

TECHNICKÁ UNIVERSITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

obor: 23 -17 - 8

KONSTRUKCE STROJŮ A ZAŘÍZENÍ

zaměření: Textilní a oděvní stroje

"Dynamika listového stroje s prošlupným mechanismem"

autor : JOSEF ŠTOLBA

vedoucí diplomové práce : Doc.Ing. JIŘÍ MRÁZEK,Csc.

konzultant : Ing. JOSEF KANIOK

Rozsah prací a příloh :

počet stran.....39

počet příloh.....11

počet tabulek.....7

počet obrázků.....19

UNIVERZITNÍ KNIHOVNA
TECHNICKÉ UNIVERZITY V LIBERCI



3146065947

Datum : 2 . 5 . 19

lta strojní

dra textilních a
oděvních strojů

Školní rok: 1994/95

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Josefa Š t o l b u

23-17-8 Konstrukce strojů a zařízení

Řešení: Textilní a oděvní stroje

Učující katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých
školách určuje tuto diplomovou práci:

na tématu:

**Dynamika listového stroje s prošlupním
mechanismem**

Zásady pro vypracování:

**Proveďte zhodnocení dosavadních systémů používaných při
konstrukci listových strojů**

**Navrhněte princip listového stroje s použitím pružinových
spojek firmy WARNER ELECTRIC**

**Proveďte dynamickou analýzu navrženého principu včetně
prošlupního mechanismu vzduchového tkacího stroje**

**Na základě získaných výsledků navrhněte konstrukční uspo-
řádání silové části listového stroje pro osm resp.**

šestnáct listů

Rozsah grafických prací:

- 1 detailní výkres
- grafické závislosti

Rozsah průvodní zprávy:

40 stran strojopisu

Seznam odborné literatury:

- 1/ MRÁZEK, J.: Prošlupní mechanismus bez stranového
In: Sborník VI. mezinárodní konference o teorii s
chanismů. Liberec, VŠST 1992.
- 2/ SVAČINA, M.: Prošlupní mechanismus s listovým str
/Diplomová práce/. Liberec, VŠST 1991.
- 3/ WARNER ELECTRIC: Federband-Kupplungen und Bremsen.

Vedoucí diplomové práce:

Doc. Ing. Jiří Mrázek,

Konzultant:

Ing. Jozef Kaniok

Zadání diplomové práce:

31. 10. 1994

Termín odevzdání diplomové práce:

26. 05. 1995

Mrázek



Doc. Ing. Jiří Mrázek, CSc.

Vedoucí katedry

Prof. Prof. Ing. Jaroslav

Děkan

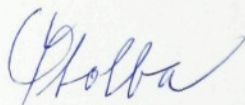
Tímto chci poděkovat vedoucímu diplomové práce Doc.Ing. Jiřímu Mrázkovi, Csc za připomínky a rady , které mi poskytl při vypracování této diplomové práce.



Josef Štolba

Místopřísežné prohlášení

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



Josef Štolba

OBSAH

1. Úvod.....	3
2. Listové stroje.....	4
2.1. Funkce listového stroje.....	4
2.1.1. Druhy listových strojů.....	4
2.1.2. Hlavní mechanismy listových strojů.....	5
2.2. Přehled vývoje listových strojů.....	6
2.3. Z patentové literatury.....	7
2.3.1. Patentované návrhy listových strojů.....	7
2.3.2. Patentované návrhy řízení listových strojů.....	7
2.4. Soudobý stav.....	8
2.4.1. Zahranicí.....	8
2.4.2. Česká Republika.....	8
2.4.3. Hodnocení soudobého stavu.....	8
2.4.4. Podmínky pro návrh nového typu listového stroje.....	8
3. Návrh nového řešení listového stroje.....	9
3.1. Kinematické schéma návrhu nového typu listového stroje.....	9
3.2. Popis nového typu listového stroje.....	9
3.3. Návrh mechanismů pro realizaci zdvihu tkacích listů.....	11
3.3.1. Analýza čtyřčleného mechanismu listového stroje.....	11
3.3.2. Analýza prošlupního mechanismu.....	12
3.3.3. Stanovení délek členů mechanismů.....	13
3.3.4. Stanovení úhlů natočení ramen mechanismů.....	14
3.3.5. Stanovení tuhostí členů mechanismů.....	14
3.3.6. Stanovení momentů setrvačnosti členů mechanismů.....	15
3.3.7. Stanovení konstant tlumení členů mechanismů.....	16
3.4. Matematický model.....	16
3.4.1. Sestavení pohybových rovnic.....	18
3.4.2. Výpočet pohybových rovnic.....	21
3.4.3. Vyhodnocení výsledků dynamické analýzy.....	22
3.5. Návrh pružinové spojky.....	24

3.5.2. Návrh typu pružinové spojky.....	2
3.5.3. Technická data navrhnuté spojky.....	2
3.5.4. Testování navrhnuté spojky.....	2
4. Alternativy možného konstrukčního řešení.....	2
4.1. Parametry konstrukčního řešení.....	2
4.2. Výhody a nevýhody navržených alternativ.....	3
4.3. Rozhodovací analýza.....	3
4.3.1. Postup a hodnocení rozhodovací analýzy.....	3
4.3.2. Hodnocení rozhodovací analýzy.....	6
4.4. Popis konstrukčního řešení.....	7
5. Závěr.....	38
Literatura.....	39

1. Úvod

Tkáčská technika se neustále rozvíjí. Vznikly takzvané neortodoxní stavby prohozem útku pomocí prvků s nízkou hmotností (projektily, kapky vody, proudem vzduchu). Výkony těchto stavů přitom vzrostly o násobky výkonů stavů člunkových. Jmenovitě u vzduchových tkáčích stavů na 1600 až 1800 m.min⁻¹. Na dalším zvyšování výkonů se ve výzkumu intenzivně pracuje. Jednou z omezujících faktorů zvyšování produktivity je použitelnost listových strojů schopných pracovat ve vysokých otáčkách.

Proto je více než nutné vyvíjet nové typy listových strojů popřípadě vhodnými úpravami modifikovat typy současné.

Hlavním cílem konstrukce nových strojů je dosažení nejvyšší spolehlivosti strojů při minimálních nákladech. Proto musí konstruktér využívat nové metody navrhování částí a mechanismů strojů. Při využití výpočetní techniky je novou progresivní metodou modelování dynamického chování stroje.

Předností tohoto způsobu je úspora času spojená s výrobou funkčních vzorů prototypů, nebo strojů z ověřovací série. S tím jsou spojené i nepoměrně nižší náklady.

Nevýhodou dynamického modelu zůstane však vždy skutečnost, že sebelepší model nikdy plně nenahradí skutečný stroj. Metody modelování vzhledem ke své velké přispůsobivosti a rychlosti jsou metodami budoucnosti.

Úkolem této konstrukční diplomové práce je ukázat jednu z cest jak využít výpočetní techniky při modelování dynamického chování nového stroje.

Doufám, že nové myšlenky prezentované v této práci posunou vývoj listových strojů, alespoň z malé části kupředu.

2. Listové stroje

2.1. Funkce listového stroje

Prošlupní ústrojí zajišťuje první fázi pracovního cyklu tkání. Pomocí nitě rozevírá osnovu a vytváří tak klínový prostor pro zanesení útku. Technická úroveň prošlupního ústrojí má rozhodující význam nejen pro kvalitu tkaniny, ale také pro výkon tkacího stavu a na rozsah jeho použití.

Způsob jakým se osnovní nitě s útkovými vzájemně provazují, se jmenuje *vazba tkaniny*. Pro vazby složené, u nichž není tak častá opakovatelnost a pro vazby větším počtem listů, je nutno použít prošlupní zařízení s volitelným programem, tedy *listových strojů*.

Listové stroje se vyrábí pro 12, 16, 20, a 25 listů (vyjímečně pro 33 nebo 40 listů). Zdvih tkacích listů je realizován vačkovým nebo kliko-vahadlovým mechanismem, pořadí zvihu jednotlivých listů je programováno podle požadované vazby tkaniny.

2.1.1. Druhy listových strojů

Druhy listových strojů dělíme:

1) dle tvorby prošlupu:

a) pro horní prošlup

- listový stroj je využíván pouze pro zdvih listů

b) pro plný prošlup

- listový stroj je využíván pro zdvih a stah listů

2) dle činnosti :

a) jednozvižné (jednočinné)

- po jedné otáčce se listový stroj vrací do základní polohy

b) dvouzvižné (dvoučinné)

- možnost zablokování listového stroje v horní poloze (nejčastěji pro horní prošlup)

3) dle zdvihu :

a) negativní

- listový stroj má nucený zvih, stah je realizován protitahem pomocí pružin

2.1.2. Hlavní mechanismy listového stroje

1) Pohybový mechanismus : - stálý pohon od tkacího stavu (centrální vačka nebo ozubené kolo)

2) Řídicí mechanismus : - řídí zdvih listů podle programu (řídicí karta, magnetická páska)

3) Mechanismus pro zvedání tkacích listů : - realizace pomocí platin nebo kloubových mechanismů

poznámka : kromě těchto mechanismů může být listový stroj vybaven

- zařízením pro vyhledávání přetrženého útku
- zařízením pro vyrovnávání tkacích listů
- zařízením pro úsporu karet

2.2. Přehled vývoje listových strojů

Při zvyšování rychlosti listových strojů byla největší překážkou hmotnost platiny.

Seřazení listových strojů podle dosažených otáček :

HATERSLAY.....200 - 220 ot / min

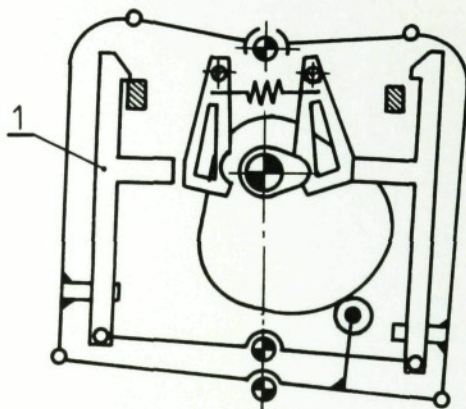
- dlouhé platiny ve vodorovné poloze ze šedé litiny

SAURER.....250 ot / min

- poprvé byl listový stroj umístěn po boku tkacího stavu a zvedací mechanismus byl umístěn pod tkací listy

RBH-Elitex.....350 ot / min

- svislá poloha platin (1) lisovaných z ocelového plechu, které mají symetrické uspořádání = větší rychlost viz.obr.1



Obrázek 1

RUL.....400 ot / min

- platiny na dvě části s přímočarým pohybem

LS 4200.....400 - 450 ot / min

- kývavé platiny, kloubový diferenciál

- nejrozšířenější typ v českém textilním průmyslu

STÄUBLI.....800 - 1000 ot / min

- podstatné snížení hmotnosti platin, otočné nože

2.3. Z patentové literatury

2.3.1. Patentové návrhy listových strojů

Patent č. 449541 (Švýcarsko) - viz obr.2

popis: rotační díl (2), v němž jsou uloženy posuvné kladky (1), se otáčí konstantními otáčkami. Řídící ústrojí

působí na tiskač (3). Kladky tak

buď způsobí pohyb ramena (4),

nebo rameno není v pohybu.

Patent č. 92530 (Česká rep.)

-viz obr.3

popis: volba listů pomocí

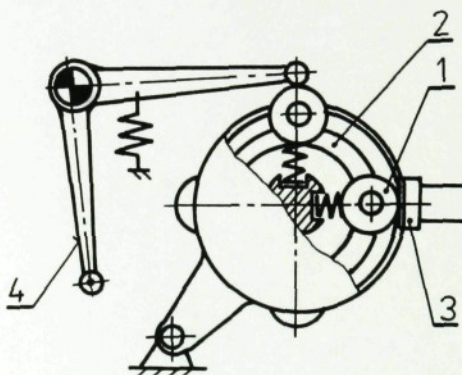
kuliček (1), které mají různé

průměry. Pořadí vložení kuliček

do rotoru (2) závisí na tkané

vazbě. Poloha páky (3) závisí na

průměru kuličky. Z patentové lite-



Obrázek 2

ratury je také známo několik návrhů listových strojů s hydraulickým pohonem zvedání listů.

2.3.2. Patentové návrhy řízení listových strojů

Patent č. 1296090 (Francie) : podle patentu je použito k řízení listového

stroje magnetického pásu, na

němž je zaznamenán program

vazby.

V řídicím systému se úspěšně

uplatňují také elektromagne-

ty. Objevily se i návrhy na

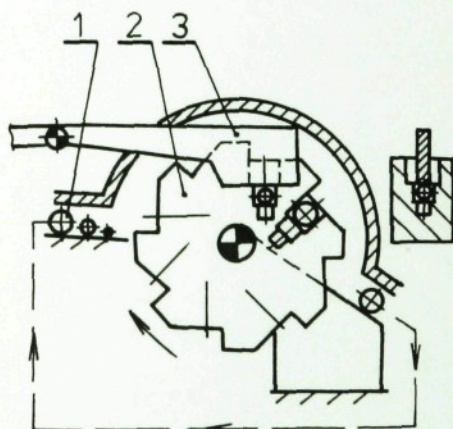
umístění listového stroje

přímo do tkacího stavu pod

tkací listy, což umožňuje snížit

počet kloubů zvedacího

mechanismu.



Obrázek 3

2.4. Soudobý stav

2.4.1. Zahraničí

Se zvyšováním obrátek tkacích strojů se objevily progresivní elektronicky řízené listové stroje, kde lze výhodně využívat programovatelné systémy pro tvorbu jednotlivých listových vazeb.

ITMA 91 : dominantní postavení firmy *STÄUBLI* - rotační listový stroj *ty 2660*, pro 16 -18 listů v rozteči 12 mm, řízený počítačem, který umožňuje cho stroje bez čtecího zařízení .Tento stroj dosáhl předváděcích otáček 1000 ot /min

2.4.2. Česká Republika

Nejrozšířenější typ listového stroje je typ *LS 4200* tuzemské výroby. Tento stroj je vyráběn v různých modifikacích pro různé typy stavů.Stroj vyniká spolehlivostí.

Vyšší otáčky však způsobují problémy s ohmatáváním karty s programem vazby ,a tak vznikají chyby při tkaní.Dovoz nových elektronicky řízených strojů pracujících ve vyšších otáčkách je finančně náročné.

2.4.3.Hodnocení soudobého stavu

Po přiblížení situace ve výrobě listových strojů je zřejmý rychlý dynamický vývoj v oblasti jejich řízení . To znamená možnost snadné, rychlé a pružné změny tkaného vzoru.Toto řízení také umožňuje zvýšení výkonu těchto strojů.

2.4.4.Podmínky pro návrh nového typu stroje

- *jednoduchá konstrukce* (minimální počet kloubů a jiných třecích uložení), umožní snadnější obsluhu a servis
- *elektronické řízení* (použití elektromagnetické pružinové spojky), umožní připojení na řídicí počítač, tím urychlí možnost změny vzorování.

Při návrhu bude kladen důraz na *přesnost návrhu uložení kloubů*, která má velký vliv na spolehlivost a přesnost chodu listového stroje.

3. Návrh nového řešení listového stroje

3.1. Kinematické schema návrhu stroje

Návrh nového listového stroje je schematicky znázorněn na obr.4 na str. 10

3.2. Popis nového typu stroje

Řešení listového stroje se jako celek dá rozčlenit do tří hlavních konstrukčních skupin, které jsou vynačeny na obr.4.

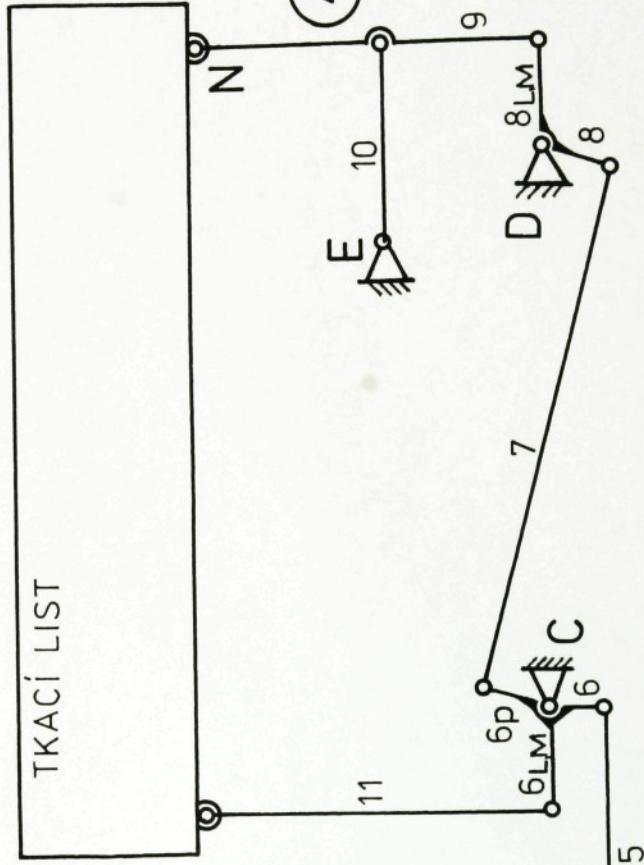
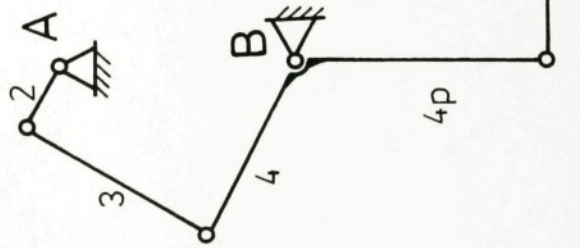
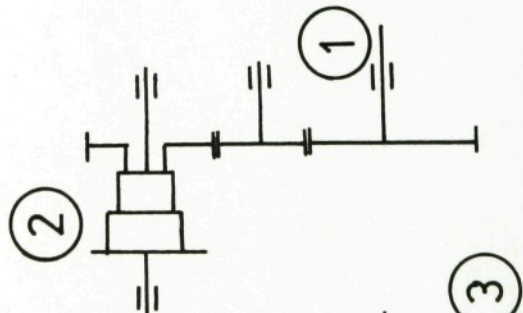
(1) *Náhon listového stroje:* - je realizován centrálním ozubeným kolem s čelním ozubením. Hnací hřídel centrálního kola má stálý (nepřerušovaný) pohon od tkacího stavu.

(2) *Řídicí mechanismus listového stroje:* - je realizován osmi (resp. šestnácti) pružinovými spojkami rozmístěnými po obvodu listového stroje. Spojky jsou řízeny elektromagneticky podle programu tkaného vzoru. Na výstupu spojky je přerušovaný pohyb.

(3) *Mechanismus pro realizaci zdvihu listů:* - je realizován osmi (resp. šestnácti) 4-členými klikovahadlovými mechanismy, které jsou rozmístěny po obvodu stroje. Mají přerušovaný pohyb od výstupního hřídele spojky.

(4) *Prošlupní mechanismus:* - je realizován 4-členým mechanismem navrženým jako přímovod, který umožňuje zdvih tkacích listů bez stranového vedení.

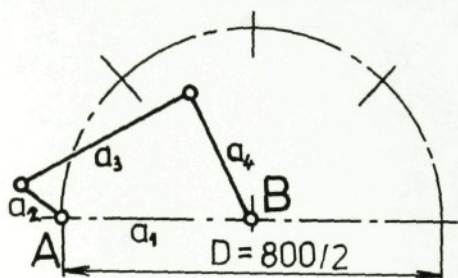
KINEMATICKÉ SCHÉMA NÁVRHU MECHANISMŮ



3.3. Návrh parametrů mechanismů pro realizaci zdvihu tkacích listů

3.3.1. Analýza 4-členého mechanismu listového stroje

Po obvodu listového stroje je umístěno osm 4-člených mechanismů viz. obr.5.



Obrázek 5

Postup při analýze :

zvolené parametry : - průměr rozmístění spojek $D = 800 \text{ mm}$
 - vzdálenost bodů AB $= D/2 = a_1 = 400 \text{ mm}$
 - poloměr kliky $a_2 = 30 \text{ mm}$

určení : a) hodnot transformačního úhlu $\mu_{\min}, \mu_{\max}$,

1) určení $\mu(\alpha)$ - cosinova věta (viz. obr.6)

$$p^2 = a_2^2 + a_1^2 - 2a_2a_1\cos\alpha = a_3^2 + a_4^2 - 2a_3a_4\cos\mu$$

$$\Rightarrow \cos\mu = \frac{a_3^2 + a_4^2 - a_2^2 - a_1^2 + 2a_2a_1\cos\alpha}{2a_3a_4}$$

$$\frac{d\mu}{d\alpha} = \frac{a}{bc} \cdot \frac{\sin\alpha}{\sin\mu} = 0 \Rightarrow \cos\alpha_I = 0,$$

$$\cos\alpha_{II} = 180,$$

$$\alpha_I = 0 : \cos\mu_I = \frac{a_3^2 + a_4^2 - a_1^2 - a_2^2 + 2a_2a_1}{2a_3a_4}$$

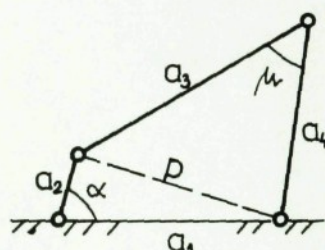
$$\alpha_{II} = 180 : \cos\mu_{II} = \frac{a_3^2 + a_4^2 - a_1^2 - a_2^2 - 2a_2a_1}{2a_3a_4}$$

$$\cos\mu_I \cdot \cos\mu_{II} \Rightarrow \mu_I = \mu_{\min}, \mu_{II} = \mu_{\max}$$

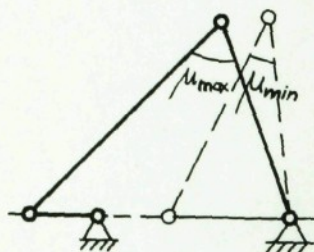
(viz. obr.7)

b) určení parametrů těhlice a_3 a vahadla a_4 :

podmínka : střední hodnota úhlu μ se musí blížit $\frac{\pi}{2}$:



Obrázek 6



Obrázek 7

$$\mu_{st} \rightarrow \mu_{opt} = \frac{\pi}{2}, \mu_{dov} \leq \mu \leq 180 - \mu_{dov}$$

$$\frac{2a_2 + \sqrt{a_3^2 + a_4^2 - a_1^2 - a_2^2}}{2a_3a_4} \leq \cos\mu_{dov}$$

Syntéza byla provedena pomocí PC použitím metody *minimalizace penalizace*. Vypočtené hodnoty :

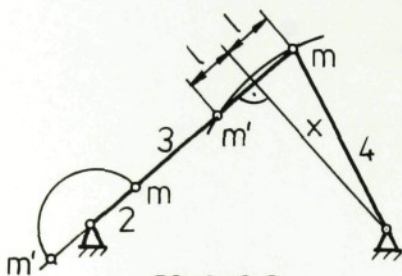
délka vahadla $a_4 = 135 \text{ mm}$
 přibližná délka těhlice $a_3 = 150 \text{ mm}$

přesná délka těhlice (viz. obr.8) :

$$a_3^2 = a_1^2 - x^2$$

$$x^2 = a_4^2 - l^2 \Rightarrow a_3 = 150,6 \text{ mm}$$

$$\text{dále } a_4 = l_4; a_3 = l_3$$

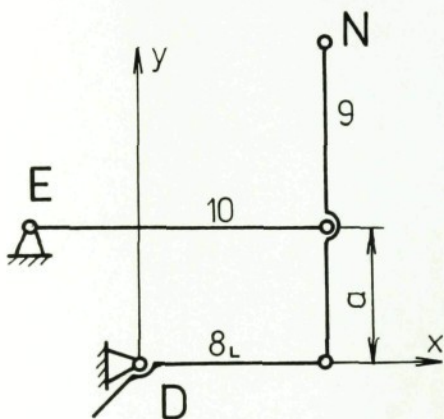


Obrázek 8

3.3.2. Analýza proslupního mechanismu

Tento 4-členný mechanismus je navržen jako přímovod. Takovéto řešení ,

umožní realizovat zdvih tkacích listů bez bočního vedení (viz. obr.9).



Obrázek 9

Návrh rozměrů mechanismu :

- rozměry l_{8L}, l_9 jsou dány a závisí na rozměrech rámu stavu
- hledáme vhodné umístění bodu E (x_E, y_E, a) , tak aby se bod N pohyboval po přímce .Optimalizace rozměrů byla provedena na PC.Na PC byly stanoveny *citlivostní funkce* - viz. příloha 1

Citlivostní funkce určuje vliv změny rozměrů mechanismu (tzn. výrobních odchylek) na polohu bodu N. Z výsledků vyplývá ,že největší přesnost při výrobě je nutné dodržet u rozměrů a, y_E .

3.3.3. Stanovení délek členů mechanismů

Rozměry zjištěné z výkresové dokumentace stavu :

$l_9, l_{8_{M,L}}, l_7, l_{6_{M,L}}, l_{6_P}$

Rozměry navržené v kapitole 3.3.1. jsou : l_{2_P}, l_3, l_4

Rozměry l_6, l_{4_P} - stanoveny tak, aby zdvih listů byl 180 mm.

Pozn. - ramena l_{6_L}, l_{6_M} a l_{8_L}, l_{8_M} se kryjí .

Jsou shodné co do sil , které na ně působí . Odlišují se tuhostmi a rozměry.

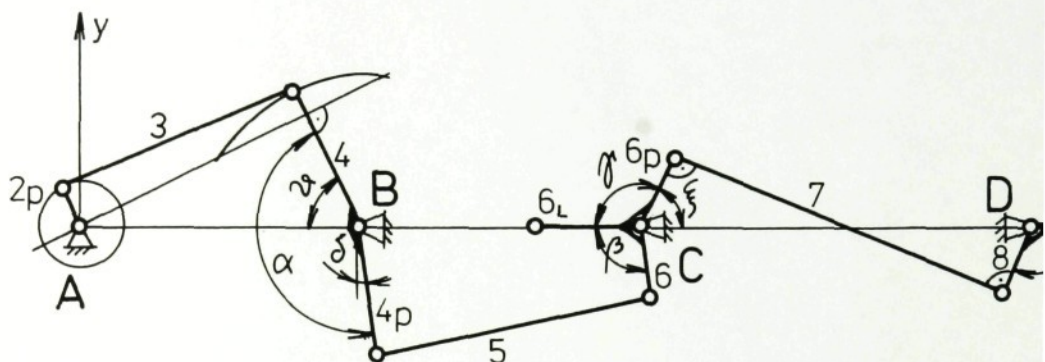
TABULKA ROZMĚRŮ MECHNISMŮ

ROZMĚR	HODNOTA (mm)	ROZMĚR	HODNOTA (mm)
l_{2_P}	30	l_{6_M}	236
l_3	150,6	l_7	605,4
l_4	135	l_8	125
l_{4_P}	250	l_{8_L}	284
l_5	800	l_{8_M}	236
l_6	175	$x_A - x_B$	200
l_{6_P}	125	$x_C - x_B$	803,5
l_{6_L}	284	$x_D - x_B$	655

Tabulka 1

3.3.4. Stanovení úhlů natočení ramen mechanismů

KINEMATICKÉ SCHEMA - (mechanismus ve střední poloze)



Obrázek 10

pro α platí: $\alpha = \vartheta + \frac{\pi}{2} + \delta$

$\vartheta = \arcsin \frac{l_3}{x_B}$

pro β platí: $\beta = \frac{\pi}{2} + \delta$

$\delta = \arctan \frac{l_{4P} - l_6}{l_5}$

pro γ platí: $\gamma = \pi - \xi$

$\xi = \arccos \frac{2l_{6P}}{x_D - x_B}$

HODNOTY:

$\alpha = 2,5168 \text{ rad}$

$\beta = 1,6643 \text{ rad}$

$\gamma = 1,9624 \text{ rad}$

3.3.5. Stanovení tuhostí členů mechanismů

Základní vzorec tuhosti: $C_i = \frac{3EJ_i}{l_i}$; E - modul pružnosti materiálu

l - délka členu

$J_i = \frac{1}{12} a_i b_i^3$; a, b - rozměry průřezu páky mech.

Skutečná tuhost: - sériově řazené tuhosti základní C_i

Hodnota tuhosti C_2 : - byla odhadnuta s ohledem na konstrukci pružinové

spojky

Hodnota tuhosti C_4 :
$$C_4 = \frac{3.E.J_4.J_{4P}}{l_4.J_{4P}+l_{4P}.J_4}$$

Analogicky jsou spočítány ostatní tuhosti zbývajících členů (viz.Tab.2).

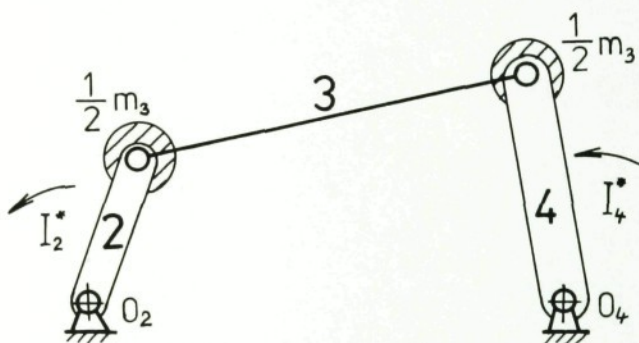
TABULKA TUHOSTÍ MECHANISMU

TUHOST	HODNOTA (N . m ⁻¹)
C_2	$1,0000 \cdot 10^4$
C_4	$8,1804 \cdot 10^4$
C_6	$4,9471 \cdot 10^4$
C_{6L}	$2,6628 \cdot 10^4$
C_{6M}	$2,9543 \cdot 10^4$
C_{8L}	$5,7862 \cdot 10^4$
C_{8M}	$6,5237 \cdot 10^4$

Tabulka 2

3.3.6. Stanovení momentů setrvačnosti členů mechanismu

Výpočet pomocí modelu 4-členného kloubového mechanismu viz.obr.11 .



Obrázek 11

m_3 - je redukována na člen 2 a 4.

$I_2^*, I_4^*, I_6^*, I_8^*$ - jsou vlastní momenty setrvačnosti určené metodou kyvu.

platí : $I_2 = I_2^* + I_{R2}$; $I_{R2} = 1/2 \cdot m_3 \cdot l_2^2$

$I_4 = I_4^* + I_{R4}$; $I_{R4} = 1/2 \cdot m_3 \cdot l_4^2$

TABULKA MOMENTŮ SETRVAČNOSTI MECHANISMU

MOMENT	HODNOTA (kg.m ⁻²)
I_{2P}	0,4932 .10 ⁻²
I_4	2,56731 .10 ⁻²
I_{4P}	9,84397 .10 ⁻²
I_6	5,18324 .10 ⁻²
I_{6P}	13,51894 .10 ⁻²
I_{6L}	12,31043 .10 ⁻²
I_{6M}	11,92073 .10 ⁻²
I_8	13,58494 .10 ⁻²
I_{8L}	13,98955 .10 ⁻²
I_{8M}	13,10432 .10 ⁻²

Tabulka 3

3.3.7.Stanovení konstant tlumení členů mechanismů

Výpočet a výsledky - viz. tab.4.

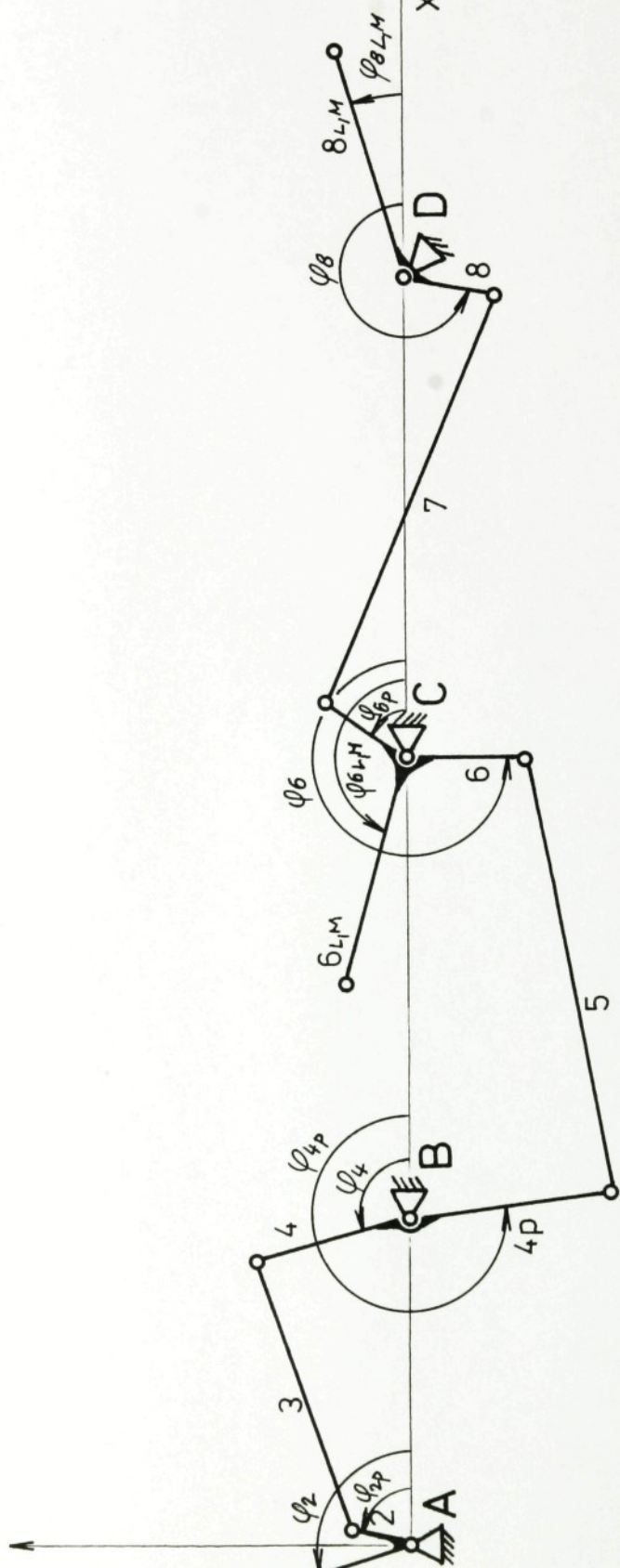
TABULKA KONSTANT TLUMENÍ MECHANISMU

KONST	VÝPOČET	HODNOTA (N.s.m ⁻¹)
K_2	$\sqrt{C_2 \cdot (I_{2P} + I_4)} \cdot \frac{\ln 2}{\pi}$	3,86
K_4	$\sqrt{C_4 \cdot (I_{4P} + I_6)} \cdot \frac{\ln 2}{\pi}$	24,42
K_6	$\sqrt{C_6 + (I_{6P} + I_6)} \cdot \frac{\ln 2}{\pi}$	25,55
K_{6L}	$\sqrt{C_{6L} \cdot I_{6L}} \cdot \frac{\ln 2}{\pi}$	12,63
K_{6M}	$\sqrt{C_{6M} \cdot I_{6M}} \cdot \frac{\ln 2}{\pi}$	13,31
K_{8L}	$\sqrt{C_{8L} \cdot I_{8L}} \cdot \frac{\ln 2}{\pi}$	19,85
K_{8M}	$\sqrt{C_{8M} \cdot I_{8M}} \cdot \frac{\ln 2}{\pi}$	21,08

Tabulka 4

3.4. Matematický model

- 1) hmotnosti členů jsou nahrazeny hmotnými body na nehmotných ramenech
- 2) hmotnosti členů 3,5,7 jsou redukovány na členy 2p,4,4p a 6 - viz. obr. 12 .



Obrázek 12

2.4.1. Sestavení pohybových rovnic

Matematický popis modelu je proveden pomocí Lagrangeovy rovnice druhého druhu.

$$\frac{d}{dt} \left| \frac{\partial K}{\partial \dot{q}} \right| - \frac{\partial K}{\partial q} = -\frac{\partial U}{\partial q} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}} \quad / 1 /$$

Vyjádření kinetické energie, potenciální energie a disipativní funkce:

$$K = \frac{1}{2} \cdot I_{2P} \cdot \dot{\varphi}_{2P}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_4 \cdot \dot{\varphi}_4^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{4P} \cdot \dot{\varphi}_{4P}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_6 \cdot \dot{\varphi}_6^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{6P} \cdot \dot{\varphi}_{6P}^2 + \\ + \frac{1}{2} \cdot I_{6L} \cdot \dot{\varphi}_{6L}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{6M} \cdot \dot{\varphi}_{6M}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_8 \cdot \dot{\varphi}_8^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{8L} \cdot \dot{\varphi}_{8L}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_{8M} \cdot \dot{\varphi}_{8M}^2$$

$$U = \frac{1}{2} \cdot C_2 [\varphi_{2P} - \varphi_2]^2 + \frac{1}{2} \cdot C_4 [\varphi_{4P} - \varphi_4]^2 + \frac{1}{2} \cdot C_6 [\varphi_{6L} - \varphi_6]^2 + \\ + \frac{1}{2} \cdot C_{6M} [\varphi_{6M} - \varphi_6]^2 + \frac{1}{2} \cdot C_{8L} [\varphi_{8L} - \varphi_8]^2 + \frac{1}{2} \cdot C_{8M} [\varphi_{8M} - \varphi_8]^2 + \\ + \int M_6 \cdot d\varphi_{6L} + \int M_8 \cdot d\varphi_{8L} \quad / 2 /$$

$$R = \frac{1}{2} \cdot K_2 [\dot{\varphi}_{2P} - \dot{\varphi}_2]^2 + \frac{1}{2} \cdot K_4 [\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4]^2 + \frac{1}{2} \cdot K_{6L} [\dot{\varphi}_{6L} - \dot{\varphi}_6]^2 + \\ + \frac{1}{2} \cdot K_{6M} [\dot{\varphi}_{6M} - \dot{\varphi}_6]^2 + \frac{1}{2} \cdot K_{8L} [\dot{\varphi}_{8L} - \dot{\varphi}_8]^2 + \frac{1}{2} \cdot K_{8M} [\dot{\varphi}_{8M} - \dot{\varphi}_8]^2$$

Po dosazení vztahů /2/ do rovnice /1/ dostaneme pohybové rovnice soustavy :

$$a) \ddot{\varphi}_{2P} \cdot [I_{2P} + I_4 \cdot \mu_{24}^2] = -I_4 \cdot \mu_{24} \cdot \nu_{24} \cdot \dot{\varphi}_{2P}^2 - C_2 \cdot [\varphi_{2P} - \varphi_2] + \\ + C_4 \cdot \mu_{24} \cdot [\varphi_{4P} - \varphi_4] - K_2 \cdot [\dot{\varphi}_{2P} - \dot{\varphi}_2] + K_4 \cdot \mu_{24} \cdot [\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4]$$

$$b) \ddot{\varphi}_{4P} \cdot [I_{4P} + I_6 \cdot \mu_{46}^2] = -I_6 \cdot \mu_{46} \cdot \nu_{46} \cdot \dot{\varphi}_{4P}^2 - C_4 \cdot [\varphi_{4P} - \varphi_4] + \\ + C_6 \cdot \mu_{46} \cdot [\varphi_{6P} - \varphi_6] + C_{6L} \cdot \mu_{46} \cdot [\varphi_{6L} - \varphi_6] + \\ + C_{6M} \cdot \mu_{46} \cdot [\varphi_{6M} - \varphi_6] - K_4 \cdot [\dot{\varphi}_{4P} - \dot{\varphi}_4] + \\ + K_6 \cdot \mu_{46} \cdot [\dot{\varphi}_{6P} - \dot{\varphi}_6] + K_{6L} \cdot \mu_{46} \cdot [\dot{\varphi}_{6L} - \dot{\varphi}_6] + K_{6M} \cdot \mu_{46} \cdot [\dot{\varphi}_{6M} - \dot{\varphi}_6]$$

$$\begin{aligned} \text{c) } \ddot{\varphi}_{6P} \cdot [I_{6P} + I_8 \cdot \mu_{68}^2] &= -I_8 \cdot \mu_{68} \cdot v_{68} \cdot \dot{\varphi}_{6P}^2 - C_6 \cdot [\varphi_{6P} - \varphi_6] + \\ &+ C_{8L} \cdot \mu_{68} \cdot [\varphi_{8L} - \varphi_8] + C_{8M} \cdot \mu_{68} \cdot [\varphi_{8M} - \varphi_8] - K_6 \cdot [\dot{\varphi}_{6P} - \dot{\varphi}_6] + \\ &+ K_{8L} \cdot \mu_{68} \cdot [\dot{\varphi}_{8L} - \dot{\varphi}_8] + K_{8M} \cdot \mu_{68} [\dot{\varphi}_{8M} - \dot{\varphi}_8] \end{aligned}$$

$$\text{d) } \ddot{\varphi}_{6L} \cdot I_{6L} = -C_{6L} \cdot [\varphi_{6L} - \varphi_6] - K_{6L} \cdot [\dot{\varphi}_{6L} - \dot{\varphi}_6] - M_6$$

$$\text{e) } \ddot{\varphi}_{6M} \cdot I_{6M} = -C_{6M} \cdot [\varphi_{6M} - \varphi_6] - K_{6M} \cdot [\dot{\varphi}_{6M} - \dot{\varphi}_6] - M_6$$

$$\text{f) } \ddot{\varphi}_{8L} \cdot I_{8L} = -C_{8L} \cdot [\varphi_{8M} - \varphi_8] - K_{8L} \cdot [\dot{\varphi}_{8L} - \dot{\varphi}_8] - M_8 \quad / 3 /$$

$$\text{g) } \ddot{\varphi}_{8M} \cdot I_{8M} = -C_{8M} \cdot [\varphi_{8M} - \varphi_8] - K_{8M} \cdot [\dot{\varphi}_{8M} - \dot{\varphi}_8] - M_8$$

Vazba mezi členy 2_P - 4, 4_P - 6, 6_P - 8 je dána převodovými funkcemi pro 4-členný mechanismus.

$$\varphi_4 = f_{24}(\varphi_{2P})$$

$$\dot{\varphi}_4 = \mu_{24} \cdot \dot{\varphi}_{2P}$$

$$\ddot{\varphi}_4 = v_{24} \cdot \dot{\varphi}_{2P}^2 + \mu_{24} \cdot \ddot{\varphi}_{2P}$$

$$\varphi_6 = f_{46}(\varphi_{4P})$$

$$\dot{\varphi}_6 = \mu_{46} \cdot \dot{\varphi}_{4P}$$

/ 4 /

$$\ddot{\varphi}_6 = v_{46} \cdot \dot{\varphi}_{4P}^2 + \mu_{46} \cdot \ddot{\varphi}_{4P}$$

$$\varphi_8 = f_{68}(\varphi_{6P})$$

$$\dot{\varphi}_8 = \mu_{68} \cdot \dot{\varphi}_{6P}$$

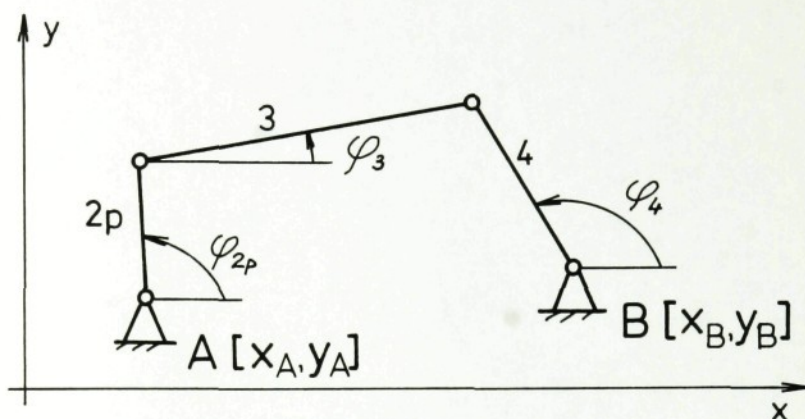
$$\ddot{\varphi}_8 = v_{68} \cdot \dot{\varphi}_{6P}^2 + \mu_{68} \cdot \ddot{\varphi}_{6P}$$

Pro řešení rovnic je nutno znát funkce: $\mu_{24}, \mu_{46}, \mu_{68}, v_{24}, v_{46}, v_{68}$

Podle obrázku 12a lze napsat :

$$l_3 \cdot \cos \varphi_3 - l_4 \cdot \cos \varphi_4 = x_B - x_A - l_{2P} \cdot \cos \varphi_{2P}$$

$$l_3 \cdot \sin \varphi_3 - l_4 \cdot \sin \varphi_4 = y_B - y_A - l_{2P} \cdot \sin \varphi_{2P} \quad / 5 /$$



Obrázek 12a

Pro úhel φ_4 platí :

$$\sin \varphi_4 = \frac{G_1 \cdot D_y \pm \sqrt{D^2 - G_1^2} \cdot D_x}{D^2} \quad \cos \varphi_4 = \frac{G_1 \cdot D_x \pm \sqrt{D^2 - G_1^2} \cdot D_y}{D^2} \quad / 6 /$$

kde

$$D_x = x_A - x_B + l_{2p} \cdot \cos \varphi_{2p} \quad D_y = y_A - y_B + l_{2p} \cdot \sin \varphi_{2p}$$

$$D^2 = D_x^2 + D_y^2 \quad G_1 = \frac{l_4^2 + D^2 - l_3^2}{2 \cdot l_4} \quad / 7 /$$

Pro úhel φ_3 platí :

$$\sin \varphi_3 = \frac{G_2 \cdot D_y \pm \sqrt{D^2 - G_2^2} \cdot D_x}{D^2} \quad \cos \varphi_3 = \frac{G_2 \cdot D_x \pm \sqrt{D^2 - G_2^2} \cdot D_y}{D^2} \quad / 8 /$$

kde

$$G_2 = \frac{l_4^2 - l_3^2 - D^2}{2 \cdot l_3} \quad / 9 /$$

Ze vztahu / 6 / lze napsat funkci f_{24} , což je převod mezi členy 2p a 4 .

$$f_{24} = \varphi_4 = \arcsin \frac{G_1 \cdot D_y \pm \sqrt{D^2 - G_1^2} \cdot D_x}{D^2} \quad / 10 /$$

Časovou derivací rovnic / 5 / získáme výrazy pro určení úhlových rychlostí členů 3 a 4 .

$$\begin{aligned} +l_3 \cdot \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 - l_4 \cdot \dot{\varphi}_4 \cdot \cos \varphi_4 &= -V_y \\ -l_3 \cdot \dot{\varphi}_3 \cdot \sin \varphi_3 + l_4 \cdot \dot{\varphi}_4 \cdot \sin \varphi_4 &= -V_x \end{aligned} \quad / 11 /$$

kde

$$V_x = -l_{2p} \cdot \dot{\varphi}_{2p} \cdot \sin \varphi_{2p}$$

$$V_y = l_{2P} \cdot \dot{\varphi}_{2P} \cdot \cos \varphi_{2P}$$

/ 12 /

Řešením rovnic / 11 / dostaneme :

$$\dot{\varphi}_3 = \frac{1}{G_V} \cdot (V_x \cdot l_4 \cdot \cos \varphi_4 + V_y \cdot l_4 \cdot \sin \varphi_4)$$

/ 13 /

$$\dot{\varphi}_4 = \frac{1}{G_V} \cdot (V_y \cdot l_3 \cdot \sin \varphi_3 + V_x \cdot l_3 \cdot \cos \varphi_3)$$

$$\text{kde } G_V = l_3 \cdot l_4 \cdot (\sin \varphi_3 \cdot \cos \varphi_4 - \cos \varphi_3 \cdot \sin \varphi_4)$$

/ 14 /

Pro $\dot{\varphi}_{2P} = 1$ lze ze vztahů / 13 / přímo určit převodovou funkci μ_{24} .

Pro $\dot{\varphi}_{2P} = 1$ platí $\dot{\varphi}_4 = \mu_{24}$

$$\mu_{24} = \frac{l_{2P} \cdot l_3}{G_V} \cdot (\cos \varphi_{2P} \cdot \sin \varphi_3 - \sin \varphi_{2P} \cdot \cos \varphi_3)$$

/ 15 /

Další časovou derivací rovnic / 11 / za předpokladu $\varphi_{2P} = \text{konst.}$ dostaneme

po úpravě vztahy pro úhlová zrychlení členů 3 a 4 .

$$\ddot{\varphi}_3 = -\frac{1}{G_V} \cdot (A_x \cdot l_4 \cdot \cos \varphi_4 + A_y \cdot l_4 \cdot \sin \varphi_4)$$

$$\ddot{\varphi}_4 = -\frac{1}{G_V} \cdot (A_y \cdot l_3 \cdot \sin \varphi_3 + A_x \cdot l_3 \cdot \cos \varphi_3)$$

/ 16 /

$$\text{kde } A_x = l_{2P} \cdot \dot{\varphi}_{2P}^2 \cdot \cos \varphi_{2P} + l_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \sin \varphi_3 - l_4 \cdot \dot{\varphi}_4^2 \cdot \cos \varphi_4$$

$$A_y = l_{2P} \cdot \dot{\varphi}_{2P}^2 \cdot \sin \varphi_{2P} + l_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 \cdot \sin \varphi_3 - l_4 \cdot \dot{\varphi}_4^2 \cdot \sin \varphi_4$$

/ 17 /

Za předpokladu $\dot{\varphi}_{2P} = 1$ je možno určit z rovnic / 16 / přímo převodovou funkci v_{24} .

Pro $\dot{\varphi}_{2P} = 1$ platí $\ddot{\varphi}_4 = v_{24}$

$$v_{24} = \frac{1}{G_V} \cdot (l_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2 - l_3 \cdot l_4 \cdot \dot{\varphi}_4^2 \cdot \sin \varphi_4 \cdot \sin \varphi_3 - l_3 \cdot l_4 \cdot \dot{\varphi}_4^2 \cdot \cos \varphi_4 \cdot \cos \varphi_3)$$

Řešení převodových funkcí pro mechanismy 4_p - 5 - 6 a 6_p - 7 - 8 provedeme naprosto stejně. Členům 2_p, 3, 4, analogicky odpovídají členy 4_p, 5, 6 a 6_p, 7, 8.

3.4.2. Výpočet pohybových rovnic

Řešení soustavy diferenciálních rovnic bylo provedeno na PC pomocí metody *RUNGE - KUTTA*.

Vstupní parametry : l, C, I, K, vůle v čepech

Výsledky : závislosti s(t), v(t), a(t), M(t).

3.4.3. Vyhodnocení dynamické analýzy

Počáteční podmínky výpočtu :

- 1) počáteční úhly ramen mechanismu viz .kap. 3.2.4 .
- 2) počáteční rychlost hnacího členu

Parametry diferenciálních rovnic :

- 1) I_1 rozměry mechanismu viz. kap.3.2.3.
- 2) C_1 tuhosti členu mechanismu viz. kap. 3.3.5.
- 3) I_1 momenty setrvačnosti mechanismu viz. kap.3.3.6.
- 4) K_1 konstanty tlumení mechanismu viz.kap.3.3.7.
- 5) Zadané vůle v čepch mechanismu viz. tab.5

Člen	vůle v čepu (rad)		vůle v čepu (mm)	
	MALÁ	VELKÁ	MALÁ	VELKÁ
2	0,003	0,01	0,09	0,3
4	0,0005	0,0015	0,125	0,375
6	0,001	0,003	0,125	0,375

Tabulka 5

Příklad zadání parametrů pro PC viz. - příloha 2

Výsledky :

Výsledkem analýzy jsou průběhy kinematických veličin (s, v, a, M) na jednotlivých členech viz. přílohy 2 - 8 .Ke snadnějšímu vyhodnocení výsledků jsme přistoupili k porovnávání pouze hodnot zrychlení a momentu .

1) Průběh rychlosti hnacího členu - konstantrní (bez náběhu)

Vůle v uložení čepu : -způsobuje u všech členů mechanismu odchylky mezi skutečným a teoretickým průběhem vypočtených hodnot.

Velká vůle v čepch členů 2,4,6: (viz. příloha 3) - značný nárůst hodnot zrychlení na členech $8_{L,M}$ a $6_{L,M}$.Dochází k nárůstu krouticích momentů na všech členech.

Malá vůle v čepch členů 2,4,6 : (viz. příloha 4) - u členů na začátku (2_p) i na konci řetězce ($8_L, 6_L$) byly zjištěny podstatně menší skutečné hodnoty zrychlení a momentu.

Hodnocení: Velmi důležité je dodržet minimální vůle (0,09 mm) v uložení

Změna tuhosti řetězce : *(viz příloha 5)*

a) na začátku řetězce (člen 2_p) zvýšení tuhosti + 50% : - zvýšení frekvence kmitání na členu 2_p , ale snížení amplitudy kmitání zrychlení od teoretický hodnot .

- snížení amplitudy skutečného zrychlení na koncových členech $8_L, (6_L)$.

b) na začátku řetězce (člen 2_p) snížení tuhosti - 50 % : - snížení frekvence kmitání skutečných hodnot zrychlení , zvýšení hodnot zrychlení tzn. zvýšení velikosti amplitudy kmitání okolo teoretických hodnot.

- na konci řetězce dochází ke zvýšení všech vypočtených hodnot.

c) na konci řetězce (člen 8_L) zvýšení tuhosti + 50 % : *(viz. příloha 5)*

- zjištění menších hodnot zrychlení na členech 8_L a také na začátku řetězce .

d) na konci řetězce (člen 8_L) snížení tuhosti - 50 % : - nejmenší zjištěné hodnoty zrychlení, malá frekvence kmitání skutečných hodnot zrychlení .

- největší úbytek zrychlení na členu 2_p .

Hodnocení : Zvyšování tuhosti na hnacím členu vede k lepším výsledkům, než zvyšování tuhosti na konci řetězce.

Změna rychlosti členu 2_p : *(viz. příloha 7)*

a) zvýšení rychlosti + 50 % : - se zvyšující se obvodovou rychlostí hnacího člena dochází ke zvýšení všech vypočtených hodnot.

b) snížení rychlosti - 50 % : - značné snížení vypočtených hodnot na všech členech mechanismu.

Hodnocení : Zvýšení otáček o 50% vede k minimálně dvojnásobnému dynamickému namáhání stroje.

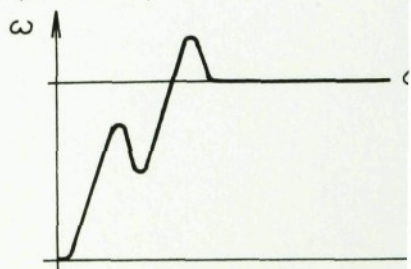
2) Průběh rychlosti hnacího členu : *(viz příloha 8)*

- mění se podle náběhové křivky $\sin + \cos$ (s náběhem)

tzn. v čase $t = 0$

je $\omega_{2p} = 0$

Tento průběh rychlosti hnacího členu nej přesněji modeluje skutečné chování spojky při přenosu zatěžujícího momentu ,

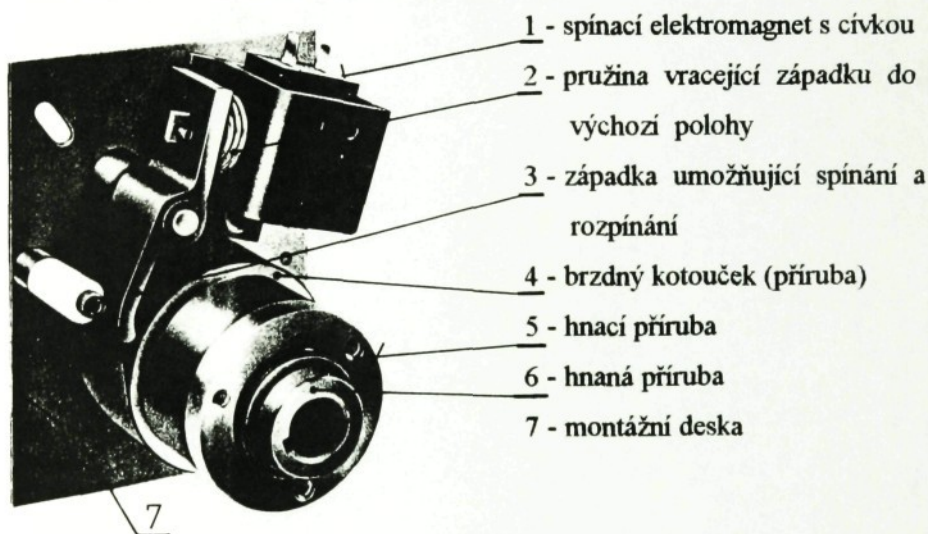


Tyto výsledky vykazují i při dosazení malých vůlí v čepech značný nárůst skutečných hodnot oproti hodnotám bez náběhu .Dá se proto usuzovat ,že stroj bude ve skutečném provozu mnohem více vystaven nepříznivému dynamickému namáhání .

3.5.Návrh pružinové spojky

Firma **WARNER ELECTRIC** - vyrábí pružinové spojky s elektromagnetickým řízením spínání a rozpínání krouťícího momentu. Její velkou předností je možnost krouťící moment přenášet po dobu námi zvoleného časového úseku. Toho využijeme při návrhu nového typu listového stroje.Listy tkacího stavu budou zvedány nebo stahovány pomocí spojky ,která dostává elektrické impulzy podle tkacího programu z řídicího počítače.

3.5.1. Popis pružinové spojky (viz.obr. 13)



Obrázek 13

Princip činnosti : (viz.obr.14)

Spojka pracuje s elementem přenosu výkonu a tím je vinutá pružina 1. Ta po sepnutí je namáhána silou ,která pružinu zkrucuje .Pružina po malé deformaci působí tlakem na přírubu hnaného hřídele a přeneše tak požadovaný moment.

3.5.2. Návrh typu pružinové spojky

Doporučený výpočet výrobcem :

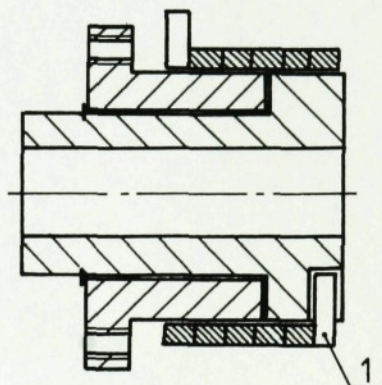
max.dyn. moment $M_d = 50 \cdot J \cdot n$

provozní otáčky stroje..... n (min^{-1})

tlahový setrvačný moment... J ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

celk. moment spojky... $M_c = M_d + M_{ZAT}$

zatěžující moment..... M_{ZAT}



Obrázek 14

celkový brzdňý moment..... $M_B = M_{ZAT} - M_d$

$$\frac{M_B}{M_c} \times 100 \Rightarrow \geq 20 \% - \text{typ CB} \quad (\text{s brzdňou pružinou})$$
$$\leq 20 \% - \text{typ SP - S}$$

Kontrolní výpočet : - minimální požadované provozní zatížení pro bezproblémové spínání (pro spojku CB).

$$J_a = \frac{t \cdot (M_c + M_L) \cdot 10}{n} - (J_c + J_{ab}) \leq 0$$

J_a skuteč.tláhový setr.moment

t brzdňý čas

n min. provozní otáčky

M_c provozní moment dle typu

M_L zatěžující točivý moment

J_c tláh. setr.moment dle typu

J_{ab} tláh.setr.moment záv. na provozu

Výběr typu spojky : - podle výpočtu výrobce doporučuji použít spojku CB s brzdňou pružinou.

- řešení silových poměrů viz. příloha 9

Přesné označení typu : CB - 6 ,CW -pravotočivá , 2 zarážky, 24V GS,
20 mm - průměr hnané hřídele, s kitem

3.5.3. Technická data navržené spojky CB - 6, CW

Max.přenášený krouticí moment	(N m)	60
Max.volnoběžný moment	(N m)	0,3
Max.kr.moment zamezující rozběhu	(N m)	34
Max.kr.moment zpětný brzdný	(N m)	34
Vlastní tíhový setrvačný moment	(kg m ²)	4,73 .10 ⁻⁴
Hmotnost	(kg)	2,47
Max.radial.zatížení ložiska za max. otáček	(N)	280
Max. hnací otáčky	(min ⁻¹)	500
Max.doba sepnutí	(10 ⁻³ s)	55

Tabulka 5

Data vinutí cívky

Napětí	Odpor (Ω)	Indukčnost (mH)
12V =	11	75
24V =	41	90
220 V / 50 Hz	166	700

Tabulka 6

3.5.4. Testování navrhnuté spojky

Typ testované spojky : CB - 6 , CW

Testování nám zjistí skutečné reakce spojky při rozběhu a zastavení .

Na vstupu spojky (hnací příruba) : - úhlová rychlost konst. $\omega = 50 \text{ rad.s}^{-1}$

Na výstupu spojky (hnáný hřídel) : - Ocelové kotouče

Ocelové kotouče: $d = 200 \text{ mm}$, $s = 5 \text{ mm}$, $I = 0,61 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

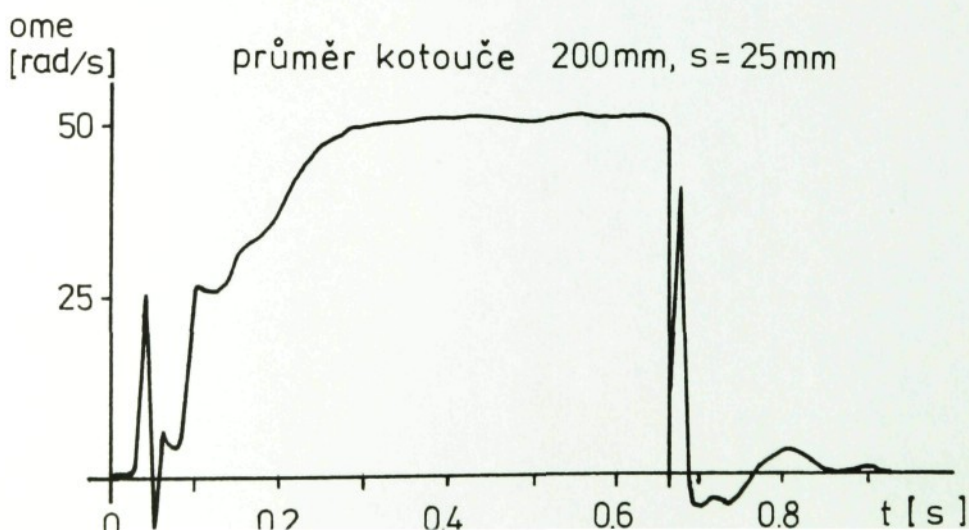
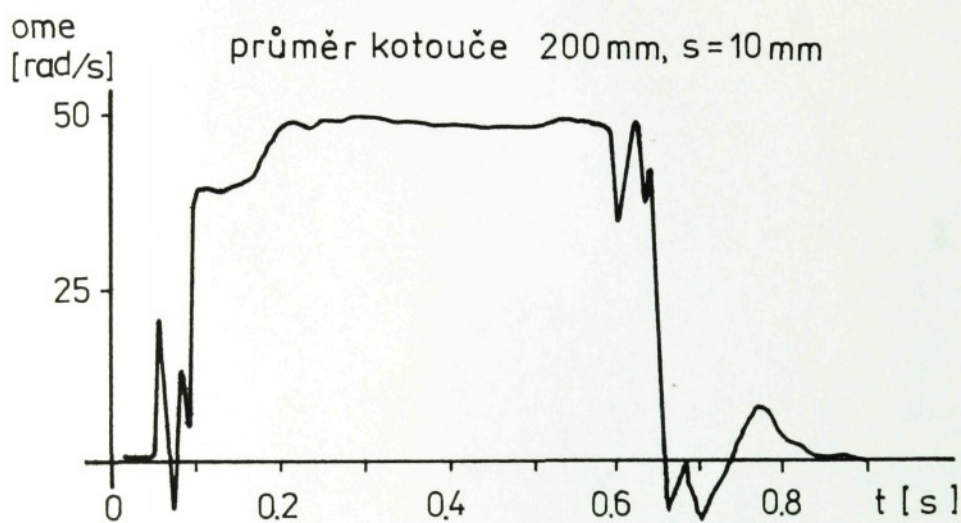
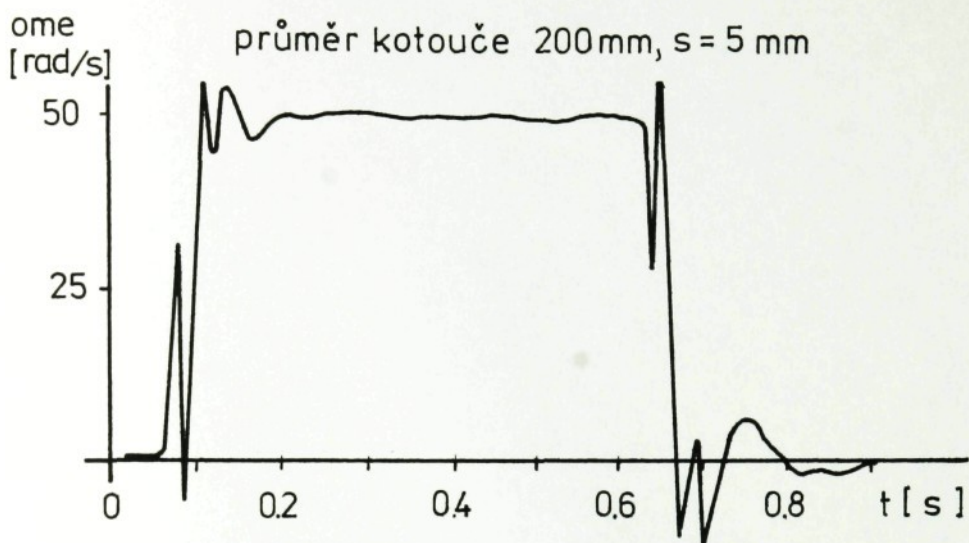
$d = 200 \text{ mm}$, $s = 10 \text{ mm}$, $I = 1,23 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

$d = 200 \text{ mm}$, $s = 25 \text{ mm}$, $I = 3,06 \cdot 10^{-2} \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$

v čase $t = 0$: sepnutí - rozběh

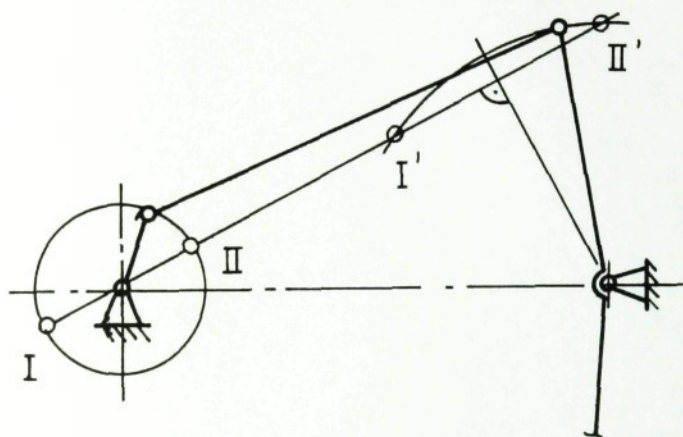
v čase $t = 0,6 \text{ s}$: sepnutí - zastavení

Výsledek : závislost rychlosti na čase $\omega = f(t)$ - viz. obrázek 15 .



Hodnocení : Při rozběhu a zastavení dochází ke značnému kmitání. Stavby rozběhu a zastavení jsou nestabilní a těžko definovatelné .S narůstajícím zatížením frekvence a amplituda kmitání ustupuje. Po celou dobu sepnutí také nedosáhne spojka konstantní rychlosti .

S ohledem na tyto nepříznivé výsledky byl 4-člený klikovahadlový mechanismus navržen tak, aby minimalizoval přenos tohoto kmitání na tkací listy.Rozběh a zastavení se děje v tzv. krajních polohách mechanismu viz.obr.16 .



Obrázek 16

4. Alternativy možného konstrukčného riešenia

4.1. Parametry konstrukčného riešenia

Pri konstrukčnom riešení problému vychádzame :

- a) z rozmerů mechanismů listového stroje - viz kapitola 3.3
- b) z požadovaných minimálních otáček na stroj - 500 ot / min
- c) z navrženého typu pružinové spojky - CB-6, CW

Řešit listový stroj jako : dvojzvižný ,pozitivní s možností použití pro horní i dolní prošlup. Konstrukce stroje pro minimálně 16 listů a musí být schopna spolehlivě pracovat v prašném prostředí tkalcovny.

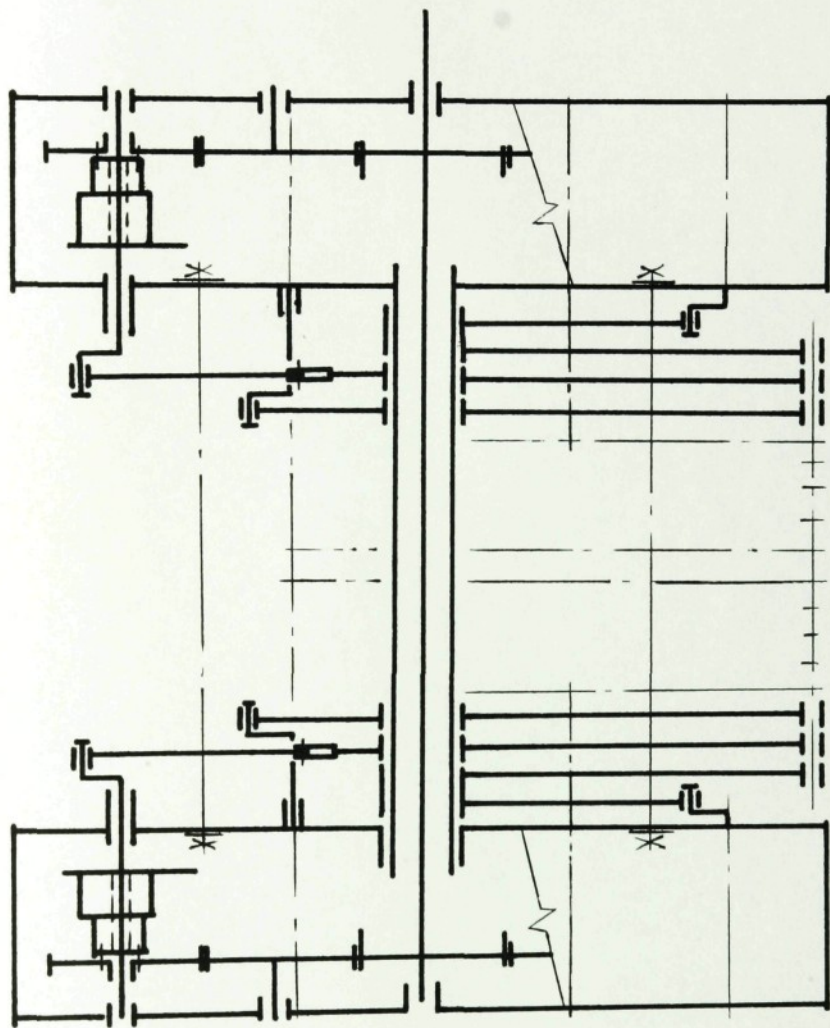
Navržené alternativy konstrukce listového stroje:

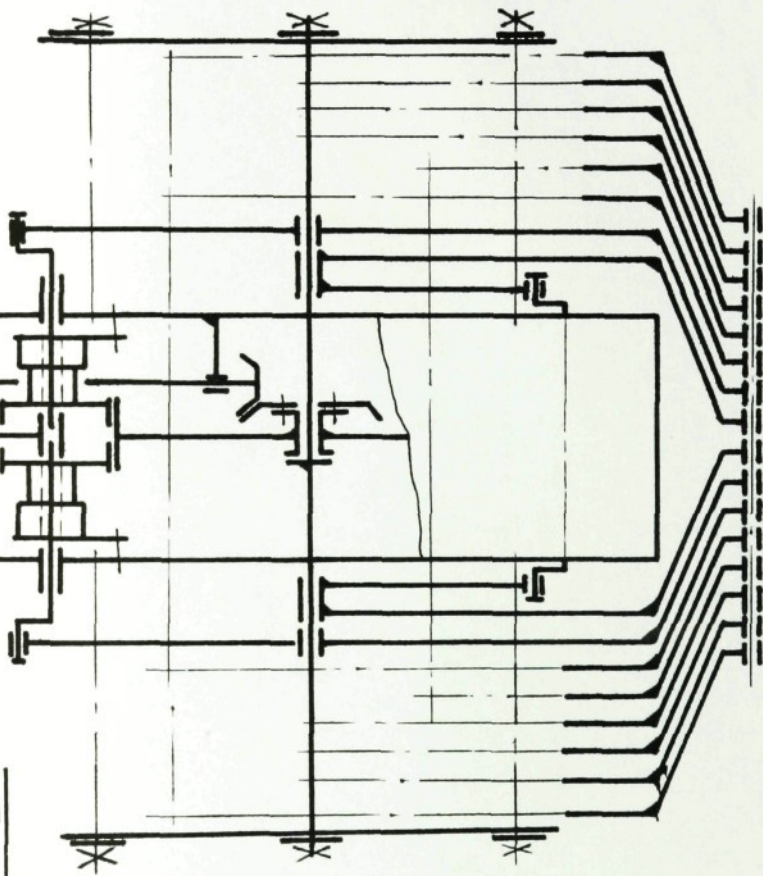
Varianta A : obr. 17 str.30

Varianta B : obr. 18 str.31

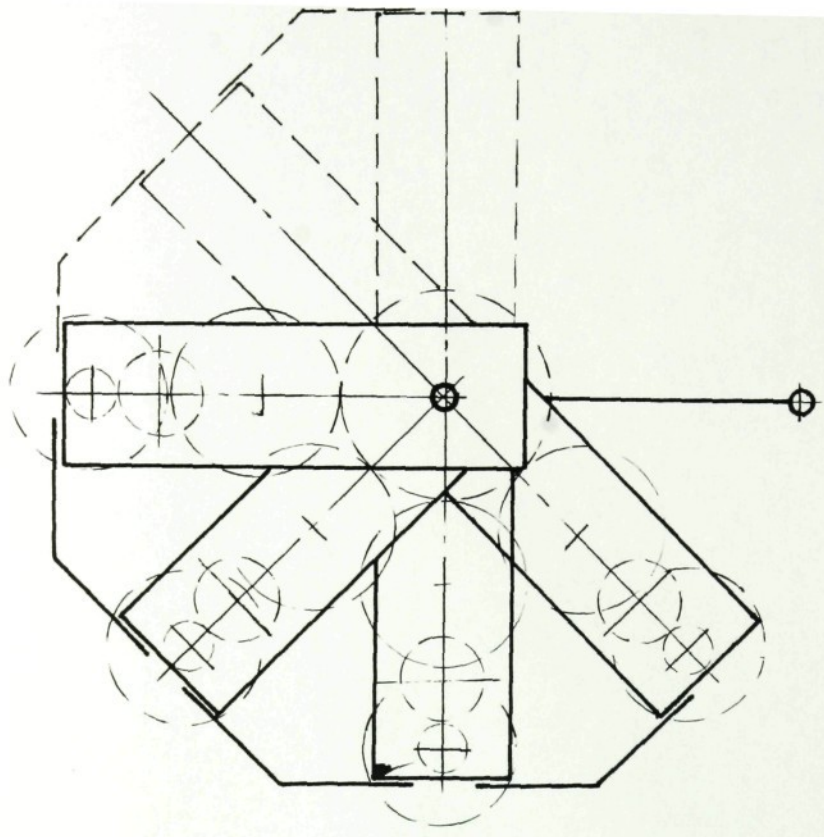
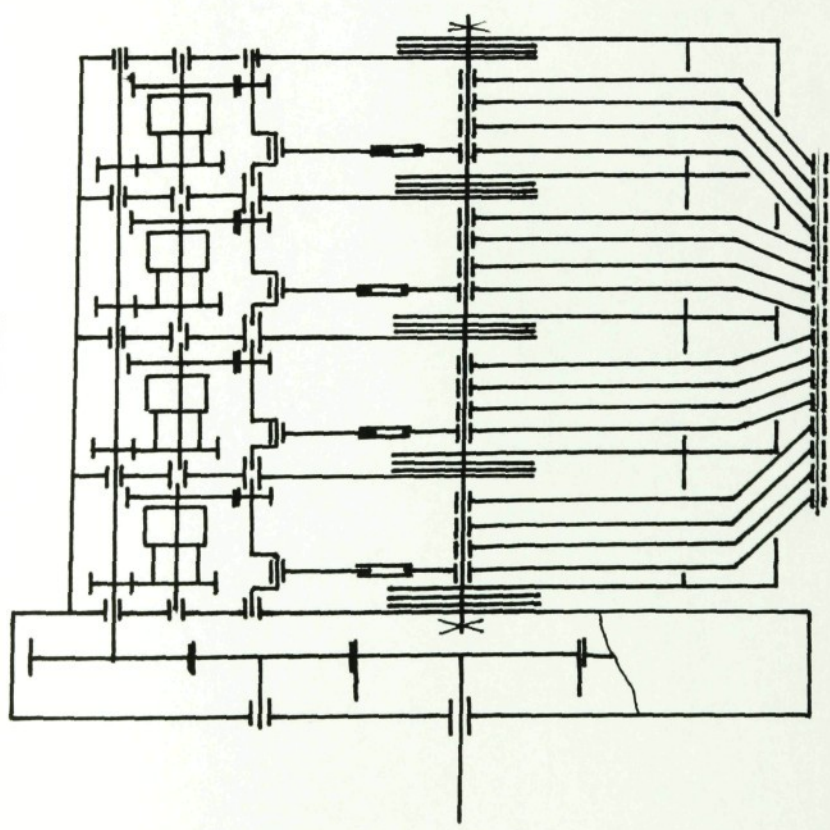
Varianta C : obr. 19 str.32

VARIANTA A



VARIANTE B

VARIANTA C



4.2. Výhody a nevýhody navržených alternativ

Nejdůležitější výhody a nevýhody předložených konstrukčních alternativ:

Varianta A : obr. 17 str.30

výhody:- vhodné rozložení přenášeného výkonu na dvě centralní kola

- páky mechanismů jsou namáhány pouze tahovými silami

nevýhody:- použití pro max . 16 listů

Varianta B : obr. 18 str.31

výhody:- menší rozměry stroje a menší počet použitých konstrukčních dílů

nevýhody:- moment na pákách mechanismu způsobený jejich zalomením

- nevhodné umístění vstupního hnacího hřídele

Varianta C : obr. 19 str.32

výhody:- možnost rozšíření počtu mechanismů pro zvedání listů

nevýhody:- použití velkého počtu dílů a složitost konstrukce

- moment na pákách mechanismů

4.3. Rozhodovací analýza

Umožňuje výběr nejvhodnější alternativy dle užitných vlastností navrhnutého řešení stroje.

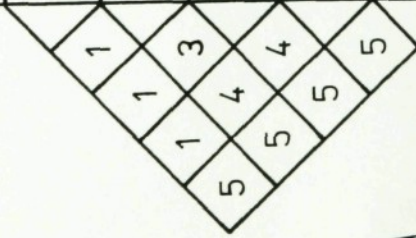
4.3.1. Postup při rozhodovací analýze

- 1) sestavení souboru konstrukčních kritérií užitnosti
- 2) párové porovnání kritérií užitnosti
- 3) matice hodnocení kritérií užitnosti alternativ
- 4) užitnost celková v absolutním vyjádření
- 5) pořadí alternativ dle užitnosti

ROZHODOVACÍ ANALÝZA

HODN. OBJEKT
LISTOVÝ STROJ

PÁROVÉ SROVNÁVÁNÍ KRITÉRIÍ					MATICE UŽITNOSTI ALTERN.									
DÍLČÍ KRITÉRIA					X		A		B		C			
NÁZEV	POŘ. ČÍS.	POČ. VOL.	POŘ. VÝZ.	VÁ - HA	HODNOTA		HODNOTA		HODNOTA		HODNOTA			
					PR. VÁŽ.	VÁŽ.	PR. VÁŽ.	VÁŽ.	PR. VÁŽ.	VÁŽ.	PR. VÁŽ.	VÁŽ.		
↓Počet použitých dílů	1	3	2	4		100	400	50	200	80	320	20	80	
↓Rozměry stroje	2	0	5	1		100	100	60	60	70	70	40	40	
↑Možnost změny poč.lis.	3	1	4	2		100	200	10	20	10	20	90	180	
↓Počet kloubů mech.	4	2	3	3		100	300	50	150	50	150	50	150	
↓Nepříz. namáh. součás.	5	4	1	5		100	500	80	400	10	50	30	150	
CELKEM						max	1500		830		610		680	
UŽITNOST V RELATIVNÍM VYJÁDRĚNÍ									553		406		400	
POŘADÍ ALTERNATIV DLE UŽITNOSTI (maximum)									I		II		III	



↑ OPTIMUM JE MAX.

↓ OPTIMUM JE MIN.

ad 1)

zvolená kritéria : - počet použitých dílů stroje

- rozměry stroje
- možnost změny počtu listů
- počet kloubů mechanismu
- nepříznivé namáhání součástí stroje

ad 2)

Z trojúhelníku párů se stanoví četnost výskytu každého z kritérií. Tím je určena jeho váha .

ad 3)

Optimu každého kritéria je přiřazeno 100 bodů ve stobodové stupnici .Pokud je jednotlivé alternativy nedosáhnou, jsou buď exaktně kvantifikovány nebo technickým odhadem ohodnoceny . Míra splnění kritéria je vyjádřena v % , tj opět ve 100 bodové stupnici.

Vynásobením prostých hodnot váhou příslušného kritéria získáme hodnotu vážené užitelnosti.

Jejich součet přes všechna kritéria vyjadřuje užitnou hodnotu každé alternativy .

Vydělením této hodnoty maximálně dosaženým počtem bodů (fiktivní alternativa splňuje všechna kritéria na 100%) , získáme relativní vyjádření užitelnosti v procentech.

Provedené kroky rozhodovací analýzy jsou přehledně uspořádány

v tabulce 7 na straně 34.

4.3.2. Hodnocení rozhodovací analýzy

Výsledek rozhodovací analýzy :

Vhodnost alternativy pro konstrukční řešení :

A - vhodná alternativa

B - méně vhodná alternativa

C - nejméně vhodná alternativa

Hodnocení :

Pro podrobné vypracování výkresu sestavy listového stroje byla vybrána alternativa A .

Tato alternativa řeší umístění mechanismů tak, aby ložiska mechanismu nebyla nadměrně namáhána . Což bylo rozhodující kritérium, které rozhodlo její vhodnosti. Toto kritérium má největší vliv na spolehlivost a životnost stroje .

4.4. Popis konstrukčního řešení

Uspořádání listového stroje podle alternativy A viz. přiložený výkres :

Název : LISTOVÝ STROJ

Číslo výkresu : TS - DP - 95 - 01

Popis :

Hnací hřídel listového stroje má pohon od tkacího stavu . Tento hřídel se otáčí polovičními otáčkami stavu . Hnací hřídel pohání šestnáct pružinových spojek pomocí centrálních ozubených kol . Ozubená kola mají čelní ozubení . Mezi centrální kolo a ozubené kolo hnací příruby spojky je vložen ozubený pastorek . Pastorek umožnil zvětšit prostor pro umístění spojek a snížit namáhání hnacích hřídele, což zvýší životnost stroje.

Mechanismy jsou umístěny vedle sebe s roztečí 12 mm.

Poznámka : Celý stroj je nutno opatřit těsným plechovým krytem (není v výkresu zakreslen) , aby stroj byl chráněn před prašným prostředím.

Výrobní výkres :

Název : HNACÍ HŘÍDEL

Číslo výkresu : TS -DP - 95 - 02

Tento výkres je přiložen k výkresu sestavy .

5. Závěr

Po pečlivém vyhodnocení všech výsledků je možno učinit tyto závěry :

-zvyšování vůlí v čepch kloubů má negativní vliv na dynamické chování stroje.

Proto doporučuji : pro případnou výrobu členů mechanismu stroje vycházet z výsledků uvedených v kapitole 3.4.3., ve kterých byly zjištěny hodnoty dynamicky nejvhodnějších vůlí v čepu na jednotlivých členech mechanismu. Pro prošlupní mechanismus vycházet z citlivostních funkcí pro jednotlivé rozměry členů mechanismu viz kap. 3.3.2. .Dále doporučuji dodržet velikosti tuhostí členů a to především na začátku řetězce mechanismu.

Snižování hmotnosti na konci řetězce vede překvapivě k lepším výsledkům. Proto bych doporučoval dále se zabývat snižováním hmotnosti tkacích listů, které značně omezuje rychlost při samotném tkaní a tím snižuje výkon celého stavu. Je nutné si přiznat ,že spolehlivá funkce navržené pružinové spojky je pro bezporuchový provoz celého listového stroje velice důležitá. Její nestabilita při přenášení krouticího momentu negativně ovlivní chod stroje.

Proto je nutné vypočtené výsledky dále podložit praktickým měřením na funkčním prototypu stroje , které by mělo ověřit správnost výsledků této diplomové práce.

Literatura :

1. Mrázek J. a kol. : Dynamické vlastnosti tkacích strojů
/výzkumná zpráva/ . VŠST ,Liberec 1987
2. "Federband Kupplungen und Bremsen" - fy Warner Electric
/katalog/ . 1985
- 3.Svačina M. : "Prošlupní mechanismus s listovým strojem"
/Diplomová práce/ . VŠST , Liberec 1991
4. Talavášek O. a kol. : Konstrukce a výpočty tkacích strojů
/skriptum/. VŠST , Liberec 1980