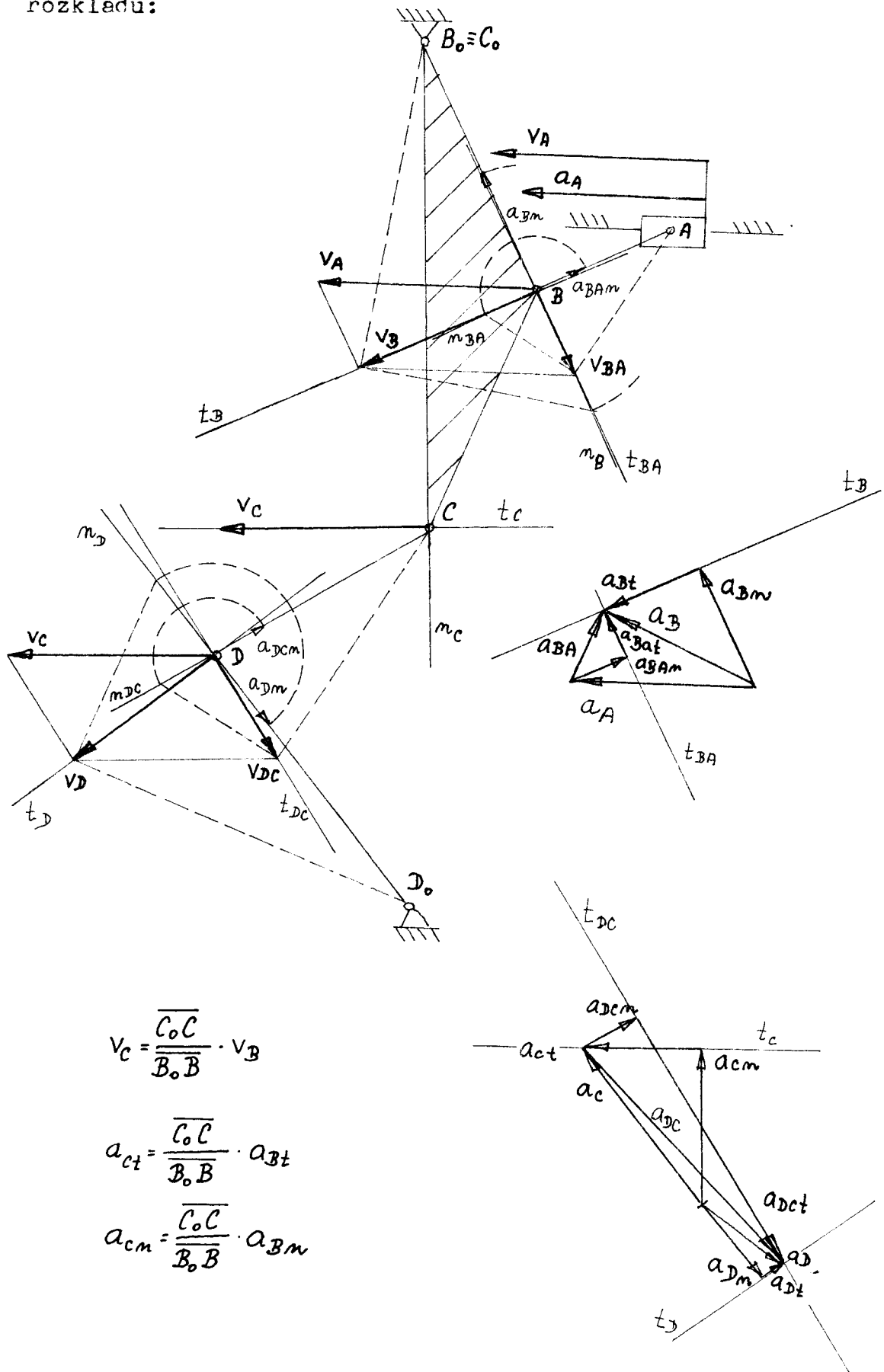
$$\omega_C = \omega_{41} = \sqrt{\frac{a_{cm}}{l_4}}$$

$$\varepsilon_C = \varepsilon_{41} = \frac{a_{ct}}{l_4}$$

$$\omega_D = \omega_{61} = \sqrt{\frac{a_{dm}}{l_6}}$$

$$\varepsilon_D = \varepsilon_{61} = \frac{a_{dt}}{l_6}$$

Příklad řešení grafickou metodou s použitím základního rozkladu:



$$V_C = \frac{\overline{C_0 C}}{\overline{B_0 B}} \cdot V_B$$

$$a_{ct} = \frac{\overline{C_0 C}}{\overline{B_0 B}} \cdot a_{Bt}$$

$$a_{cm} = \frac{\overline{C_0 C}}{\overline{B_0 B}} \cdot a_{Bm}$$

Rychlosti a zrychlení v jednotlivých bodech mechanismu:
 Tab.6. $n_1 = 100$ [ot/min]

$\varphi [^\circ]$	$v_C [ms^{-1}]$	$a_{Ct} [ms^{-2}]$	$a_{Cn} [ms^{-2}]$	$v_D [ms^{-1}]$	$a_{Dt} [ms^{-2}]$	$a_{Dn} [ms^{-2}]$
0	0,0	3,96	0,0	0,0	3,88	0,0
30	0,18	3,23	0,12	0,18	3,1	0,15
60	0,32	1,5	0,308	0,3	1,4	0,45
90	0,36	0,0	0,385	0,34	0,0	0,5
120	0,32	-1,5	0,308	0,3	-1,4	0,45
150	0,18	-3,23	0,12	0,18	-3,1	0,15
180	0,0	-3,96	0,0	0,0	-3,88	0,0
210	-0,18	-3,23	0,12	-0,18	-3,1	0,15
240	-0,32	-1,5	0,308	-0,3	-1,4	0,45
270	-0,36	0,0	0,385	-0,34	0,0	0,5
300	-0,32	1,5	0,308	-0,3	1,4	0,45
330	-0,18	3,23	0,12	-0,18	3,1	0,15
360	0,0	3,96	0,0	0,0	3,88	0,0

Tab.7. $n_2 = 300$ [ot/min]

$\varphi [^\circ]$	$v_C [ms^{-1}]$	$a_{Ct} [ms^{-2}]$	$a_{Cn} [ms^{-2}]$	$v_D [ms^{-1}]$	$a_{Dt} [ms^{-2}]$	$a_{Dn} [ms^{-2}]$
0	0,0	36,0	0,0	0,0	35,2	0,0
30	0,58	30,0	1,23	0,56	28,8	1,5
60	0,95	16,0	2,5	0,93	14,3	4,2
90	1,08	0,0	3,08	1,0	0,0	5,0
120	0,95	-16,0	2,5	0,93	-14,3	4,2
150	0,58	-30,0	1,23	0,56	-28,8	1,5
180	0,0	-36,0	0,0	0,0	-35,2	0,0
210	-0,58	-30,0	1,23	-0,56	-28,8	1,5
240	-0,95	-16,0	2,5	-0,93	-14,3	4,2
270	-1,08	0,0	3,08	-1,0	0,0	5,0
300	-0,95	16,0	2,5	-0,93	14,3	4,2
330	-0,58	30,0	1,23	-0,56	28,8	1,5
360	0,0	36,0	0,0	0,0	35,2	0,0

Úhlové rychlosti a zrychlení:

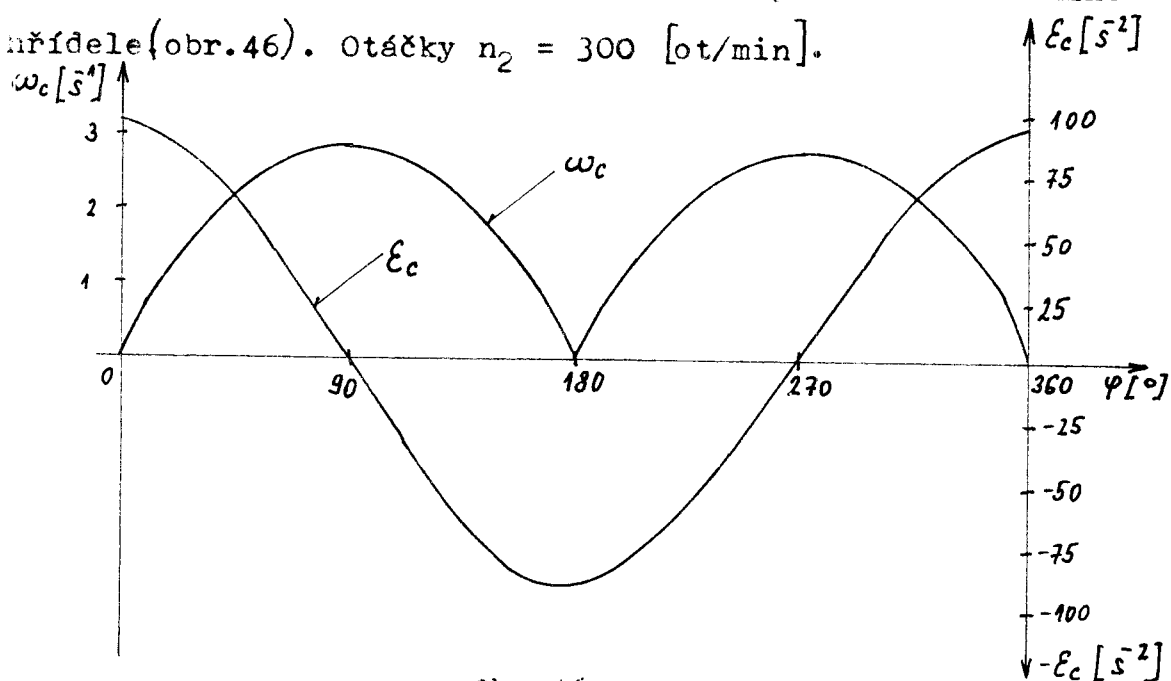
Tab.8. $n_1 = 100$ [ot/min]

φ [°]	ω_C [s ⁻¹]	ξ_C [s ⁻²]	ω_D [s ⁻¹]	ξ_D [s ⁻²]
0	0,0	10,6	0,0	19,4
30	0,56	8,6	0,86	15,5
60	0,91	4,0	1,5	7,0
90	1,01	0,0	1,58	0,0
120	0,91	-4,0	1,5	-7,0
150	0,56	-8,6	0,86	-15,5
180	0,0	-10,6	0,0	-19,4
210	0,56	-8,6	0,86	-15,5
240	0,91	-4,0	1,5	-7,0
270	1,01	0,0	1,58	0,0
300	0,91	4,0	1,5	7,0
330	0,56	8,6	0,86	15,5
360	0,0	10,6	0,0	19,4

Tab.9. $n_2 = 300$ [ot/min]

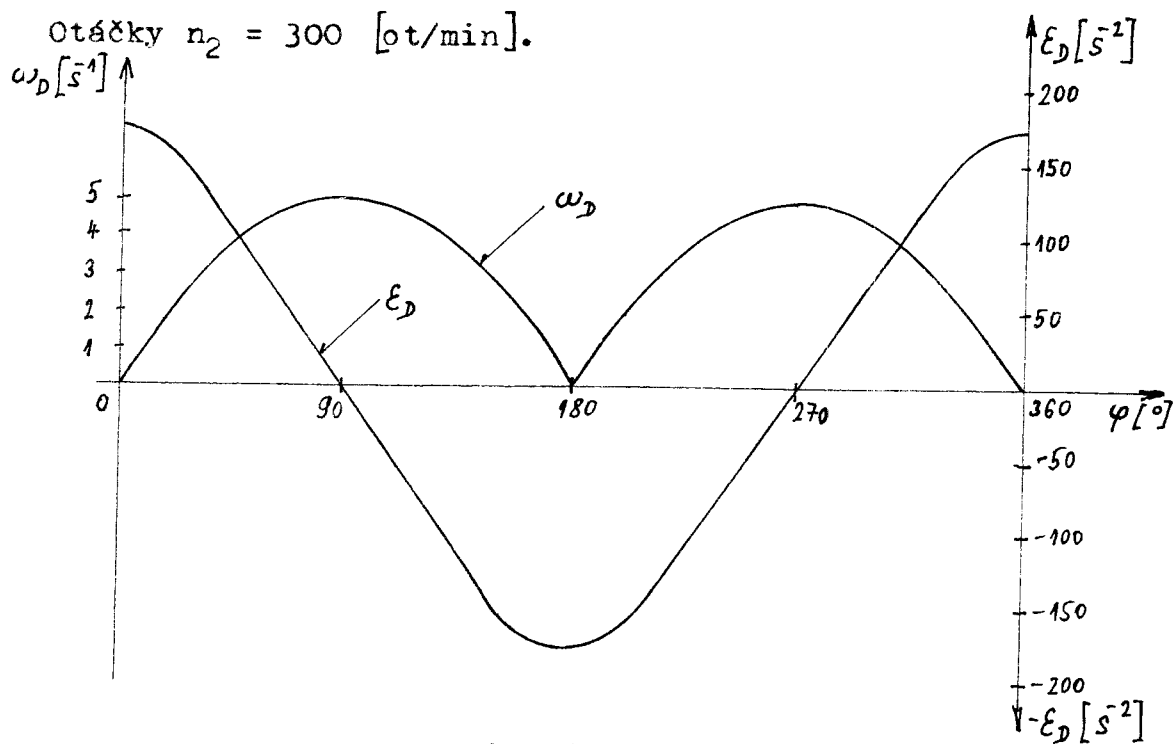
φ [°]	ω_C [s ⁻¹]	ξ_C [s ⁻²]	ω_D [s ⁻¹]	ξ_D [s ⁻²]
0	0,0	96,0	0,0	176,0
30	1,8	80,0	2,74	144,0
60	2,58	42,6	4,6	71,5
90	2,87	0,0	5,0	0,0
120	2,58	-42,6	4,6	-71,5
150	1,8	-80,0	2,74	-144,0
180	0,0	-96,0	0,0	-176,0
210	1,8	-80,0	2,74	-144,0
240	2,58	-42,6	4,6	-71,5
270	2,87	0,0	5,0	0,0
300	2,58	42,6	4,6	71,5
330	1,8	80,0	2,74	144,0
360	0,0	96,0	0,0	176,0

Grafická závislost úhlové rychlosti a úhlového zrychlení členu 4 přírazového mechanismu na úhlu pootočení hlavního hřídele (obr.46). Otáčky $n_2 = 300$ [ot/min].



Obr.46.

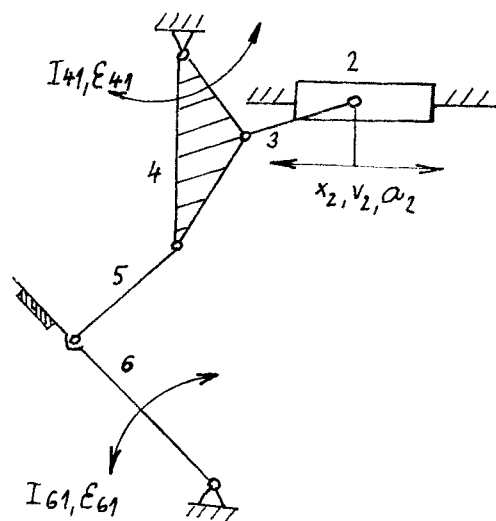
Grafická závislost úhlové rychlosti a úhlového zrychlení bidla na úhlu pootočení hlavního hřídele (obr.47).



Obr.47.

4.2 Dynamická analýza přírazového mechanismu stroje ENSHU

Určení redukované hmoty a redukované síly na pístu hydromotoru bylo provedeno ze známých hmotových a kinematických veličin daného přírazového mechanismu (obr.48).



$$\begin{aligned} m_2 &= 1 \text{ [kg]} \\ m_3 &= 0,5 \text{ [kg]} \\ m_4 &= 3 \text{ [kg]} \\ m_5 &= 0,5 \text{ [kg]} \\ m_6 &= 10 \text{ [kg]} \end{aligned}$$

Obr. 48.

$$I_{41} = 0,063 \text{ [kgm}^2\text{]} \text{ (moment setrvačnosti členu 4)}$$

$$I_{61} = 2,1 \text{ [kgm}^2\text{]} \text{ (moment setrvačnosti bidla)}$$

Z rovnosti kinetických energií plyne pro redukovanou hmotu:

$$\frac{1}{2} m_{red} \cdot v_2^2 = \sum_i \frac{1}{2} (m_i v_{si}^2 + I_{si} \omega_i^2) \quad (17)$$

$$m_{red} = \frac{1}{v_2^2} \left[\left(m_2 + \frac{1}{3} m_3 \right) v_2^2 + I_{41} \omega_{41}^2 + I_{61} \omega_{61}^2 \right] \quad (18)$$

$$\frac{d m_{red}}{dx} = m'_{red} = \frac{2}{v_2^3} \left[\left(m_2 + \frac{1}{3} m_3 \right) v_2 \cdot a_{t2} + I_{41} \omega_{41} \cdot \dot{\epsilon}_{41} + I_{61} \omega_{61} \cdot \dot{\epsilon}_{61} \right] \quad (19)$$

Redukovanou sílu na pístu hydromotoru určíme ze vztahu:

$$F_{red} = m_{red} \cdot a_2 + \frac{1}{2} m'_{red} \cdot v_2^2 \quad (20)$$

Vypočtené hodnoty byly zaznamenány do tabulky a průběh redukované síly v závislosti na úhlu φ je na obr.49.

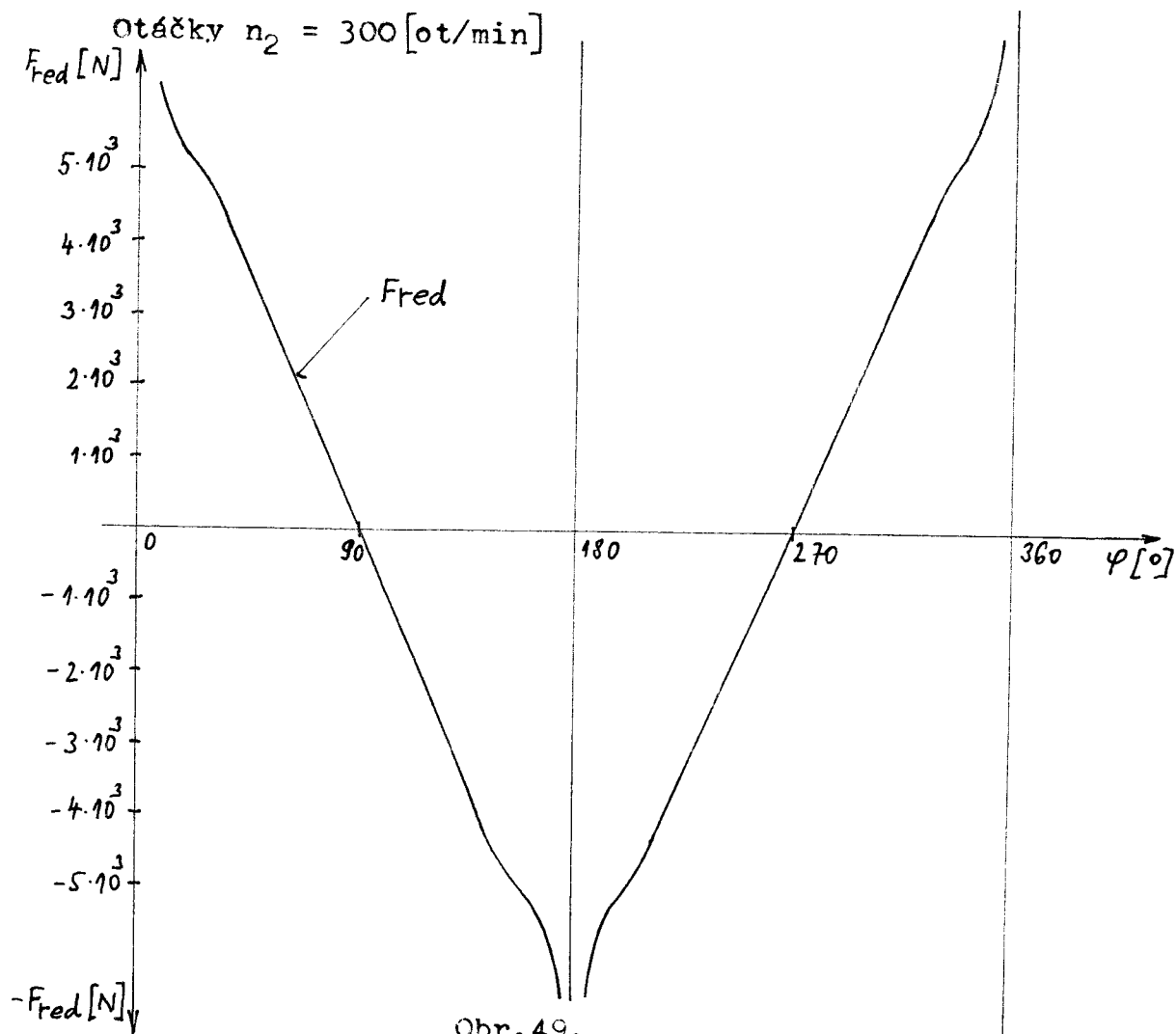
Tab.10. $n_1 = 100$ [ot/min]

φ [°]	m_{red} [kg]	m'_{red}	F_{red} [N]
0	-	-	-
30	114	34444	485
60	113	5097	248
90	0	0	0
120	113	5097	-248
150	114	34444	-485
180	-	-	-
210	114	34444	-485
240	113	5097	-248
270	0	0	0
300	113	5097	248
330	114	34444	485
360	-	-	-

Tab.11. $n_2 = 300$ [ot/min]

φ [°]	m_{red} [kg]	m'_{red}	F_{red} [N]
0	-	-	-
30	126	36513	4770
60	118	5911	2450
90	0	0	0
120	118	5911	-2450
150	126	36513	-4770
180	-	-	-
210	126	36513	-4770
240	118	5911	-2450
270	0	0	0
300	118	5911	2450
330	126	36513	4770
360	-	-	-

Průběh redukované síly na pístu hydromotoru v závislosti na úhlu pootočení hlavního hřídele stroje (obr.49).

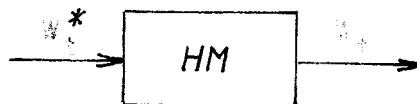


V krajních úvratích pohybu pístu hydromotoru nabývá redukovaná síla vysoké hodnoty, což plyne ze vztahu (18), kde po dosažení nulové rychlosti (v krajních úvratích) vychází redukovaná hmota velmi vysoká.

5. Přenos tlakové energie

Jelikož byl sledován hydrostatický mechanismus, který ke své činnosti využívá tlakovou energii, nebyla energie potenciální a kinetická uvažována.

Pojem přenos tlakové energie shrnuje všechny děje, které probíhají v mechanismu při průtoku nositele energie mezi hydrogenerátorem a hydromotorem. Přenos tlakové energie je charakterizován poměrem energie W_t vystupující z mechanismu, k energii do mechanismu vstupující W_t^* (obr. 50).



Obr. 50.

Rozdíl obou hodnot $W_t^* - W_t = \Delta W_t$ je úbytek energie při průtoku nositele energie mechanismem.

Každý hydraulický mechanismus se skládá z řady prvků, které představují z hlediska přenosu energie soustavu odporů a jejich kombinaci. Při přenosu energie hydraulickým mechanismem dochází na těchto odporech k ztrátám. Tlaková energie je definovaná rovnicí $W_t = p \cdot V$. Její úbytky ΔW_t na jednotlivých odporech je možno vyjádřit pomocí tlakových úbytků.

5.1. Odpory při přenosu tlakové energie

K přeměně tlakové energie dochází na odporech, působících proti jejímu přenosu. Rozlišují se tři druhy odporů:

- a. odpor proti pohybu R
- b. odpor proti zrychlení H
- c. odpor proti deformaci D

Na odporu proti pohybu dochází k nevratné přeměně tlakové

energie na energii tepelnou. Na odporu proti zrychlení a odporu proti deformaci nositele energie probíhá vratná přeměna tlakové energie na energii pohybovou a deformační.

5.1.1 Odpor proti pohybu

$$R = \frac{\Delta p}{Q^n} \left[\frac{Nm^{-2}}{m^3 m s^{-m}} \right] \quad (21)$$

Δp - tlakový úbytek $[Nm^{-2}]$

n - exponent $[1 \div 2]$

a. $n = 1$, lineární odpor proti pohybu

$$R_l = \frac{\Delta p}{Q} \left[\frac{Nm^{-2}}{m^3 s^{-1}} = Nm^{-5} s \right] \quad (22)$$

b. $n = 2$, nelineární odpor proti pohybu

$$R_n = \frac{\Delta p}{Q^2} \left[Nm^{-8} s^2 \right] \quad (23)$$

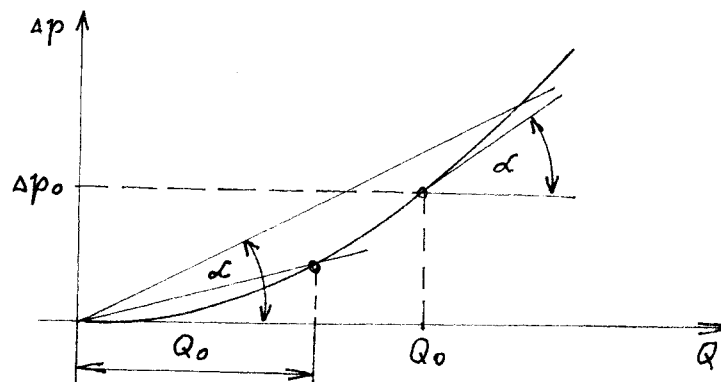
Jelikož se nelineární odpory v hydraulických mechanismech vyskytují častěji než odpory lineární, je nutné provést lineari- zaci odporů proti pohybu. Tu lze provést rozvojem v řadu ve zvoleném pracovním bodě p - Q charakteristiky prvku (obr. 51).

$$\Delta p = \Delta p_0 + 2 R_n Q_0 \Delta Q + \dots \quad (24)$$

Δp_0 - tlakový úbytek v místě rozvoje

$2R_n Q_0 = R_l$ - linearizovaný odpor proti pohybu

Q_0 - proud nositele energie v místě rozvoje



Obr. 51.

Pro oblast laminárního proudění:

$$Re = \frac{128 \cdot \mu \cdot l}{\pi \cdot d^4} \quad [Ns m^{-5}] \quad (25)$$

μ - dynamická viskozita $[Ns m^{-2}]$

l - délka potrubí $[m]$

d - průměr potrubí $[m]$

Pro oblast turbulentního proudění:

$$R_m = \lambda \cdot \frac{8 \cdot l \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} \quad [kg m^{-7}] \quad (26)$$

λ - odporový součinitel $[1]$

ρ - měrná hmotnost nositele energie $[kg m^{-3}]$

Jednotný vztah pro odpor proti pohybu:

$$R = \lambda \cdot \frac{8 \cdot l \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} \quad [kg m^{-7}] \quad (27)$$

$$\lambda_l = \frac{64}{Re} = \frac{16 \cdot \pi \cdot d \cdot \nu}{Q} \quad [1] \quad (28)$$

$$\lambda_t = \frac{a}{Re^m} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad [1] \quad (29)$$

ν - kinematická viskozita $[m^2 s^{-1}]$

$$Re_{krit} < Re < 5 \cdot 10^4$$

Ztráty místními odpory jsou dány vztahem:

$$R_m = \frac{8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot \xi \quad [kg m^{-7}] \quad (30)$$

ξ - součinitel místních ztrát $[1]$

Svodový odpor

$$R_s = \frac{\Delta p}{Q_s} \quad [Ns m^{-5}] \quad (31)$$

Q_s - proud unikající vřelymi a netěsnostmi (objemové ztráty)

Propustnost:
$$Z = \frac{1}{R} \quad [N^{-1} m^5 s^{-1}] \quad (32)$$

5.1.2 Odbor proti zrychlení

$$H = \frac{m}{S^2} \quad [kg m^{-4} = Nm^{-5} s^2] \quad (33)$$

m - hmotnost nositele energie [kg]

S - plocha průřezu [m²]

Úbytek tlakové energie je dán vztahem:

$$\Delta W_t = V(p_2 - p_1) = \frac{1}{2} \cdot \frac{m}{S^2} (Q_2^2 - Q_1^2) = \frac{1}{2} H (Q_2^2 - Q_1^2) \quad [Nm] \quad (34)$$

Tlakový úbytek na odporu proti zrychlení:

$$\Delta p = H \frac{dQ}{dt} \quad (35)$$

Pohyblivost:

$$L = \frac{1}{H} \quad [N^{-1} m^5 s^{-2}] \quad (36)$$

5.1.3 Odbor proti deformaci

Velikost změny objemu závisí na odporu proti deformaci

$$\Delta V = \frac{1}{D} \Delta p \quad [m^3] \quad (37)$$

$$\Delta p = D \int_0^t Q dt \quad (38)$$

t - čas, za který zaplní proud Q objem ΔV nebo z tohoto objemu vyteče.

Odbor proti deformaci:

$$D = \frac{K}{V} \quad \left[\frac{Nm^{-2}}{m^3} = Nm^{-5} \right] \quad (39)$$

Při uvažování deformace tuhých částí prvku bude např. pro

vedení:
$$D = \frac{K_e}{V} \quad (40)$$

$$\frac{1}{K_e} = \frac{1}{K} + \frac{d}{E \cdot s} \quad (41)$$

K - modul pružnosti kapaliny [N m⁻²]

K_e - efektivní modul pružnosti kapaliny a vedení [N m⁻²]

Kapacita:
$$C = \frac{1}{D} [N^{-1} m^5] \quad (42)$$

Časová změna objemu (proud) na D odporu je dána vztahem:

$$\frac{dV}{dt} = Q = \frac{1}{D} \frac{dp}{dt} = C \frac{dp}{dt} \quad (43)$$

Na pasivních prvcích, odporu, indukčnosti a kapacitě se bude mařit určitá část přivedené tlakové energie. Na odporu dojde, na úkor tlakové energie, ke zvětšení vnitřní energie kapaliny, což se projeví především zvýšením její teploty. Tato změna je nevratná. Na indukčnosti dojde k přeměně části tlakové energie na energii kinetickou. Tato změna je vratná, a její účinky se projeví především při rozběhu, brzdění, resp. reverzaci pohybu vstupního členu mechanismu, nerovnoměrnosti pohybu a pod. Energetická změna na kapacitě je rovněž vratná, přičemž dochází ke změně tlakové energie na energii deformační. Kapacita mechanismu akumuluje část tlakové energie, což se může nepříznivě projevit např. v přesnosti práce mechanismu, ovšem příznivě ve snížení tlakových rázů.

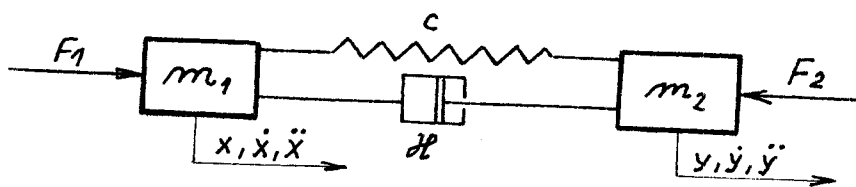
5.2 Modelování a řešení výpočtu hydraulického obvodu na analogovém počítači

Při přenosu tlakové energie v mechanismech SPK se uplatňují tři základní druhy odporů, ale poměry jsou odlišné od mechanismů SSK v tom, že průběh tlaku i proudu je popsán periodickými funkcemi. Odporů působí zpravidla současně v různých kombinacích a jejich účinek je obtížné oddělit. Na rozdíl od mechanismů SSK, u kterých byl přenos energie znemožněn, došlo-li k přeměně veškeré energie na odporech na jiné formy energie, může být u mechanismů SPK znemožněn přenos energie i z jiných důvodů. Z těchto důvodů bylo přistoupeno k modelování hydraulického obvodu na analogovém počítači, což by vedlo ke zjedno-

dušení přesného matematického zpracování výsledků. Bylo předpokládáno, že rozdíl kinematických veličin na vstupu a výstupu hydraulického mechanismu je ekvivalentní rozdílu tlaků a změnou konstant a počátečních podmínek, což dovolují možnosti počítače, určit požadované charakteristiky. Z těchto charakteristik by bylo, po porovnání s charakteristikami naměřenými na skutečném stroji, možné zvolit tu, která by nejvíce odpovídala skutečnosti.

5.2.1 Nahrazení hydraulického obvodu matematickým modelem

Na obr. 52 je nakreslen model pro vazkou kapalinu a pružné potrubí, který byl vzat jako základní model pro další řešení.



Obr. 52.

rovnice rovnováhy mají tvar:

$$m_1 \ddot{x} + H(\dot{y} - \dot{x}) + c(y - x) - F_1 = 0 \quad (44)$$

$$m_2 \ddot{y} - H(\dot{y} - \dot{x}) - c(y - x) + F_2 = 0 \quad (45)$$

pohybové rovnice mají tvar:

$$\ddot{x} + \frac{H}{m_1}(\dot{y} - \dot{x}) + \frac{c}{m_1}(y - x) = \frac{F_1}{m_1} \quad (46)$$

$$\ddot{y} - \frac{H}{m_2}(\dot{y} - \dot{x}) - \frac{c}{m_2}(y - x) = -\frac{F_2}{m_2} \quad (47)$$

F_1 - hnací síla (síla ve výtlačku hydrogenerátoru) [N]

F_2 - odporová síla (odporová síla hydromotoru a hnaného mechanismu) [N]

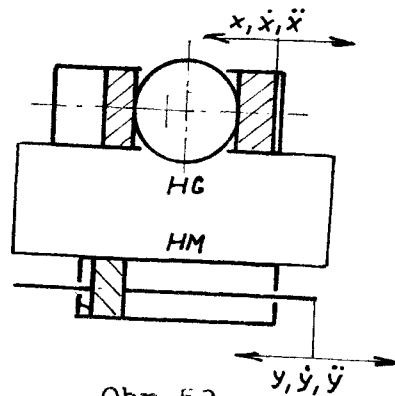
m_1 - redukovaná hmota kapaliny v hydrogenerátoru [kg]

m_2 - redukovaná hmota hydromotoru a hnaného stroje [kg]

H - součinitel tlumení [N.m⁻¹.s]

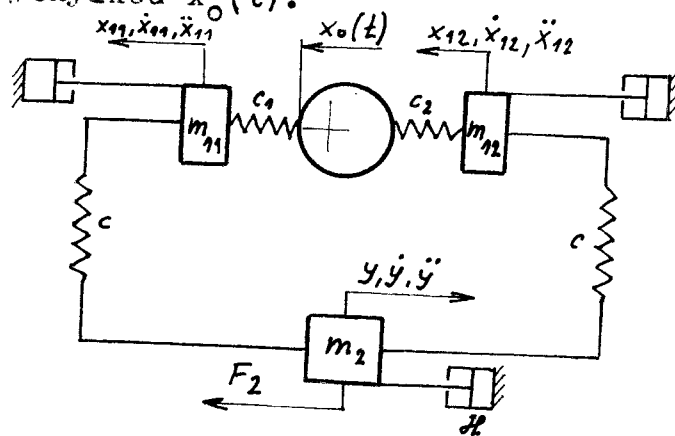
c - tuhost pružiny [N.m⁻¹]

Tlaková část daného hydraulického obvodu přirázového mechanismu je schematicky znázorněna na obr.53.



Obr. 53.

Matematický model tohoto obvodu je na obr.54, soustava je buzena výchylkou $x_0(t)$.



Obr. 54.

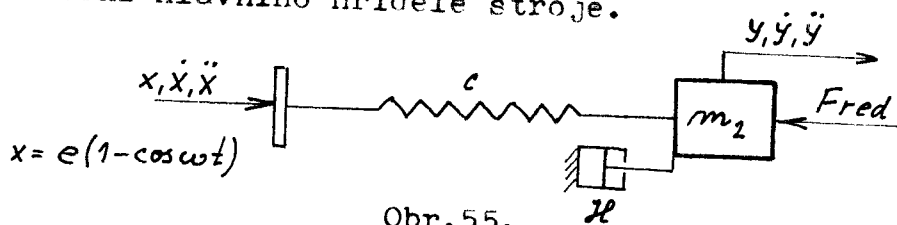
rovnice rovnováhy mají tvar:

$$m_{11}\ddot{x}_{11} - c_1(x_0 - x_{11}) + c(x_{11} - y) + \mathcal{H}(\dot{x}_{11} - \dot{y}) = 0 \quad (48)$$

$$m_2\ddot{y} + c(y - x_{12}) + \mathcal{H}(\dot{y} - \dot{x}_{12}) - c(x_{11} - y) - \mathcal{H}(\dot{x}_{11} - \dot{y}) + F_2 = 0 \quad (49)$$

$$m_{12}\ddot{x}_{12} + c_2(x_0 - x_{12}) - c(y - x_{12}) - \mathcal{H}(\dot{y} - \dot{x}_{12}) = 0 \quad (50)$$

V případě zjednodušení byl na analogovém počítači realizován tento model (obr.55). Soustava je buzena výchylkou $x(t)$, což představuje dráhu pístu hydrogenerátoru v závislosti na úhlu pootočení hlavního hřídele stroje.



Obr. 55.

F_{red} - redukovaná síla na pístu hydromotoru od mechanismu, [N]

m_2 - hmota pístu a kapaliny hydromotoru, [kg]

x - dráha pístu hydrogenerátoru (vstupní proměnná), [m]

y - dráha pístu hydromotoru (výstupní proměnná), [m]

rovnice rovnováhy má tvar:

$$m_2 \ddot{y} + \mathcal{H} \dot{y} + c(y-x) + F_{red} = 0 \quad (51)$$

pohybová rovnice má tvar:

$$\ddot{y} + \frac{\mathcal{H}}{m_2} \dot{y} + \frac{c}{m_2} (y-x) = -F_{red} \quad (52)$$

5.2.2 Řešení výpočtu na analogovém počítači

Výpočet byl prováděn na analogovém počítači MEDA 42 TA se zapisovačem grafických závislostí.

Pohybová rovnice (52) byla upravena a jednotlivé derivace byly rozepsány pro integrátory počítače.

$$\ddot{y} = \frac{c}{m_2} x - \frac{1}{m_2} F_{red} - \frac{\mathcal{H}}{m_2} \dot{y} - \frac{c}{m_2} y$$

$$\dot{y} = \int \ddot{y} dt$$

$$y = \int \dot{y} dt$$

Pro zapsání strojových rovnic byla provedena amplitudová a časová transformace.

Amplitudová transformace

Normy proměnných byly zvoleny:

$N_x = 5 \cdot 10^{-3}$ - odpovídající výchylce pístu generátoru, [m]

$N_F = 10 \cdot 10^3$ - odpovídající redukované síle motoru, [N]

$N_{\ddot{y}} = 50$ - velikost zrychlení pístu hydromotoru, [m.s⁻²]

$N_{\dot{y}} = 0,5$ - velikost rychlosti pístu motoru, [m.s⁻¹]

$N_y = 5 \cdot 10^{-3}$ - odpovídající výchylce pístu motoru, [m]

Konstanty byly zvoleny:

$C = 10^7$ - konstanta tuhosti odpovídající odporu proti deformaci

$m_2 = 2$ [kg]

$\mathcal{H} = 2 \cdot 10^4$ - součinitel tlumení odpovídající odporu proti pohybu

Po provedení amplitudové transformace (úprava pomocí norem proměnných) a po dosazení konstant byly získány rovnice I, II, III.

$$N\ddot{y} \left(\frac{\ddot{y}}{N\ddot{y}} \right) = \frac{c}{m_2} N_x \left(\frac{x}{N_x} \right) - \frac{1}{m_2} N_F \left(\frac{F_{red}}{N_F} \right) - \frac{\mathcal{H}}{m_2} N\dot{y} \left(\frac{\dot{y}}{N\dot{y}} \right) - \frac{c}{m_2} N_y \left(\frac{y}{N_y} \right)$$

$$N\dot{y} \left(\frac{\dot{y}}{N\dot{y}} \right) = N\ddot{y} \int \left(\frac{\ddot{y}}{N\ddot{y}} \right) dt$$

$$N_y \left(\frac{y}{N_y} \right) = N\dot{y} \int \left(\frac{\dot{y}}{N\dot{y}} \right) dt$$

$$\left(\frac{\ddot{y}}{50} \right) = 500 \left(\frac{x}{5 \cdot 10^{-3}} \right) - 500 \left(\frac{y}{5 \cdot 10^{-3}} \right) - 100 \left(\frac{\dot{y}}{0,5} \right) - 100 \left(\frac{F_{red}}{1 \cdot 10^4} \right) \quad (I)$$

$$\left(\frac{\dot{y}}{0,5} \right) = 100 \int \left(\frac{\ddot{y}}{50} \right) dt \quad (II)$$

$$\left(\frac{y}{5 \cdot 10^{-3}} \right) = 100 \int \left(\frac{\dot{y}}{0,5} \right) dt \quad (III)$$

Časová transformace

Pro velikost hodnot na potenciometrech počítače bylo zvoleno časové měřítko $M_t = 1000$. Nyní byly všechny členy (konstanty) na pravých stranách rovnic vynásobeny členem $\frac{1}{M_t}$.

Tím byly získány konečné rovnice pro realizaci řešení.

$$\left(\frac{\ddot{y}}{50} \right) = 0,5 \left(\frac{x}{5 \cdot 10^{-3}} \right) - 0,5 \left(\frac{y}{5 \cdot 10^{-3}} \right) - 0,1 \left(\frac{\dot{y}}{0,5} \right) - 0,1 \left(\frac{F_{red}}{1 \cdot 10^4} \right)$$

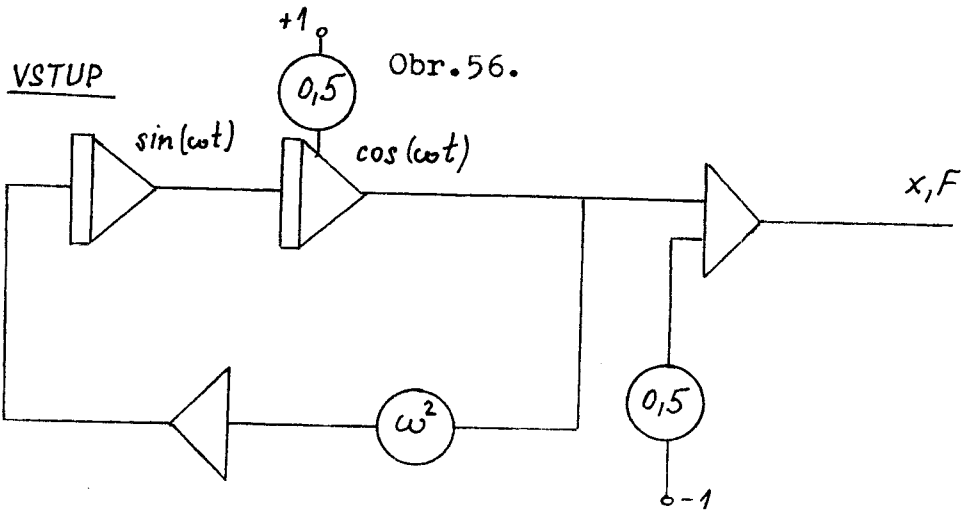
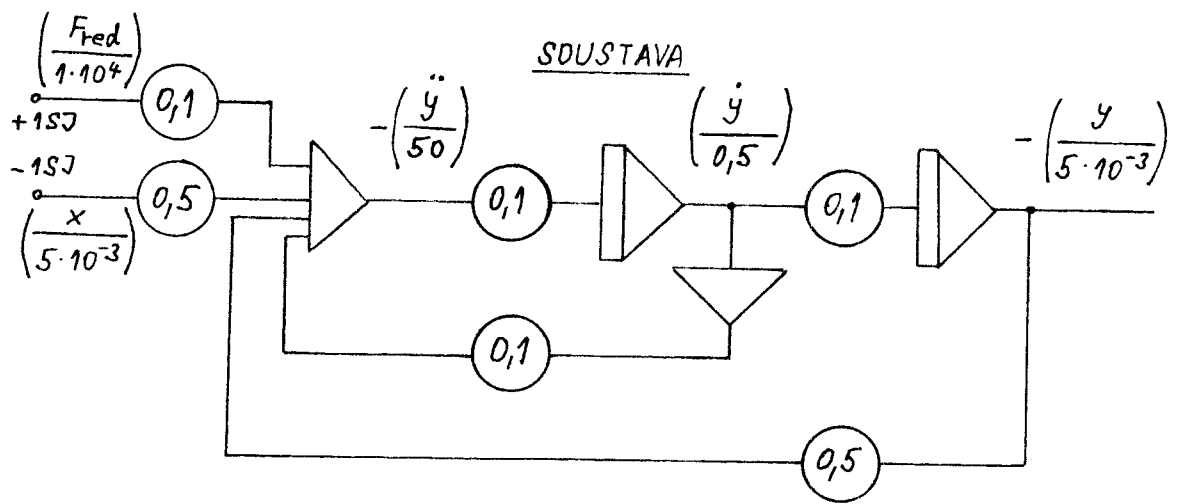
$$\left(\frac{\dot{y}}{0,5} \right) = 0,1 \int \left(\frac{\ddot{y}}{50} \right) dt$$

$$\left(\frac{y}{5 \cdot 10^{-3}} \right) = 100 \int \left(\frac{\dot{y}}{0,5} \right) dt$$

Na obr.56 je nakresleno blokové schéma zapojení soustavy.

Obr.57 představuje harmonický vstup do soustavy o maximální amplitudě 1, přičemž harmonický průběh síly není vůči časové ose posunut o hodnotu 0,5, jako je tomu pro průběh dráhy x .

Frekvence pohybu $\omega^2 = 1000$ odpovídá otáčkám stroje $n_2 = 300$ [ot/min].



Obr. 57

Hodnota frekvence pohybu $\omega^2 = 1000$ byla vynásobena členem $\frac{1}{Mz}$. Na potenciometru byla tedy nastavena hodnota o velikosti 1. Jelikož možnosti počítače dovolují tyto hodnoty potenciometrů měnit od 0,01 do 1, můžeme tedy měnit otáčky podle potřeby od 30 [ot/min] do 300 [ot/min]. Taktéž můžeme nastavovat potenciometry soustavy a tím měnit velikost síly a konstant tuhosti a tlumení.

5.2.3 Vyhodnocení řešení, (grafické průběhy viz příloha)

Po zapojení jednotlivých obvodů na analogovém počítači a nastavení základních hodnot podle obr.56 a obr.57 byla provedena kontrola vstupního signálu harmonického průběhu dráhy x , pístu generátoru (obr.58 b) a průběhu odporové síly F (obr 58 a). Na obr.58 c jsou zakresleny průběhy dráhy pístu

hydromotoru v závislosti na úhlu pootočení hlavního hřídele stroje. Konstanta tlumení byla nastavena na základní velikost $2 \cdot 10^4$. Dále byla postupně zvyšována až na velikost $2 \cdot 10^5$, což představovalo utlumení soustavy. Jelikož byl tento součinitel tlumení srovnáván s odporem proti pohybu, potom je velikost tohoto součinitele pro provoz hydraulického mechanismu kritická a přenos energie by byl znemožněn. Na obrázku je ještě zakreslen průběh dráhy bez tlumení soustavy, což je v provozu daného mechanismu nemožné.

Na obr. 59 jsou průběhy dráhy pístu hydromotoru zaznamenány při změnách tuhosti systému. Při zvýšení tuhosti dvojnásobně, nastal fázový posun přibližně o 180° a dále soustava pracovala normálně. Při zvýšení tuhosti čtyřnásobně nastal opět stejný fázový posun. Amplituda se v obou případech snížila. Tato konstanta tuhosti odpovídá odporu proti deformaci kapaliny v hydraulickém mechanismu. Na obr. 59 b, je opět naznačen průběh bez tlumení ale s dvojnásobnou tuhostí než v předchozím případě.

Změnou otáček generátoru byly zaznamenány průběhy dráhy na obr. 60. Obr. 60 a, b, značí průběhy dráhy pístu generátoru pro otáčky 100 [ot/min] a 30 [ot/min] hlavního hřídele stroje. Na obr. 60 c, d, e, jsou průběhy dráhy pístu motoru při změně otáček s tlumením a bez tlumení.

Zvýšením odporové síly na pístu motoru byly získány grafické průběhy na obr. 61. V obou případech dochází k nepatrnému fázovému posuvu vůči předchozímu případu (označeno přerušovanou čarou). Při rozběhu působí na píst vyšší odpor.

Na obr. 62 jsou zaznamenány průběhy pro nízké otáčky stroje. Přerušovanou čarou je naznačen průběh bez tlumení,

soustava se rozkmitává.

Při modelování obvodu nebyly vyčerpány všechny možnosti počítače, což by pro navržený zjednodušený model nemělo význam. Při možnosti měření na hydraulickém mechanismu je možné určit odpory v systému působící, což je u mechanismů SPK dosti složité a s těmito odpory namodelovat složitější hydraulické obvody. Tyto obvody pak pomocí analogového počítače řešit, což by velmi pomohlo při návrhu hydraulického mechanismu SPK, který by měl v provozu plnit správnou požadovanou funkci.

6. Popis konstrukčního uspořádání přírazového mechanismu stroje ENSHU.

6.1 Uspořádání mechanismu na stroji

Oba hydromotory jsou upevněné v pomocných svařovaných rámech, které jsou připevněny na vrchních rovných plochách bočnic hlavního rámu stroje. Šestičlenný mechanismus pohonu bidlenu je uspořádán na obou koncích bidla směrem dovnitř stroje. Hydrogenerátor je upevněn na pravé bočnici rámu stroje. Tlaková kapalina je dodávána motorům potrubím a hadicemi. Hydrogenerátor je poháněn od hlavního hřídele stroje ENSHU. Na levé bočnici stroje je upevněn hydraulický agregát.

6.2 Popis systému

Přírazový mechanismus - Na pohybující se části motoru je z každé strany upevněna jedna ojnice, jejíž druhá část je upevněna v kývajícím vahadle. Vrchní konec vahadla je otočně ukotven v horní části pomocného rámu stroje. Tento rám je zhotoven jako svařenec z plechu tloušťky 10 mm. Vahadlo je také vyrobeno jako svařenec z plechů tloušťky 6 a 15 mm. Spodní konec vahadla je spojen se spojnicí, která je už přímo spojená s bidlenem. Tyto dvě části, spojnice a bidlen jsou ponechány z původního řešení přírazového mechanismu.

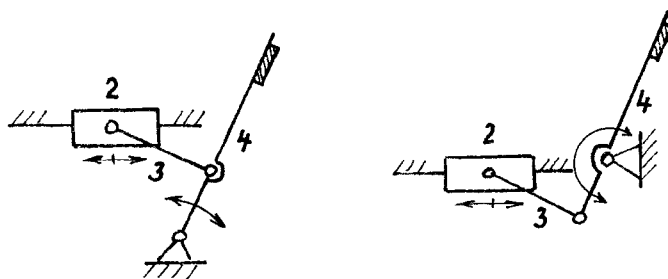
Veškeré spojení jednotlivých členů mechanismu je provedeno pomocí čepů a kuličkových ložisek.

Hydromotor - Válec motoru tvoří obrobek z ocele 12 051, jehož funkční část je zušlechtěna na 58 HRC. Válec je rozdělen na dvě části, které jsou spojeny vedením. Toto vedení má vyfrézované drážky pro vedení kamenů. Střední část pístu je vyrobena z ocele 12 050, k níž je z každé strany pomocí čepů připevněno čelo. Čela pístu jsou zušlechtěna. Středem pístu prochází čep s oboustranným závitem pro uchycení ojníc mechanismu. Tento čep je proti axiálnímu posuvu pojištěn speciálními maticemi a tak s pístem a vnějším pláštěm motoru tvoří jeden celek. Na koncích vnějšího pláště jsou upevněny víčka s těsněním. Do válce motoru jsou z obou stran našroubovány redukce pro tlakovou kapalinu a těmi je motor připevněn k rámu stroje. Tlaková kapalina je do motoru přiváděná pomocí hadic. Hadice jsou k motoru připojené šroubením. Obě úvratě motoru jsou opatřené odvzdušňovacími otvory.

Hydrogenerátor - Kostru generátoru tvoří svařenec. Víka jsou přišroubovány. Generátor je pomocí šroubů připevněn ke stroji. Válce jsou do bočnic zalisovány a zajištěny z vnějších stran pomocí tlakových redukcí. Písty jsou doplněny pružinami pro stálý přítlak k excentru. Pohon od hlavního hřídele je spojen s horní hřídelí generátoru a pomocí ozubeného převodu je poháněný druhý hřídel. Ozubeným převodem je též poháněn šnek, který zajišťuje mazání. Vnější kroužky excentrů jsou uloženy na jehlových válečkách. Axiální posuv těchto kroužků je zajištěn pomocí příložných kroužků a rozpěrných trubek. Tlaková kapalina je odváděna potrubím, které je ke generátoru připevněno pomocí šroubení.

7. Návrh úpravy stávajícího konstrukčního řešení přírazového mechanismu

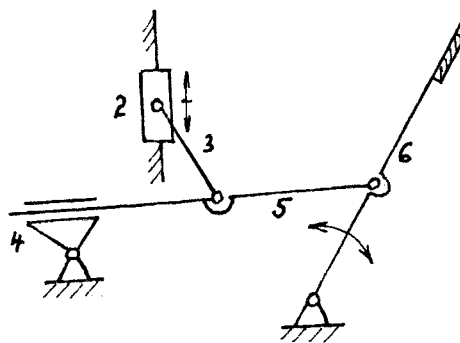
Úprava stávajícího řešení je závislá na konstrukčním uspořádání tkacího stroje ENSHU. Jelikož bidlen stroje je poměrně krátký, nemůžeme při použití čtyřčlenného mechanismu, kde by byl hydromotor jako hnací člen, dosáhnout požadovaného zdvihu 75 mm na bičle. Z důvodu přenosu energie se snažíme zdvihy hydromotorů volit malé. V tom případě je možnost změnit bidlen, což nám zase ovlivní dynamiku systému. Na obr. 63 jsou dvě varianty použití čtyřčlenného mechanismu.



- 2 - hydromotor
- 3 - ojnice
- 4 - bidlen

Obr. 63.

Na obr. 64 je návrh šestičlenného mechanismu. Motor s kulisou by mohl být upevněn na vnitřní straně bočnice stroje.



- 2 - hydromotor
- 3 - ojnice
- 4 - kulisa
- 5 - vahačlo
- 6 - bidlen

Obr. 64.

Šestičlenné mechanismy jsou pro tkací stroj ENSHU výhodnější.

Z á v ě r

Textilní strojírenství dosáhlo v oboru tkacích strojů významných úspěchů. Tyto dobré výsledky jsou výslednicí soustavného výzkumu a vývoje.

Technika tkaní se dále vyvíjí. Zvyšují se rychlosti strojů a v řadě mechanismů se hledají náhrady netradičními prvky, jako jsou prvky hydraulické, pneumatické a elektronické. Technika v tkalcovnách se tak postupně, ale podstatně mění a produktivita práce neustále stoupá. Hledají se cesty ke snížení hluchnosti. Jelikož přírazný systém u tkacích strojů způsobuje značný hluk a chvění, zkoumá se možnost použít u tohoto systému hydraulický mechanismus SPK, který kromě dalších výhod má při použití i některé podstatné nevýhody. Zatímco mechanismy SSK jsou po teoretické stránce i po stránce výzkumné a vývojové velmi dobře a podrobně opracovány, mechanismy SPK, které by připadaly v úvahu použít u mechanismů přírazu, začaly být předmětem hlubšího zájmu teprve v průběhu 60 let tohoto století. I když se teoreticky a experimentálně zabývala touto problematikou řada pracovišť, poznatků a informací o výsledcích jejích prací je poskrovnu.

Cílem této diplomové práce bylo provést rozbor přírazového mechanismu, u kterého by byl jako pohon použit hydraulický mechanismus SPK a možnosti uplatnění tohoto kombinovaného hydraulicko-mechanického systému u tkacích strojů. Velmi těžko můžeme popsat chování hydraulického obvodu matematickými rovnicemi. Stačí malé ohřátí kapaliny a obvod se chová jinak než předtím. Není možné na základě výpočtů prohlásit, že ten-který hydraulický obvod bude anebo nebude fungovat. Proto je lepší experimentálně navržený obvod vyzkoušet. Z ekonomického hlediska se náhrada hydraulického mechanismu

za stávající řešení jeví značně nákladná (generátor, motor), klade také vysoké nároky na těsnost prvků, což by ovlivňovalo kvalitu zpracovávaného materiálu.

V případě, že by měl hydraulický pohon nahradit stávající řešení, pak při použití jednoho generátoru k pohonu více mechanismů (příraz, zdvih listů, otáčení dvojtrysky) a možnosti ještě použít třífázového mechanismu SPK jako hlavní pohon stroje, potom se ekonomická bilance zlepšší. V budoucnu je možné očekávat toto nahrazení, což by při programovém řízení hydraulických obvodů vedlo ke značnému zdokonalení tkacích strojů.

Závěrem práce bych chtěl poděkovat Ing. Františkovi Egrtovi za metodické vedení, Ing. Josefovi Cerhovi a Ing. Evě Hořejší za konzultace při řešení mé diplomové práce.

Roman Vaňka

V Liberci 22.5. 1981

Seznam použité literatury

- / 1 / CHARVÁT J :Teorie mechanismů, VŠST Liberec 1974
- / 2 / CHARVÁT J :Mechanika II /Dynamika/, VŠST Liberec 1978
1.vydání
- / 3 / PROKEŠ J :Hydraulické mechanismy v automatizaci
1.vydání, Praha 1973
- / 4 / TALAVÁŠEK O :Konstrukce textilních strojů /tkací
stavy/, VŠST Liberec 1967
- / 5 / TALAVÁŠEK O.-SVATÝ V:Bezčlunkové stavy, 1.vydání 1975
- / 6 / CERHA J :Hydraulické mechanismy v oboru výrobních
strojů, VŠST Liberec 1971
- / 7 / HIMMLER C.R :Elektrohydraulické řídicí systémy,
1.vydání, Praha 1970
- / 8 / PŘIKRYL I :Přenos tlakové energie třífázovým mecha-
nismem se střídavým proudem kapaliny,
Praha 1975
- / 9 / JELÍNEK V :Použití hydrauliky se střídavým proudem
kapaliny k pohonu bidlenu tkacího stroje,
DP VŠST Liberec 1976
- /10 / POTOČEK M :Dynamika pohonu textilních strojů,
DP VŠST Liberec 1977
- /11 / PEŠÍK : Hydraulické mechanismy jednofázové
a dvoufázové,
DP VŠST Liberec 1978
- /12 / BRÁT V.- BROUSIL J : DYNAMIKA,
ČVUT Praha 1971
- /13/ HANUŠ B : Analogové počítače,
VŠST Liberec 1974

- /14 / ČERNOCH S : Strojně technická příručka,13.vydání
Praha 1977,svazek 1 a 2
- /15 / VRZAL B : Strojnické tabulky I,II,Praha 1972
- /16 / Vyhledávací výzkum mechanismů tkacích strojů.
Zpráva státního úkolu P 19 - 124 - 229 ,
VŠST Liberec 1979

Seznam výkresů

PŘÍRAZOVÝ MECHANISMUS	-	TS/81	-	01	-	01
HYDROMOTOR	-	TS/81	-	02	-	02
HYDROGENERÁTOR	-	TS/81	-	01	-	03

Poč. ks.	Název - Rozměr	Polotovary	Mat. konečný	Mat. výchozí	Tř. odp.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos
2	ŠROUB M10x15	ČSNO21101							1
2	ŠROUBENÍ Js 10	ČSN137720							2
2	ČEP $\phi 10 \times 22$	ČSNO22150							3
2	KROUŽEK 43x35	ČSNO292801							4
2	PŘÍPOJKA Js 4								5
2	MATICE M12x25	ČSN425510	11 500						6
2	ČELO $\phi 30 \times 30$	ČSN426511	zuš.58HRC	12 051					7
2	KÁMEN 7x20x20	VÝKOVEK	12020.4	12 020					8
1	ŠROUB M12x110	ČSN426510	11 500						9
2	VÁLEC $\phi 40 \times 100$	ČSN426511	zuš.58HRC	12 051					10
1	TYČ $\phi 25 \times 170$	ČSN426510	12 050						11
1	TRUBKA $\phi 46 \times 7 \times 200$	ČSN425716	11 550.1	11 550					12
2	VÍČKO $\phi 55 \times 15$	ČSN425510	11 500						13
2	REDUKCE 35x35x50	ČSN425510	11 500						14
1	VEDENÍ $\phi 35 \times 5 \times 130$	ČSN425716	11 550.1	11 550					15

VANKAT

Schválil
Dne 22.5.81

STŘEDNÍ
LIBEČEC

HYDROMOTOR

TS/81-02-02

Počet listů

List

Poč. ks.	Název - Rozměr	Polotovar	Mat. konečný	Mat. výchozí	Tř. odp.	Č. váha	Hr. váha	Číslo výkresu	Pos.
1	MATICE M12x1,25	ČSNO21401							1
8	ŠROUB M6x15	ČSNO21151							2
2	PODLOŽKA 8,4	ČSNO21702							3
2	ŠROUB M8x50	ČSNO21101							4
2	ŠROUB M8x25	ČSNO21101							5
4	ŠROUB M6x15	ČSNO21151							6
2	MATICE M12x1,25	ČSNO21401							7
1	ŠROUB M12x160	ČSNO21112							8
2	LOŽISKO 6203	ČSNO24636							9
2	LOŽISKO 6203	ČSNO24636							10
2	MATICE M14x1,5	ČSNO21401							11
1	BIDLO	ODLITEK							12
1	BIDLEN 200x80	ODLITEK							13
1	SPOJNICE	ODLITEK							14
1	VÍKO	ODLITEK							15
1	HYDROMOTOR	—						TS/81-02-02	16
2	TĚLESO $\phi 55 \times 14$	ČSN425510	11 373						17
1	SPOJNICE 6x60x140	ČSN425310	11 373						18
2	PŘÍLOŽKA 6x50x50	ČSN425310	11 373						19
1	VAHADLO 120x160x430	SVAŘENEC	11 373						20
1	RÁM 140x320x360	SVAŘENEC	11 373						21
1	ZÁKLADNA 10x140x30	ČSN425310	11 373						22
1	RÁM	ODLITEK							23
1	TRUBKA 30x6x120	ČSN425715	11 523						24
2	PODLOŽKA $\phi 32 \times 6$	ČSN425510	11 370						25
2	OJNICE 10x60x100	ČSN425522	11 600						26

VANĀKÁT

22.5.81

PŘÍRAZOVÝ
MECHANISMUS

TS/81-01-01

01