

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci
Nositelka řádu práce
Fakulta strojní

Obor 23 - 21 - 8

Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský
a spotřební průmysl

„ DYNAMIKA PROŠLUPNÍHO MECHANIZMU TKACÍHO STROJE „

Autor : Pavel Vach

Vedoucí práce : Doc. Ing. Jiří Mrázek, CSc.

Rozsah prací a příloh :

Počet stran : 50
Počet příloh : 15
Počet tabulek : 8
Počet obrázků : 22

Datum : 2. 6. 1988

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMELECKÉHO DÍLA, UMELECKÉHO VYKONU)

pro

Karel Vachek

obor

23-23-0 Stroje a zařízení pro chemický, potravinářský a
agrární průmysl

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

Název tématu:

Dynamické protlakové mechanismy tlakové stroje

Zásady pro vypracování:

- 1) Seznamte se a naučte provedení protlakového mechanismu bez stranového vstupu látky.
- 2) Navrhněte vhodný matematický model pro dynamickou analýzu navržené struktury.
- 3) Určete potřebné vstupní parametry a hodnoty tlakové mechaniky.
- 4) Vyhodnoťte získané výsledky a navrhněte možná konstrukční úpravy.

V 100/89 S

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

Strojnice - namont.

TS/KTS-2

Rozsah grafických prací:

schéma mechanismu, grafické problémy kinematických
veličin, sestava výkresu

Rozsah průvodní zprávy:

15 - 20 stran strojopisu formátu A4

Seznam odborné literatury:

- 1/ Mrázek, J. a kol.: Dynamická vlastnosti tlumičů stroje.
Výzkumná zpráva VÚST, Liberec 1987.
- 2/ Prátil, V., Mrázek, J.: Optimalizace mechanických tlumičů stroje.
Příloha výzkumu, 1987.

Vedoucí diplomové práce:

Doc. Ing. Jiří Mrázek, CSc.

Datum zadání diplomové práce:

29. 9. 1988

Termín odevzdání diplomové práce:

2. 6. 1989

L.S.

Prof. Ing. Vlastimír Prátil, DrSc.

Vedoucí katedry

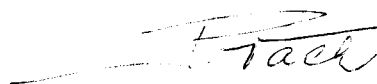
Prof. Ing. Vlastimír Prátil, DrSc.

Děkan

V Liberci dne 26. 9. 88

19.....

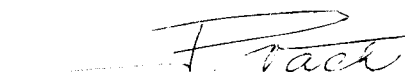
Tímto chci poděkovat svému vedoucímu diplomové práce
Doc. Ing. Jiřímu Mrázkovi , CSc. za podnětné připomínky
a rady, které poskytl při vypracování diplomové práce . .
Poděkovat bych chtěl také Ing. Liboru Tůmovi za pomoc
s programovou částí diplomové práce. .



Pavel Vach

Místopřísežné prohlášení

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

A handwritten signature in cursive script, reading "P. Vach", with a horizontal line extending to the left.

Pavel Vach

	str.
1. Úvod.....	6
2. Prošlupní ústrojí.....	8
2.1. Funkce prošlupního ústrojí.....	8
2.2. Parametry prošlupu.....	8
2.3. Druhy prošlupu.....	9
2.4. Rozdělení prošlupního ústrojí.....	12
2.4.1. Prošlupní zařízení pro vazbu 1:1.....	13
2.5. Více vazné vačkové prošlupní ústrojí.....	16
2.6. Tkací brdové listy.....	17
2.6.1. Konstrukce tkacích listů.....	17
2.6.2. Nitěnky.....	17
3. Nový prošlupní mechanismus.....	19
3.1. Schema kloubového mechanismu a jeho popis.....	19
3.2. Výhody odstranění bočního vedení listů.....	22
4. Řešení mech. modelu šestičlenného mechanismu.....	23
4.1. Teoretické řešení.....	24
4.2. Praktické řešení.....	30
5. Určení parametrů pro pohybové rovnice.....	31
5.1. Určení délek členů mechanismu.....	31
5.2. Určení úhlů natočení členů.....	32
5.3. Určení momentů pro simulaci tahu osnovy.....	33
5.4. Výpočet hmotových momentů setrvačnosti.....	35
5.5. Výpočet tuhostí.....	37
5.6. Výpočet konstant tlumení.....	38
6. Vyhodnocení.....	39
7. Závěr.....	49
Literatura.....	50

1. Ú v o d

Československé strojírenství mělo a má ve světě stále ještě dobrou tradici. V některých oborech našeho strojírenství nedokážeme držet krok s dynamickým rozvojem světové strojírenské špičky a jsme nuceni ustupovat z těžce vyboytých pozic. K udržení se ve světové strojírenské špičce, či k vydobití předních pozic, je třeba plně využít materiálně technické základny, poznatků vědecko-technické revoluce a jejich rychlé uvedení do praxe, kvalifikace a zkušenosti dělnických a technických kadrů jak v oblasti výroby, tak i v oblasti výzkumu. Tyto faktory nemají význam pouze pro samotné strojírenství, protože se strojírenstvím je těsně spjata řada dalších oborů, například spotřební průmysl, doprava, zemědělství.

Samostatnou úlohu v současném světě zaujímá průmyslová automatizace, jež je uskutečňována robotizací a elektronizací a stává se jedním ze základních kamenů a charakteristickým prvkem rozvoje národního hospodářství. Stále větší počet strojů je obsazen moderní elektronikou, využívá mikroprocesorové a počítačové techniky. Bez rychlého rozvoje v této oblasti nebude náš průmysl schopen dostatečného dynamického rozvoje a nebude schopen udržet krok se světovou špičkou.

Výše uvedené skutečnosti se rovněž, kromě jiných odvětví, plně týkají textilního strojírenství, jež má v našem státě velkou tradici. Ještě před několika lety

byly československé textilní stroje na samotném vrcholu textilního strojírenství ve světě. Jedná se např. o bezvřetenové dopřádací stroje / Československo bylo první zemí, ve které začala pracovat bezvřetenová přádelna / , o naše projekty tryskových stavů, ať již hydraulických či pneumatických nebo o naše malopřůměrové pletací stroje.

Současný stroj, zejména textilní, je složitým strojírenským celkem , jež se skládá z mnoha částí . Požadavky na moderní stroj jsou zejména tyto :

- vysoký výrobní výkon
- nízká spotřeba energie na jednotku výkonu
- bezpečnost a spolehlivost chodu
- maximální využití materiálu
- co největší možný stupeň automatizace
- co největší možný stupeň unifikace jednotlivých částí

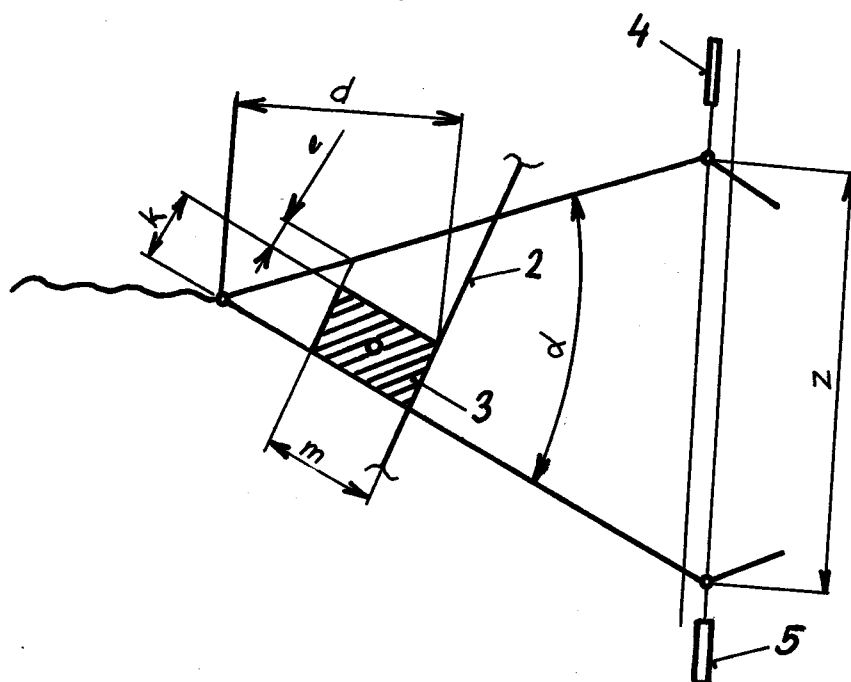
V souvislosti s těmito vysokými požadavky vystává řada dalších význačných problémů, které se dříve podceňovaly a neřešily nebo řešily jen jako okrajové záležitosti. Mezi takové problémy patří i kmitání a rázové namáhání částí strojů, či kmitání celých strojů. A právě při řešení těchto dynamických problémů se do popředí dostala výpočetní technika, která je velice účinným pomocníkem při nalezení optimálního řešení.

2. Prošlupní ústrojí

2.1. Funkce prošlupního ústrojí

Prošlupní ústrojí zajišťuje první fázi pracovního cyklu tkaní. Pomocí nítěnek 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 rozsah jeho použití.

2.2. Parametry prošlupu



obr. 2.1.a. geometrie prošlupu

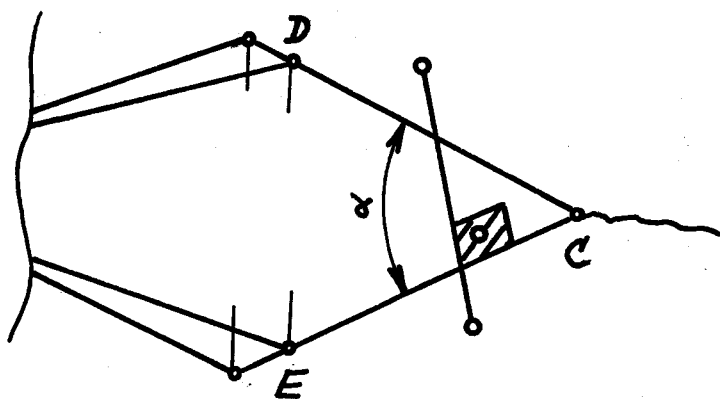
- 2..... paprsek
- 3..... zanašeč
- 4,5..... listy
- d zdvih paprsku
- k, m rozměry zanašeče
- e vůle mezi zanašečem a osnovními nítěmi
- z maximální zdvih listů

α úhel prošlupu

Zdvih paprsku 2 určuje druh zanašeče 3. / člunek, skřípec, jehla / a použitý mechanismus přírazu útku / kloubový, vačkový /. Výška prošlupu z je pak dána rozměry průřezu zanašeče. Při plně otevřeném prošlupu mají být osnovní nítě vzdáleny $e = 1 - 2$ mm nad člunkem. Těmito vztahy je na člunkovém stavu určen úhel prošlupu α . U stavů bezčlunkových je vzhledem k nižšímu průřezu zanašeče takto určený úhel prošlupu menší. Z těchto logických důvodů, aby se osnovní nítě dobře rozdělily a netvořily spínáky, se však volí úhel prošlupu na bezčlunkových stavech asi stejné hodnoty, jako u stavů člunkových.

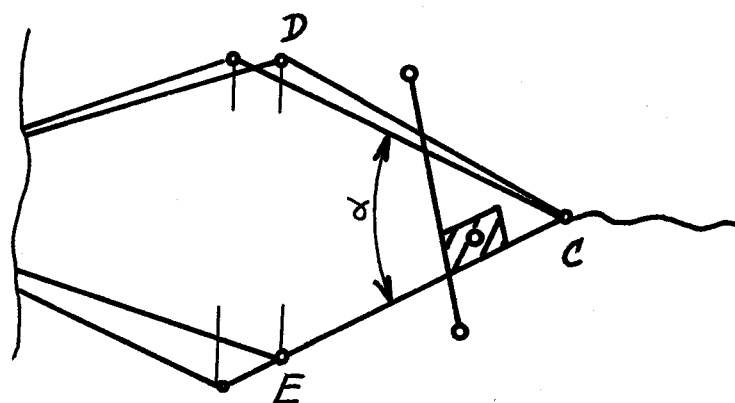
2.3. Druhy prošlupu

Podle vzájemné polohy osnovních nítí v přední části prošlupu rozeznáváme tyto prošlupy :



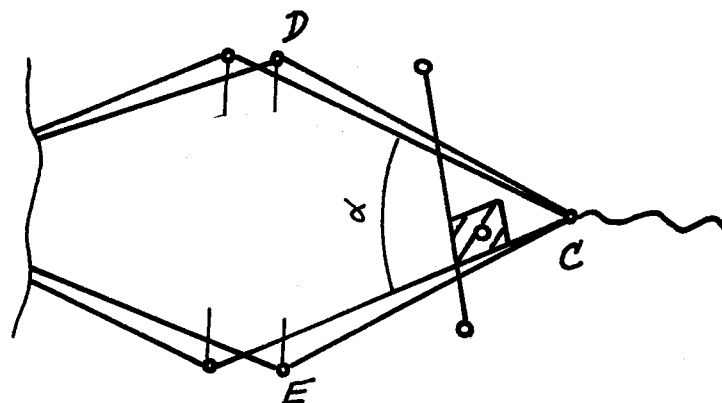
obr. 2.3.a. Čistý prošlup

Všechny osnovní nítě jsou v dolní /CE/ i horní části prošlupu v zákrytu, takže úhel prošlupu je u všech nítí stejný.



obr. 2.3.b. Poločistý prošlup

Osnovní nítě spravidla v horní části nejsou v zákrytu, takže úhel prošlupu není pro všechny nítě stejný .



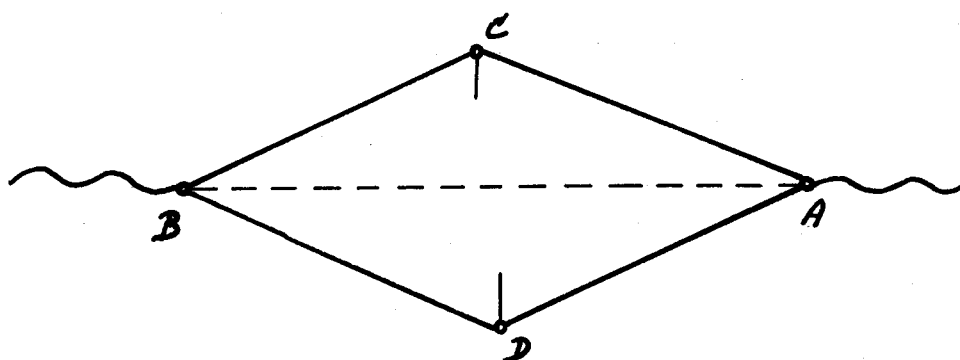
obr. 2.3.c. Nečistý prošlup

Nítě nejsou ani v horní ani v dolní části prošlupu v zákrytu.

Na většině tkacích stavů se pracuje s čistým prošlupem. Poločistý prošlup by se mohl použít na člunkových nebo některých jehlových stavech, na nichž pracuje zanašeč na spodní části prošlupu. Nečistý prošlup se na současných stavech téměř

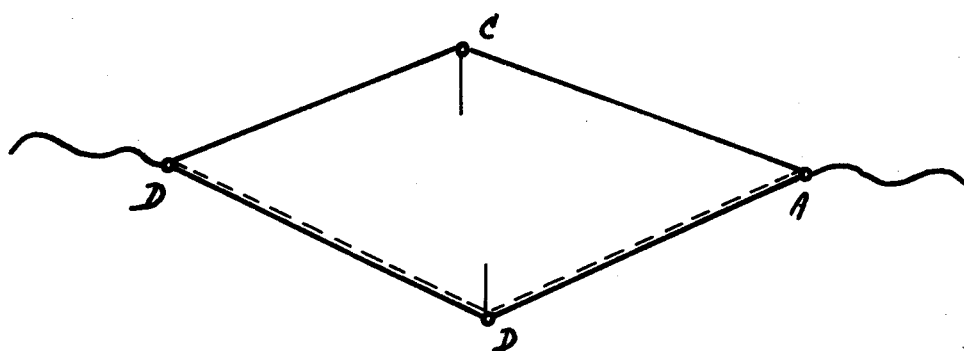
nepoužívá.

Podle způsobu vytváření dělíme prošlupy takto :



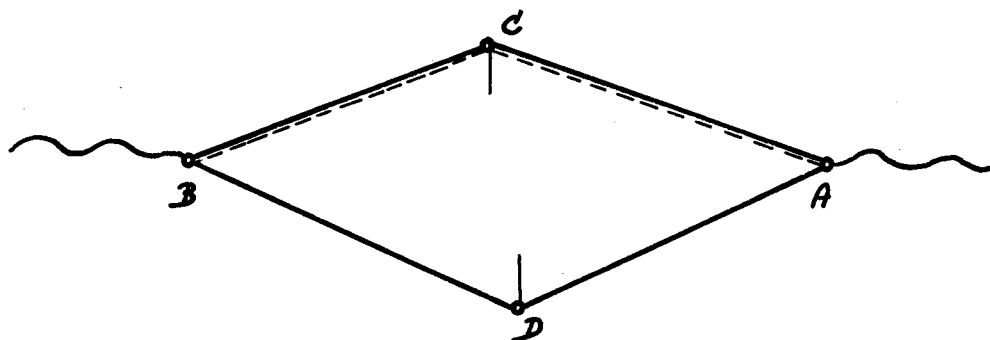
obr. 2.3.d. Plný prošlup

V základní poloze jsou všechny osnovní nítě v zakrytu / přerušovaná čára /. Osnovní nítě vázají nad útkem jsou z této polohy zvedány a osnovní nítě vázající pod útkem jsou z této polohy stahovány.



obr. 2.3.e. Horní prošlup

V základním postavení jsou nítě ve spodní poloze. Pohybují se / jsou zvedány / pouze nítě vázající nahoře.



obr. 2.3.f. Dolní prošlup

V základním postavení jsou nítě v horní poloze , stahovány jsou pouze nítě vázající ve spodní poloze.

Jednotlivé typy prošlupných zařízení mohou pracovat :

1. Se sevřeným prošlupem , při tomto uspořádání se po ukončení prohozu vracejí všechny osnovní nítě do základní polohy.
2. S otevřeným prošlupem , po ukončení prohozu se vracejí do základní polohy jen ty nítě , které mají v následujícím prohozu vzhledem k útku jinak proházovat. Nítě, které v následujícím prohozu provazují s útkem stejně , svou polohu nemění.
3. S polootevřeným prošlupem , tímto prošlupem pracují některé žakárové stroje.

2.4. Rozdělení prošlupných ústrojí

Prošlupní ústrojí lze dělit do tří skupin :

1. Váčkové prošlupní ústrojí, u nichž jsou tkací listy spojeny s pohybovými váčkami pevnou mechanickou vazbou , mohou být tyto typy : a/ pro vazbu plátňovou / 1:1 /
b/ více vazná / pro 4,5,8, 10 nebo 12 listů /
2. Listové stroje se vyrábějí pro 12, 16, 20 až 25 listů,

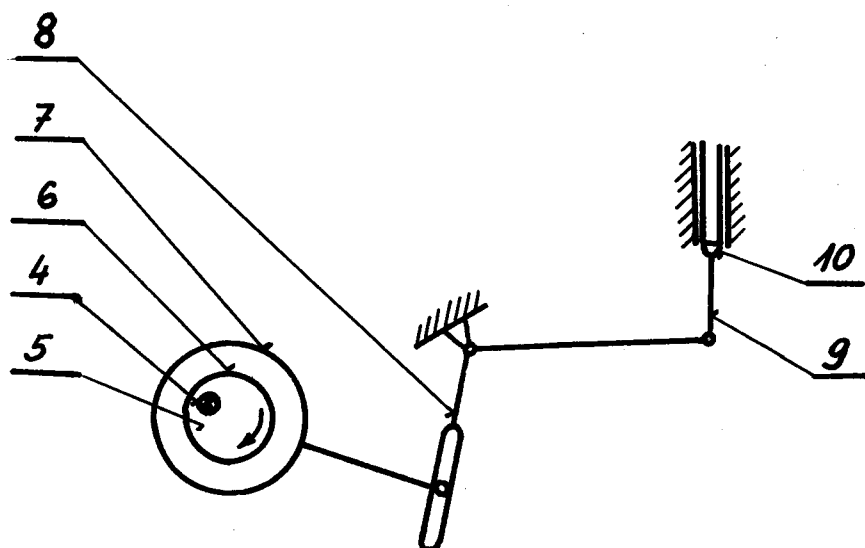
vyjíměčně pro 33 nebo 45 listů . Zdvih všech tkacích listů obstarává jediný vačkový nebo kliko-vahadlový mechanismus. Pořadí zdvihů jednotlivých listů je programováno a je řízeno programovým páskem nebo kazetou.

3. Žakárové stroje , které programově ovládají jednotlivé skupiny nítěnek , takže je v tkanině možné vytvořit libovolné vzory . Žakárové stroje se staví max. pro 200 nítěnek.

Váčkové prošlupní ústrojí a listové stroje jsou součástí tkacího stavu ! Většina těchto zařízení nové výroby ovládá tkací listy zespoďu. Naproti tomu žakarové stroje jsou rozměrná samostatná zařízení, umístěná na mostové konstrukci nad stavem. Od tkacího stavu k žakarovému stroji vede náhonový hřídel nebo řetěz, který zajišťuje synchronizaci obou strojů.

2.4.1. Prošlupní zařízení pro vazbu 1:1 / plátnovou /

1. Excentrický mechanismus / obr. 2.4.a / je nejjednodušší prošlupní zařízení pro vazbu 1:1 a je použito na če. tryskových stavech na spodní hřídeli 4, který se otáčí poloviční rychlostí ve srovnání s klikovým hřídelem , na který je nasazen excetr 5 s válečkovým ložiskem 6. Rame-no objímky 7 je napojeno na úhlovou páku 8. Dále se pohyb přenáší táhlem 9 na tkací list 10, který vykonává téměř harmonický pohyb. Průběh zdvihu listu $z = f(\varphi)$ je přibližně sinusový.



obr. 2.4.a. Excentrický mechanizmus

Výhodou tohoto uspořádání je plynulý pohyb listů. Nevýhodou je však příliš velké rozevírání osnovy. Proto je toto excentrické zařízení vhodné pro úzké rychloběžné stavy.

2. Klobový mechanizmus - pohyb tkacích listů s relativním a celkově kratším klidem v úvratích se může také realizovat kloubovým mechanismem / obr. 2.4.b / . Rotující klika 2 vykyvuje prostřednictvím ojnice 3, třímamennou páku 4, na níž je připojen pákový převod 6,7,8, a na druhé straně tahlo 5 pohybuje tkacím listem 10. Kloubový mechanizmus je výrobně levnější než excentrický . Má také menší vůle a je pružný. Snižuje proto přetrhovost osnovy. Je vhodný pro vysoké rychlosti.

Druhy používaných vaček :

- a/ Prošlupní zařízení s povrchovými vačkami, které musí být doplněny protitahy.
- b/ Prušlupní zařízení s nuceným zdvihem a stahem listů, která jsou vyrobena drážkovými nebo **součtov.** vačkami.
- c/ Prošlupní zařízení s dvojicí vaček, skládající se z vačky proti vačky / pozitivní a negativní vačky / , která se v dnešní době stále více používají ..

2.5. Více vazné **vačkové** prošlupní ústrojí

Pro vazby keprové, atlasové nebo odvozené je nutné použít tolik tkacích listů, kolik je nůžně vázajících osnovních nítí ve třídě vzoru.

Každý z těchto tkacích listů musí být samostatně ovládán. Pro vazby do deseti listů se používá k ovládání každého listu samostatná vačka . Toto vazebné zařízení se nazývá více vazným vačkovým prošlupním zařízením .

Více vazné ústrojí se dělí :

- 1. ústrojí s radiálními vačkami
- 2. ústrojí s dvojicemi vaček

Umístění více vazného zařízení :

- 1. Vnitřní
- 2. Vnější

2.6. Tkací brdové listy

Dříve se v tkalcovství používala brda , vázaná z dřevěných člunků a nitěnek. Byla lehká a snadno se skladovala, měla však kratší životnost a mohla mít jen menší hustotu nitěnek a tím i nižší dostavu osnovy.

Proto byly zavedeny rámové listy , nejdříve dřevěné. V současné době se téměř výhradně používají listy kovové.

Základní ustanovení pro kovové listy jsou uvedeny v :

- ČSN 81 3450
- ON 81 3450
- ON 81 3451
- ON 81 3452
- ON 813453

2.6.1. Konstrukce tkacích listů

Při tkaní se nesmějí tkací listy prohýbat a jejich chvění musí být minimální. Důležitou vlastností tkacího listu je proto jeho lehkost. Způsob zatížení rámu tkacího listu je závislý na umístění závěsu, které určují působivějších sil na tkací list. Zavěšení tkacích listů je různé u stavů s nástavbou / korunkou / a u stavů bezkorunkových.

2.6.2. Nitěnky

Na tkacích stavech se nyní výhradně používají nitěnky ocelové, zhotovené z drátu kruhového průřezu nebo z ocelového pásku.

1. Nitěnky z ocelového drátu :

Zhotovují se z patentovaného drátu s pevností 400 až 1 500 MPa dle průměru drátu. Cínování musí být bez nálitků a ostrých hran . Rozměry nitěnek jsou dány normami.

2. Ploché nitěнки :

Z ocelového drátu vyráběné nitěнки mají vystupující níťová očka a některé typy jsou ještě zakroucené. Poměrně hrubý povrch těchto nitěnek a měkké pájené spoje mohou zachytávat uvolněné sousední níťe nebo je rozdírat . K odstranění těchto nedostatků byly vyvinuty nitěнки, které se lisují z ocelových pásků. Vnější plochy těchto nitěnek jsou leštěné. Lisovaná níťová očka mají jemně zaoblené a leštěné hrany. Proto jsou tyto nitěнки zvlášť vhodné pro tkaní hedvábí. Postupně se rozšířily a používají se dnes také pro tkaní příze ze staplových materiálů. V normálním provedení jsou nitěнки matně niklovány, pro větší vlhkost prostředí kadmiovány a pro velmi vlhké prostředí jsou vyráběny z antikoroze ní oceli.

3. Nový prošlupní mechanismus

Tento nový prošlupní mechanismus je určen pro pneumatický stav , pomocí něhož se bude realizovat vazba plátnová / 1:1 /.

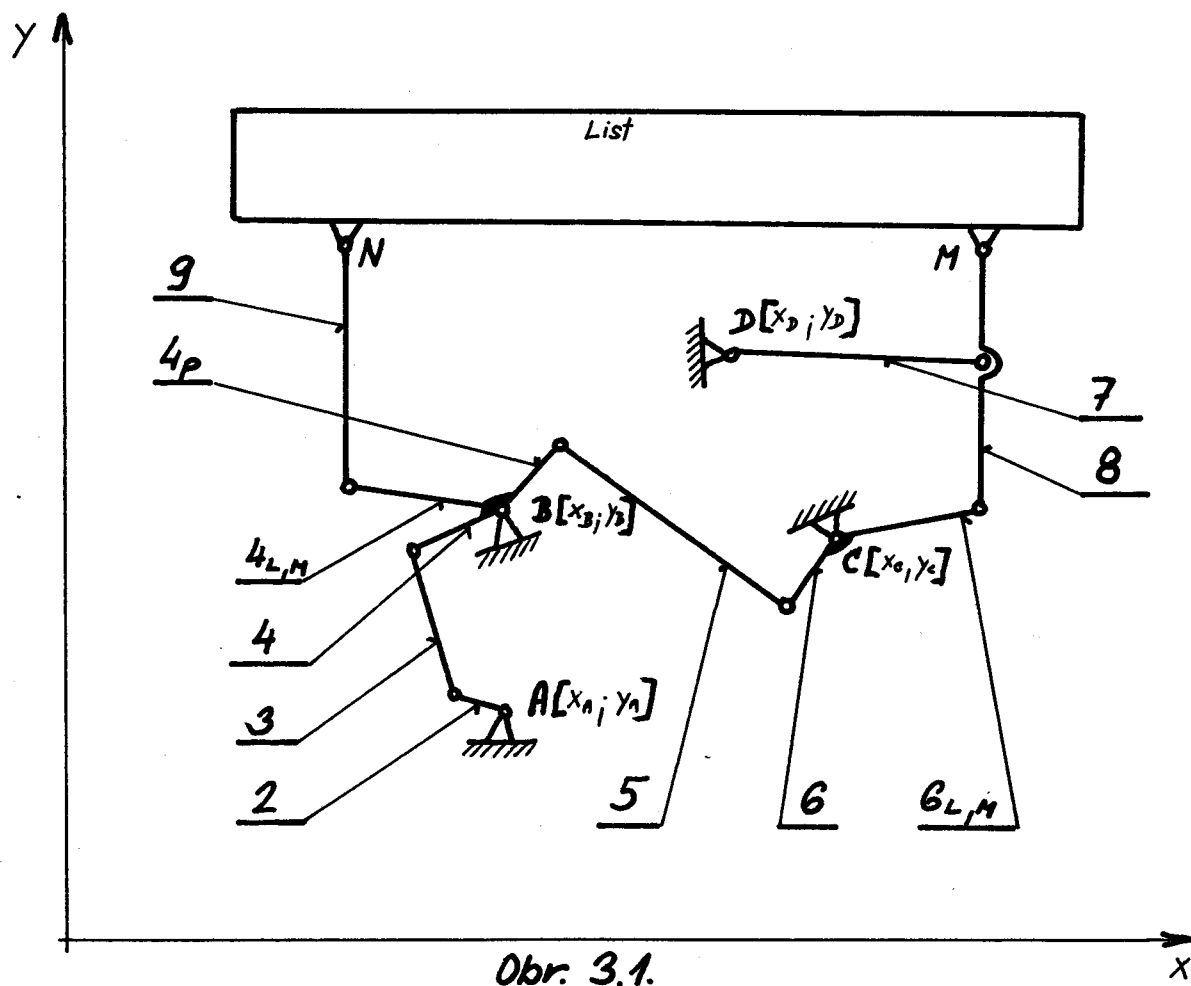
Vzhledem k tomu , že stav bude pracovat vysokými rychlostmi / 1200 ot/min. / , prošlupní mechanismus je řešen jako kloubový .

Jeho výhodou , jak již bylo řečeno v kapitole 2.4.1., jsou malé vůle . Další předností je nízká pořizovací cena.

Zvláštností tohoto řešení je odstranění bočního vedení listů, jehož funkci nahrazuje čtyřkloubový mechanismus - primovod.

3.1. Schema kloubového prošlupního mechanismu a jeho popis

Schema kloubového prošlupního mechanismu je na obrázku 3.1.



Obr. 3.1.

Hlavní hřídel tkacího stroje se otáčí frekvencí 1200 ot/min. Tyto otáčky vstupují do převodovky, kde snižují na polovinu, tedy 600 ot/min. Těmito otáčkami je pak hnána klika 2 prošlupního mechanismu na obr. 3.1. Otáčející se klika 2 vykyvuje prostřednictvím ojnice 3 tříramennou páku, na které jsou členy 4, 4_L a 4_p. Člen 4_L pomocí tahla 9 přenáší pohyb na list. Na druhou stranu listu je pohyb přenesen pákovým převodem, jenž je vlastně čtyřčleným mechanismem 4_p, 5, 6 a dalším čtyřčleným mechanismem 6_L, 7, 8. Páka 6, 6_L je dvouramenná.

Čtyřčlenný mechanismus 6₁ , 7 , 8 je řešen jako přímovod, pomocí něhož je nahrazeno boční vedení listů. Celý kloubový mechanismus slouží k pohonu prvního a třetího listu. Čtvrtý a druhý list jsou poháněny obdobným samostatným kloubovým mechanismem. Ovládání je řešeno , jak již bylo řečeno, pro plátnovou vazbu, tedy pokud jsou první a třetí list nahoře, druhý a čtvrtý jsou dole / se zachováním čistého prošlupu - obr. 2.3.a. , kapitola 2.3. /

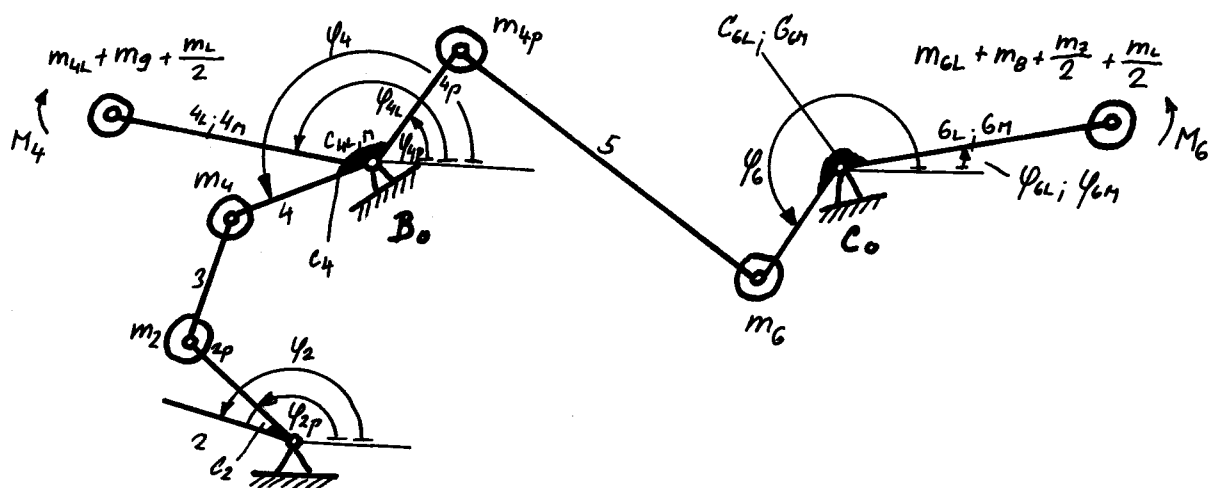
3.2. Výhody odstranění bočního vedení listů

Aplikací přímovodu / čtyřčlenného mechanismu / do kloubového mechanismu se sice zvýšil počet pohybujících se členů, přesto má tento nový způsob příznivý vliv na dynamické namáhání mechanismu . Při vysokých rychlostech, při jakých stav pracuje, vznikaly vlivem vůlí v bočním vedení listů dynamické rázy a kmity. Toto nový přímovod částečně odstraňuje. Též z hlediska konstrukčního / nároky na technické možnosti , úspora prostoru / je nové řešení přínosem. Při dalším propracování nového řešení, by se měl zhodnotit přínos z hlediska výkonu a účinnosti stavu a z hlediska praktické realizace pro výrobu tkacího stavu s takto řešeným kloubovým prošlupným mechanismem.

Toto řešení kloubového čtyřčlenného mechanismu bylo provedeno podle návrhu prof. Prášila / viz . Přihláška vynálezu ze dne 6.4. 1987 / .

4. Řešení matematického modelu šestičlenného mechanismu.

Pro řešení dynamiky prošlupního mechanismu jsem zvolil matematický model podle obr.4.1.a. Vzhledem k přehlednosti jsem na obrázku nenakreslil členy 4_l a 6_l , které jsou shodné se členy 4_m a 6_m , jak po stránce sil, jenž na ně působí, tak po stránce hmotnostních parametrů. Liší se pouze svými tuhostmi. V tomto matematickém modelu jsou hmotnosti členů uvažovány na jejich koncích a hmotnosti členů 3,5 jsou redukovány na členy $2_p, 4$ resp. $4_p, 6$. Na koncové body členů $4_l, 4_m$ je pak ještě redukována poloviční hmotnost listu a hmotnost členu 9. Na koncové body členu $6_l, 6_m$ je redukována poloviční hmotnost listu, hmotnost členu 8 a poloviční hmotnost členu 7. Na všechny členy $4_l, 4_m$ a $6_l, 6_m$ pak působí momenty M_4 a M_6 jako vyjádření tahu osnovy. Jednotlivé tuhosti jsou uvažovány jako součty tuhostí sousedních členů.



obr. 4.1.a. Matematický model

4.1. Teoretické řešení

Matematický popis daného modelu je proveden pomocí Lagrangeovy rovnice druhého druhu.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial k}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial k}{\partial q} = - \frac{\partial U}{\partial q} - \frac{\partial R}{\partial \dot{q}} \quad (1)$$

Pro tuto rovnici je třeba vyjádřit kinematickou a potenciální energii a disipativní funkci.

$$K = \frac{1}{2} I_{2p} \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} I_4 \dot{\varphi}_4^2 + \frac{1}{2} I_{4p} \dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} I_{4M} \dot{\varphi}_{4M}^2 + \frac{1}{2} I_{4L} \dot{\varphi}_{4L}^2 + \frac{1}{2} I_6 \dot{\varphi}_6^2 + \frac{1}{2} I_{6L} \dot{\varphi}_{6L}^2 + \frac{1}{2} I_{6M} \dot{\varphi}_{6M}^2$$

$$U = \frac{1}{2} C_2 (\varphi_{2p} - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_{4L} (\varphi_{4L} - \varphi_4)^2 + \frac{1}{2} C_{4M} (\varphi_{4M} - \varphi_4)^2 + \frac{1}{2} C_{6L} (\varphi_{6L} - \varphi_6)^2 + \frac{1}{2} C_{6M} (\varphi_{6M} - \varphi_6)^2 + \int M_4 d\varphi_{4L} + \int M_6 d\varphi_{6L} \quad (2)$$

$$R = \frac{1}{2} k_2 (\varphi_{2p} - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} k_{4L} (\varphi_{4L} - \varphi_4)^2 + \frac{1}{2} k_{4M} (\varphi_{4M} - \varphi_4)^2 + \frac{1}{2} k_{6L} (\varphi_{6L} - \varphi_6)^2 + \frac{1}{2} k_{6M} (\varphi_{6M} - \varphi_6)^2$$

Dosazením vztahů / 2/ do rovnice / 1/ dostaneme pohybové rovnice sledované soustavy :

$$\begin{aligned} a) \ddot{\varphi}_{2p} (I_{2p} + I_4 \mu_{24}^2) = & -I_4 \mu_{24} \nu_{24} \dot{\varphi}_{2p}^2 - c_2 (\varphi_{2p} - \varphi_2) + \\ & + c_4 \mu_{24} (\varphi_{4p} - \varphi_4) + c_{4L} \mu_{24} (\varphi_{4L} - \varphi_4) + c_{4M} \mu_{24} (\varphi_{4M} - \varphi_4) - \\ & - k_2 (\dot{\varphi}_{2p} - \dot{\varphi}_2) + k_4 \mu_{24} (\dot{\varphi}_{4p} - \dot{\varphi}_4) + k_{4L} \mu_{24} (\dot{\varphi}_{4L} - \dot{\varphi}_4) + \\ & + k_{4M} \mu_{24} (\dot{\varphi}_{4M} - \dot{\varphi}_4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} b) \ddot{\varphi}_{4p} (I_{4p} + I_6 \mu_{46}^2) = & -I_6 \mu_{46} \nu_{46} \dot{\varphi}_{4p}^2 - c_4 (\varphi_{4p} - \varphi_4) + \\ & + c_{6L} \mu_{46} (\varphi_{6L} - \varphi_6) + c_{6M} \mu_{46} (\varphi_{6M} - \varphi_6) - k_4 (\dot{\varphi}_{4p} - \dot{\varphi}_4) + \\ & + k_{6L} \mu_{46} (\dot{\varphi}_{6L} - \dot{\varphi}_6) + k_{6M} \mu_{46} (\dot{\varphi}_{6M} - \dot{\varphi}_6) \end{aligned} \quad (3)$$

$$c) \ddot{\varphi}_{4L} I_{4L} = -c_{4L} (\varphi_{4L} - \varphi_4) - k_{4L} (\dot{\varphi}_{4L} - \dot{\varphi}_4) + M_4$$

$$d) \ddot{\varphi}_{4M} I_{4M} = -c_{4M} (\varphi_{4M} - \varphi_4) - k_{4M} (\dot{\varphi}_{4M} - \dot{\varphi}_4) + M_4$$

$$e) \ddot{\varphi}_{6L} I_{6L} = -c_{6L} (\varphi_{6L} - \varphi_6) - k_{6L} (\dot{\varphi}_{6L} - \dot{\varphi}_6) - M_6$$

$$f) \ddot{\varphi}_{6M} I_{6M} = -c_{6M} (\varphi_{6M} - \varphi_6) - k_{6M} (\dot{\varphi}_{6M} - \dot{\varphi}_6) - M_6$$

Vazba mezi členy $2_p - 4$ a $4_p - 6$ je dána přivedovými funkcemi pro čtyřčlenný mechanismus!

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

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

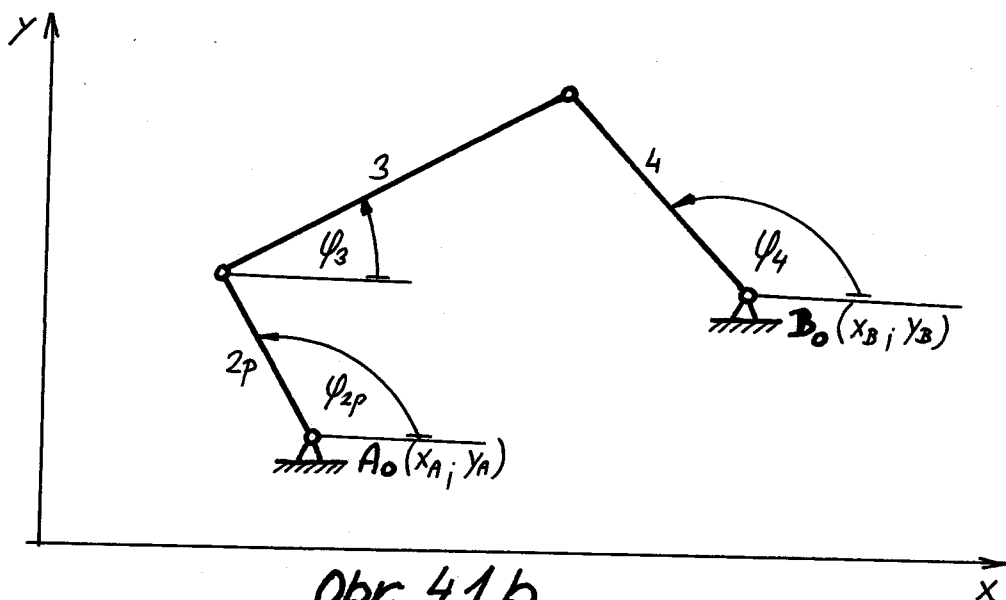
$$\ddot{\varphi}_4 = \nu_{24} \dot{\varphi}_{2p}^2 + \mu_{24} \ddot{\varphi}_{2p} \quad (4)$$

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

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

$$\ddot{\varphi}_6 = \nu_{46} \dot{\varphi}_{4p}^2 + \mu_{46} \ddot{\varphi}_{4p}$$

Pro řešení pohybových rovnic je nutné znát převodové funkce podle vztahů / 4 /. Podle obrázku 4.1.b můžeme psát geometrické závislosti .



Obr. 4.1.b.

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

$$l_3 \sin \varphi_3 - l_4 \sin \varphi_4 = y_B - y_A - l_{2p} \sin \varphi_{2p} \quad (5)$$

Pro úhel φ_4 je možno napsat.

$$\begin{aligned}\sin \varphi_4 &= \frac{G_1 D_y \pm \sqrt{D^2 - G_1^2} \cdot D_x}{D^2} \\ \cos \varphi_4 &= \frac{G_1 D_x \pm \sqrt{D^2 - G_1^2} \cdot D_y}{D^2}\end{aligned}\quad (6)$$

$$\text{kde: } D_x = x_A - x_B + l_{2p} \cos \varphi_{2p}$$

$$D_y = y_A - y_B + l_{2p} \sin \varphi_{2p}$$

$$D^2 = D_x^2 + D_y^2 \quad (7)$$

$$G_1 = \frac{l_4^2 + D^2 - l_3^2}{2l_4}$$

Pro úhel φ_3 je možno napsat.

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

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

$$\text{kde: } G_2 = \frac{l_4^2 - l_3^2 - D^2}{2l_3} \quad (9)$$

Ze vztahu / 6 / lze určit hodnotu funkce f_{24} , což je převod mezi členy 2_p a 4.

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

Časovou ^{derivací} rovnici / 5 / lze získat výrazy pro určení úhlových rychlostí členů 3 a 4.

$$\begin{aligned} -l_3 \dot{\varphi}_3 \sin \varphi_3 + l_4 \dot{\varphi}_4 \sin \varphi_4 &= -v_x \\ l_3 \dot{\varphi}_3 \cos \varphi_3 - l_4 \dot{\varphi}_4 \cos \varphi_4 &= -v_y \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \text{kde: } v_x &= -l_{2p} \dot{\varphi}_{2p} \sin \varphi_{2p} \\ v_y &= l_{2p} \dot{\varphi}_{2p} \cos \varphi_{2p} \end{aligned} \quad (12)$$

Řešení rovnic / 11 / dostaneme.

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_3 &= \frac{1}{G_v} (v_x l_4 \cos \varphi_4 + v_y l_4 \sin \varphi_4) \\ \dot{\varphi}_4 &= \frac{1}{G_v} (v_y l_3 \sin \varphi_3 + v_x l_3 \cos \varphi_3) \end{aligned} \quad (13)$$

$$\text{kde: } G_v = l_3 l_4 (\sin \varphi_3 \cos \varphi_4 - \cos \varphi_3 \sin \varphi_4) \quad (14)$$

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

Pro $\dot{\varphi}_{2p}=1$ vyplívá $\dot{\varphi}_4 = \mu_{24}$

$$\mu_{24} = \frac{l_{2p} l_3}{G_v} (\cos \varphi_{2p} \sin \varphi_3 - \sin \varphi_{2p} \cos \varphi_3) \quad (15)$$

Další časovou derivací rovnic / 11 / za předpokladu $\varphi_{2p} = \text{konst.}$ dostaneme po úpravě vztahy pro úhlová zrychlení členů 3 a 4 .

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_3 &= \frac{-1}{G_v} (A_x l_4 \cos \varphi_4 + A_y l_4 \sin \varphi_4) \\ \ddot{\varphi}_4 &= \frac{-1}{G_v} (A_y l_3 \sin \varphi_3 + A_x l_3 \cos \varphi_3) \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \text{kde: } A_x &= l_{2p} \dot{\varphi}_{2p}^2 \cos \varphi_{2p} + l_3 \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3^2 - l_4 \dot{\varphi}_4^2 \cos \varphi_4 \\ A_y &= l_{2p} \dot{\varphi}_{2p}^2 \sin \varphi_{2p} + l_3 \dot{\varphi}_3^2 \sin \varphi_3^2 - l_4 \dot{\varphi}_4^2 \sin \varphi_4 \end{aligned} \quad (17)$$

Za předpokladu $\varphi_{2p} = 1$ je možno určit z rovnic / 16 / přímo druhou převodovou funkci v_{24} .

Pro $\dot{\varphi}_{2p} = 1$ vyplívá $\ddot{\varphi}_4 = v_{24}$

$$\begin{aligned} v_{24} &= \frac{-1}{G_v} (l_3 \dot{\varphi}_3^2 - l_3 l_4 \dot{\varphi}_4^2 \sin \varphi_4 \sin \varphi_3 - \\ &\quad - l_3 l_4 \dot{\varphi}_4^2 \cos \varphi_4 \cos \varphi_3) \end{aligned}$$

Určení převodových funkcí podle vztahů / 4 / pro mechanismus 4_p,5,6 provedeme naprosto shodně. Členům 2_p,3,4 analogicky odpovídají členy 4_p,5,6.

4.2. Praktické řešení:

Praktické řešení soustavy Lagrangeových rovnic druhého druhu pro popsání daného matematického modelu se provádí na výpočetní technice, kterou má VŠST k dispozici. Toto řešení bylo konkrétně zpracováno na počítači EC 1033 numerickou metodou Runge-Kutta, která je pro dané řešení diferenciálních rovnic velice výhodná, v programu nazvaném DVAC/PAJA. Počítač EC 1033 pracuje v programovacím jazyku FORTRAN-4. Využití výpočetní techniky pro řešení tohoto úkolu umožňuje zpracovat širokou škálu variant pro řešení s různými hmotovými parametry a tuhostmi, různými vřelymi a s různými tahy osnovy.

5. Určení parametrů pro pohybové rovnice

Určení parametrů pro řešení pohybových rovnic je jedním z hlavních úkolů diplomové práce. Parametry se rozumí spočítání hmotových momentů setrvačnosti, tuhostí, k nim odpovídajících konstant tlumení, určení délek jednotlivých členů mechanismu a určení úhlů, které svírají.

5.1. Určení délek členů mechanismu.

Všechny délky členů mechanismu jsem zjišťoval z výkresové dokumentace, kterou má KTS k dispozici.

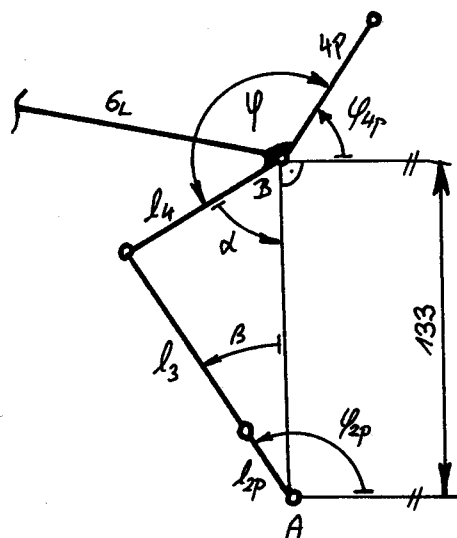
Do programu jsem vložil rozměry bez výrobních tolerancí s přesností na 0,1 mm. Všechny rozměry jsou uvedeny v tabulce 5.1. a jejich označení odpovídá obrázku 3.1. v kapitole 3.1.

Člen	Rozm. [mm]	Člen	Rozm. [mm]
l_{2p}	18	l_5	571,5
l_3	66	l_6	160
l_4	117	l_{4L}	284
l_{4p}	160	l_{4M}	284
l_{4L}	284	x_B	133
l_{4M}	284	$x_C - x_B$	655

Tab. 5.1. Rozměry mechanismu.

5.2. Určení úhlů natočení členů φ_{2p} až φ_{6p} ...

Algoritmus výpočtu programu DVAC/PAJA je sestaven tak, aby všechny úhly φ_{2p} až φ_{6p} byly přepočítány na hodnoty v tom okamžiku, kdy na členech G_L, G_H je nulové zrychlení. Tyto hodnoty pak společně s jejich derivacemi / rychlosti / tiskne do souboru dat jako vektor počátečních podmínek x / 1 / až / 12 / . Ovšem, aby bylo možno program spustit je nutné vložit do datového souboru hodnoty úhlů φ_{2p} a φ_{4p} . Úhly spočítáme například pro polohu listu v horní úvrati podle obr. 5.2.



obr. 5.2. výpočet úhlů.

Použitím cosínové věty dostaneme :

$$\cos \alpha = \frac{\overline{AB}^2 + l_4^2 - (l_{2p} + l_3)^2}{2 \cdot \overline{AB} \cdot l_4} \Rightarrow \alpha = 0,6737212 \text{ rad}$$

Ze Sínové věty platí :

$$\sin \beta = \frac{l_4 \cdot \sin \alpha}{l_{2p} + l_3} \Rightarrow \beta = 0,8690014 \text{ rad}$$

Potom :

$$\varphi_{2p} = \beta + \pi/2 = \underline{2,6239783 \text{ rad}}$$

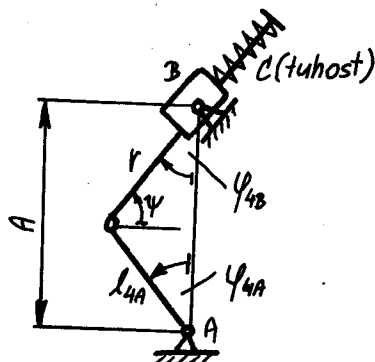
Úhel φ podle obr 5.2. jsem určil z výkresové dokumentace a má hodnotu $\varphi = 3,1327576 \text{ rad}$. Potom určíme φ_{4p} :

$$\varphi_{4p} = \frac{3}{2}\pi - (\varphi + \alpha) = \underline{0,9059102 \text{ rad}}$$

5.3. Určení momentů pro simulaci tahu osnovy.....

Při stanovení momentů jsem vycházel z výzkumné zprávy Doc. ing. J. Mrázek a kol . : Dynamické vlastnosti tkacího stroje , VŠST Liberec 1986. Simulace tahu osnovy je provedena na matematickém modelu mechanismu podle obr.

5.3. :



kde:

$$\varphi_{4A} = \varphi_6 - (\pi + 1,0603696)$$

obr. 5.3. Simulace zatížení osnovy

Nyní s Cosínové věty určíme délku ramene r a změnu délky pružiny ΔX .

$$r = \sqrt{A^2 + l_{4A}^2 - 2Al_{4A} \cos \varphi_{4A}}$$

$$\Delta X = r - (A - l_{4A})$$

Síla působící na rameno l_{4A} má teda velikost :

$$F = c \cdot \Delta X + F_0$$

Pro momenty $M_4 = M_6$ této síly pak můžeme podle obrázku 5.3. psát :

$$M_4 = -l_{4A} \cdot F (\sin \varphi_{4A} \cdot \sin \psi + \cos \varphi_{4A} \cdot \cos \psi)$$

$$\text{kde: } \psi = \arccos(\sin \varphi_{4B})$$

$$\varphi_{4B} = \arcsin\left(\frac{l_{4A}}{r} \sin \varphi_{4A}\right)$$

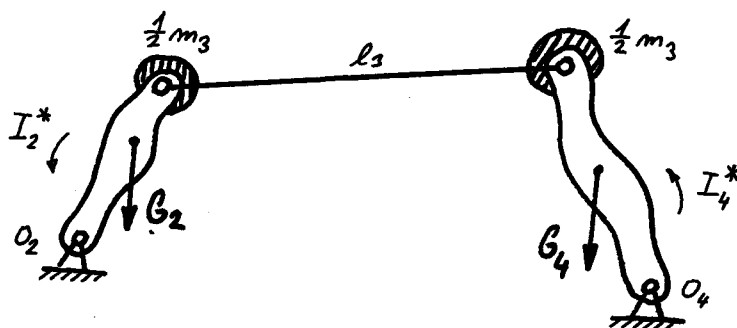
Hodnoty parametrů A , l_{4A} , c , F_0 , byly zvoleny podle již výše uvedené výzkumné zprávy a po konzultaci s Doc.ing.Mrázskem.

Par.	Rozměr	Par.	Rozměr
A	320 mm	F_0	150 N
l_{4A}	160 mm	c	10^4 N/m

Tab. 5.3. Hodnoty parametrů.

5.4. Výpočet hmotových momentů setrvačnosti.....

Při výpočtu hmotových momentů setrvačnosti jsem použil matematický model čtyřčlenného mechanismu podle obr. 5.4.a



Obr. 5.4.a Matematický model.

U tohoto matematického modulu se hmotnost členu 3 rozdělí na poloviny a ty potom zredukujeme na členy 2 a 4.

Takže :

$$I_2 = I_2^* + I_{R2}$$

$$I_4 = I_4^* + I_{R4}$$

kde :

I_2^* vlastní moment setrvačnosti členu 2

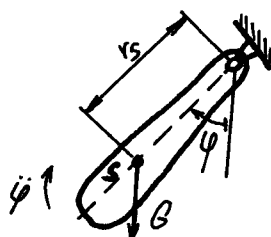
I_4^* vlastní moment setrvačnosti členu 4

I_{R2}, I_{R4} naredukované momenty setrvačnosti

$$I_{R2} = \frac{1}{2} m_3 l_2^2$$

$$I_{R4} = \frac{1}{2} m_3 l_4^2$$

Vlastní momenty setrvačnosti pak určíme metodou kyvu podle obr. 5.4.b.



Obr. 5.4.b. Fyzikální kyvadlo.

Z obrázku 5.4.b platí pro vlastní moment setrvačnosti :

$$I^* \cdot \ddot{\varphi} = -r_s \cdot G \cdot \sin \varphi$$

kde : r_s vzdálenost těžiště od osy rotace

G tíhová síla tělesa

Pro malé výchylky platí $\sin \varphi \doteq \varphi$, pak můžeme psát rovnici :

$$\ddot{\varphi} + \frac{G \cdot r_s}{I^*} \cdot \varphi = 0$$

kde :

$$(1) \quad \frac{G \cdot r_s}{I^*} = \Omega^2 \text{ vlastní frekvence}$$

Pro vlastní frekvenci platí :

$$(2) \quad \Omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{1}{T}$$

Řešení rovnic /1/ a /2/ dostáváme :

$$(3) \quad I^* = \frac{G \cdot r_s \cdot T^2}{4 \cdot \pi^2}$$

Metoda kyvu :

Páku zavěsíme ve zvoleném místě na hroty . Vychýlíme ji asi o úhel 6° , necháme kývat a měříme čas například 100 kyvů. Z toho plyne doba jednoho kyvu T . Určíme polohu těžiště a páku zvažíme . Zjištěné hodnoty dosadíme do rovnice / 3 / a vypočítáme moment setrvačnosti. Takto se počítaly momenty I_{2p} , I_4 , I_{4p} , I_6 . Členy 6_L ; 6_M naredukujeme hmotnost členu 8, polovinu hmotnosti členu 7 a polovinu hmotnosti tkacího listu. Na členy 4_L , 4_M potom naredukujeme hmotnost členu 9 a polovinu hmotnosti tkacího listu. Hodnoty všech momentů setrvačnosti jsou v tabulce 5.4.

Člen	Rozm. [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]	Člen	Rozm. [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
I_{2p}	0,004932	$I_{4L}; I_{4M}$	0,1231043
I_4	0,004932	I_6	0,1358494
I_{4p}	0,1351894	$I_{6L}; I_{6M}$	0,1398955

Tab. 5.4. Hodnoty momentů setrvačnosti

5.5. Výpočet tuhostí

Základní výpočet tuhostí by se prováděl podle vzorce :

$$C = \frac{3EJ}{l}$$

kde : E modul pružnosti

l délka

$$J = \frac{a \cdot b^3}{12}$$

kde : a, b, rozměry průřezu

Skutečná tuhost například C_4 je ovšem tuhost ve které jsou zahrnuty členy C_4 a C_{4P} . Potom budeme tedy C_4 počítat podle vzorce :

$$C_4 = \frac{3EJ_4 \cdot J_{4P}}{l_4 J_{4P} + l_{4P} J_4}$$

Naprostο stejně se potom budou počítat všechny ostatní tuhosti, kromě tuhosti C_2 , kterou jsme po konzultaci s Doc. Mrázkem odhadli, protože výpočet by byl komplikovaný. Vypočtené hodnoty tuhostí jsou uvedeny v tabulce 5.5.

Člen	Rozm. [N/m]	Člen	Rozm. [N/m]
C_2	10^5	C_{4M}	$2,9559 \cdot 10^4$
C_4	$3,7631 \cdot 10^4$	C_{6L}	$4,6552 \cdot 10^4$
C_{4L}	$2,9559 \cdot 10^4$	C_{6M}	$4,3769 \cdot 10^4$

Tab. 5.5. Hodnoty tuhostí

5.6. Výpočet konstant tlumení

Celý výpočet konstant tlumení je v tabulce 5.6.

Člen	Vzorec	Rozměr [Ns/m]
k_2	$\sqrt{C_2(I_{2P} + I_4)} \cdot \frac{l_4}{\pi}$	6,9004191
k_4	$\sqrt{C_4(I_{4P} + I_6)} \cdot \frac{l_6}{\pi}$	22,188029
$k_{4L;LM}$	$\sqrt{C_{4L} \cdot I_{4L}} \cdot \frac{l_{4L}}{\pi}$	13,252913
k_{6L}	$\sqrt{C_{6L} \cdot I_{6L}} \cdot \frac{l_{6L}}{\pi}$	17,72968834
k_{6M}	$\sqrt{C_{6M} \cdot I_{6M}} \cdot \frac{l_{6M}}{\pi}$	17,19155819

Tab. 5.6. Výpočet konstant tlumení

6. V y h o d n o c e n í

Na počítači jsem zpracoval celkem 15 variant, přičemž jsem se snažil postihnout všechny podstatné jevy, které se tu mohly objevit. Vycházel jsem ze základní varianty, která obsahovala všechny vstupní parametry, tak jak jsem je určil v kapitole 5., při uvažování nulové vůle. Uhlová zrychlení jednotlivých členů jsou zpracována na obrázcích 6.a. - e. a v příloze 1. Všechny ostatní varianty jsem potom hodnotil ve vztahu k této základní variantě.

Při uvažování vůlí jsem zjistil, že vůle 0,001 rad / příloha 10 / se na průběhu příliš nepodílí, pouze ovlivňuje velikosti dynamických veličin a to ještě převážně na členu 2_p . Proto jsem tuto vůli dále nezkoumal a zaměřil jsem se na vůli 0,01 rad / příloha 11 /, která již ovlivňuje jak průběh, tak i velikost dynamických veličin a to dost podstatně. Opět ji více ovlivňuje člen 2_p , na kterém zrůstá zrychlení až o 2 řády. Velikost dynamických veličin se nejvíce zvýšila při snížení tahu osnovy na polovinu. Co se týče průběhu byl ovlivněn většinou průběh zrychlení členu 2, na kterém se v některém okamžiku projevil veliký nárůst zrychlení / přílohy 12, 13, 14, 15 /. Na ostatních členech se projevilo větší kolísání zrychlení, hlavně při snížení tahu osnovy / přílohy 12, 15 /.

Při zmenšení momentů setrvačnosti a tuhostí na polovinu se sice zvýšily hodnoty dynamických veličin a jejich průběh se stal velice neklidný / přílohy 4, 6 /, což by jistě nepříjemně ovlivnilo dynamické chování celé soustavy.

Neklidný chod se neprojevil jen při snížení tahu osnovy / přílohy 2, 12 / . Při zvýšení momentů setrvačnosti na dvojnásobek, naopak nejenom že nevzrostly hodnoty dynamických veličin, ale i průběhy byly velice klidné / přílohy 7, 8, 9 / .

Co se týče změny tahu osnovy , snížení na polovinu , průběh většinou zhoršilo, ale většinou ve spojení s nižšími momenty / příloha 15 / nebo s vůlemi / příloha 12 / . Zvýšení na dvojnásobek dynamické chování mnoho neovlivnilo.

Celkový přehled je dán v tabulkách 6.A.b.c.

kde :

→ hodnoty z kapitoly 5.

↑ zvýšení hodnot dvakrát

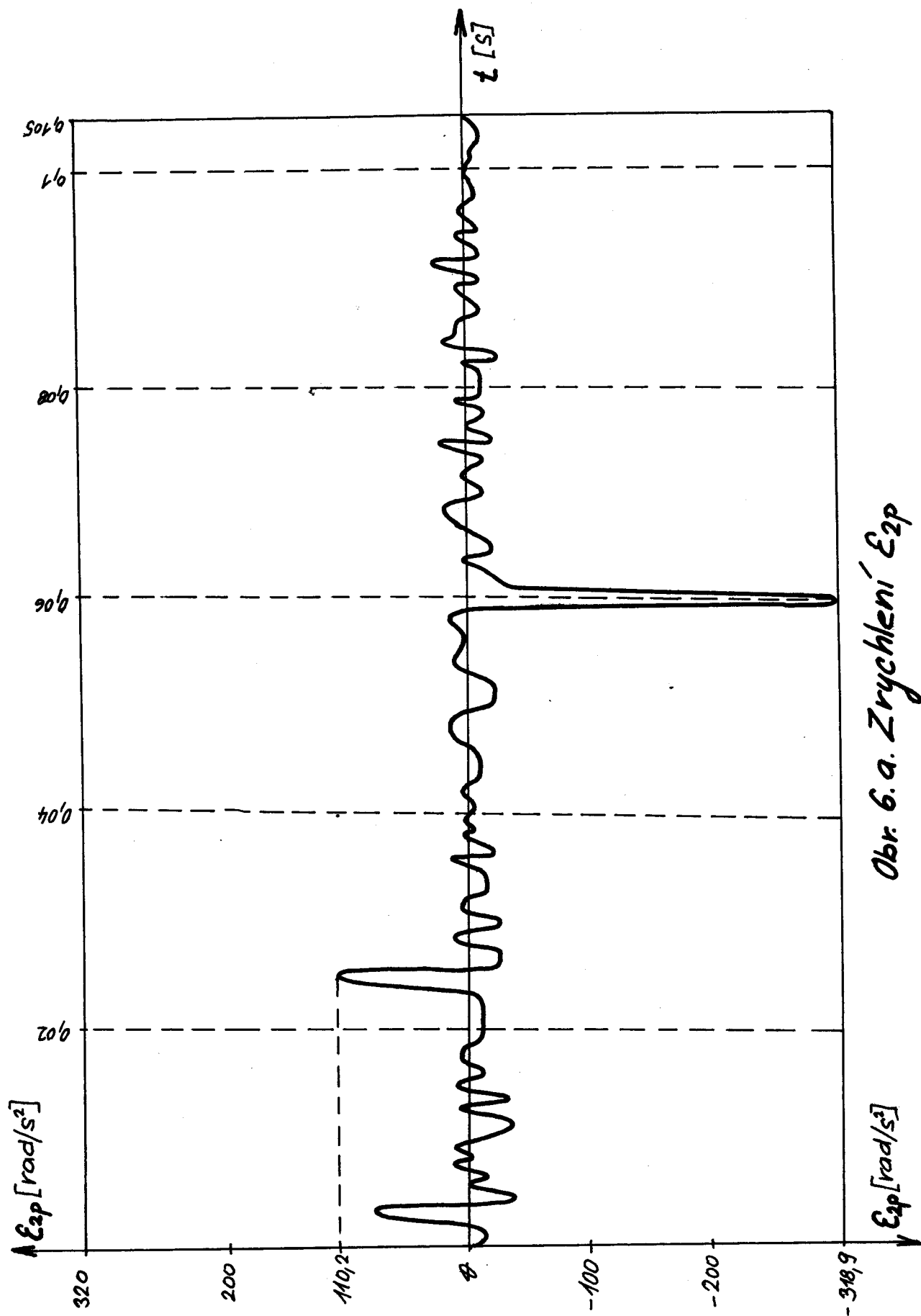
↓ snížení hodnot na polovinu

V vůle / rad /

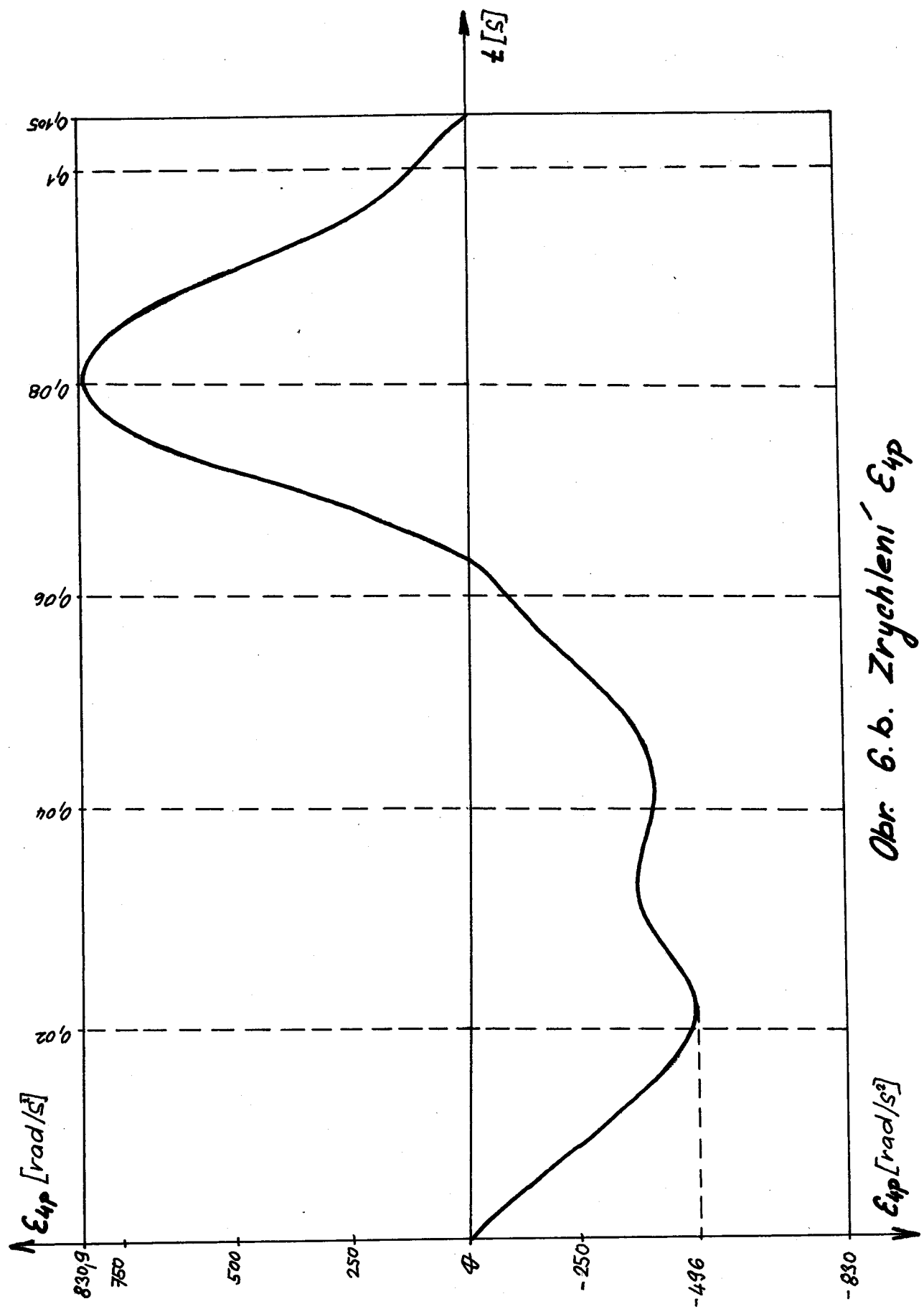
I hmotnostní momenty setrvačnosti

C tuhosti

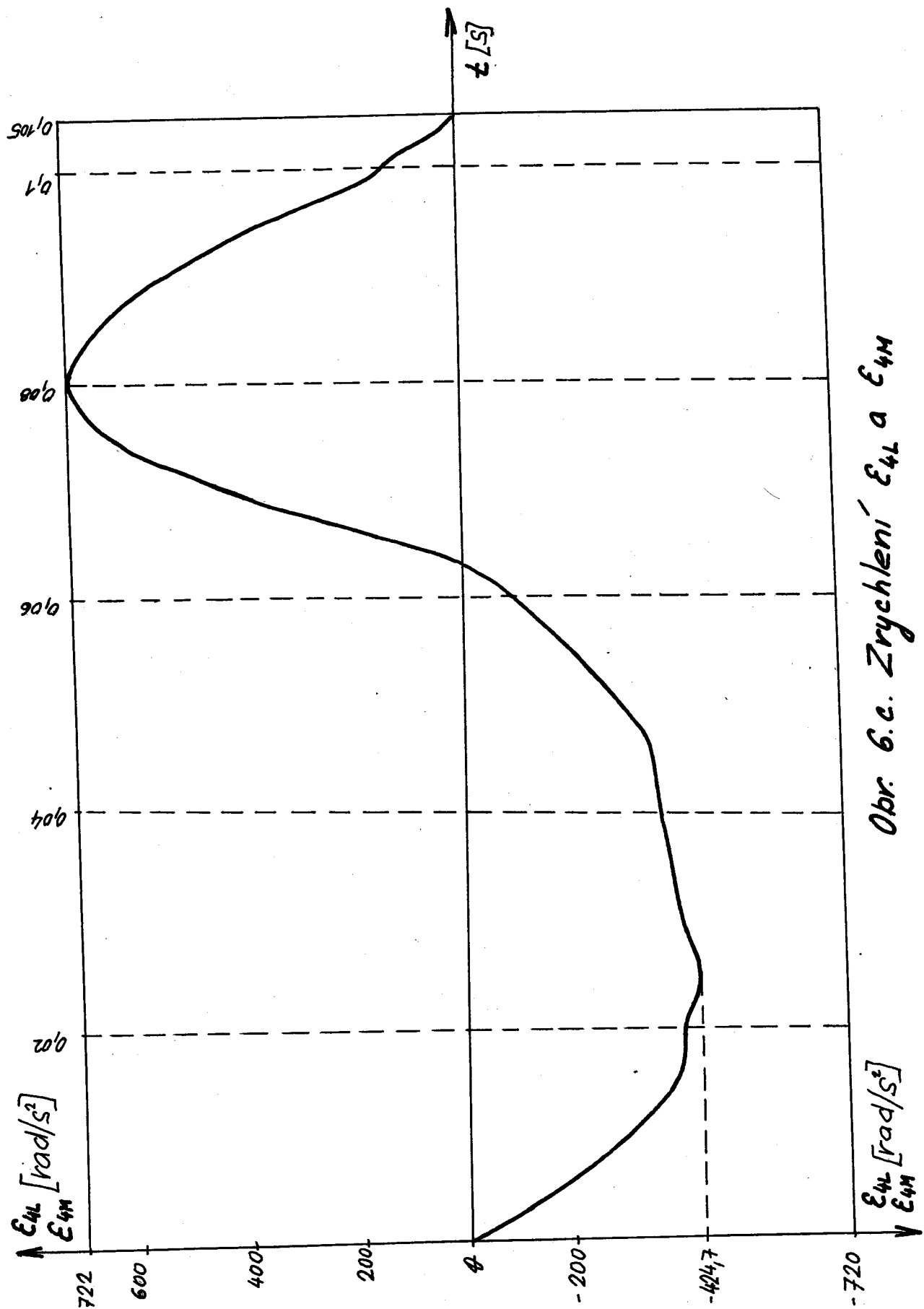
T tah osnovy



Obr. 6.a. Zrychlení ϵ_{zp}

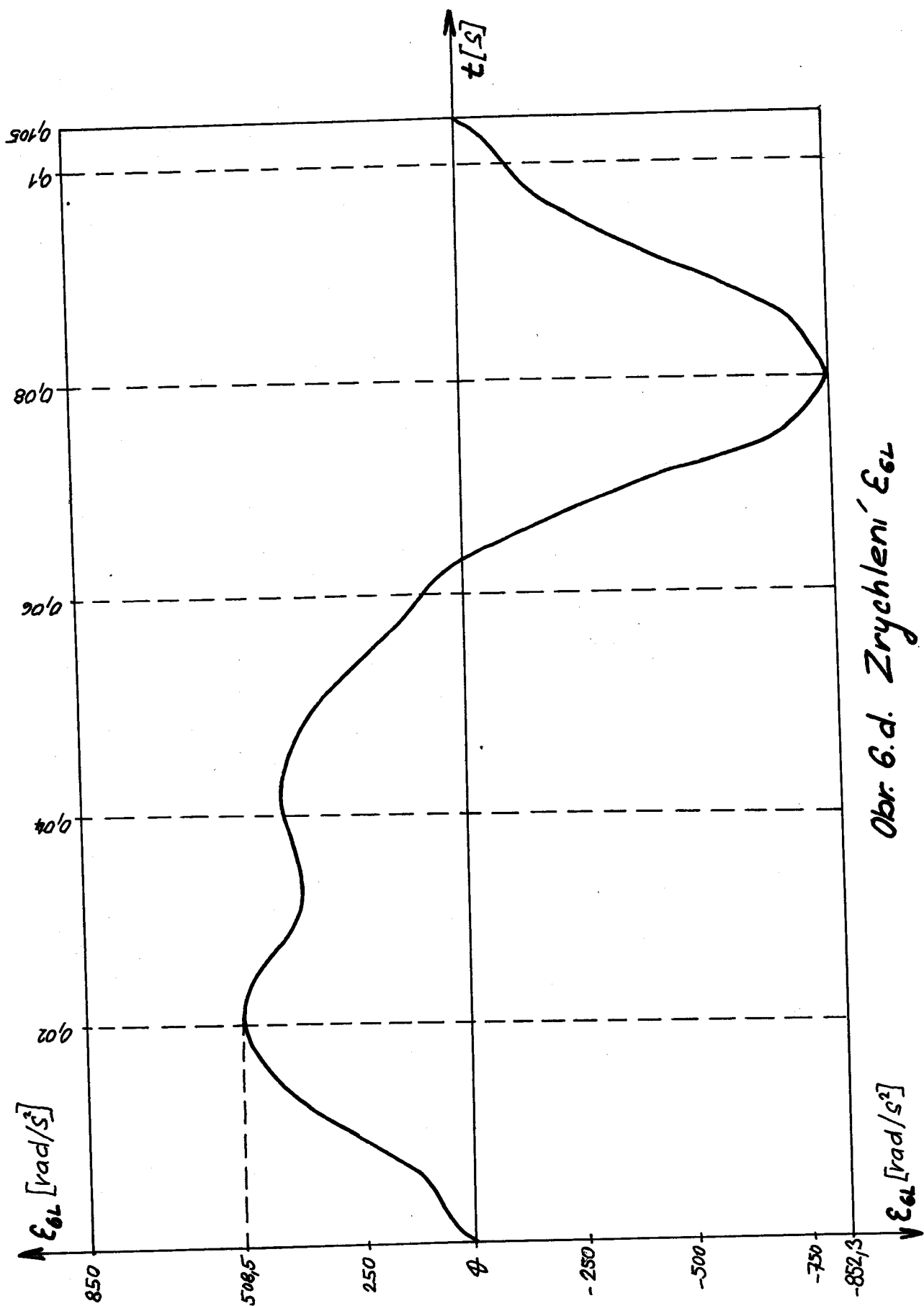


Obr. 6. b. Zrychlení ε_{4p}

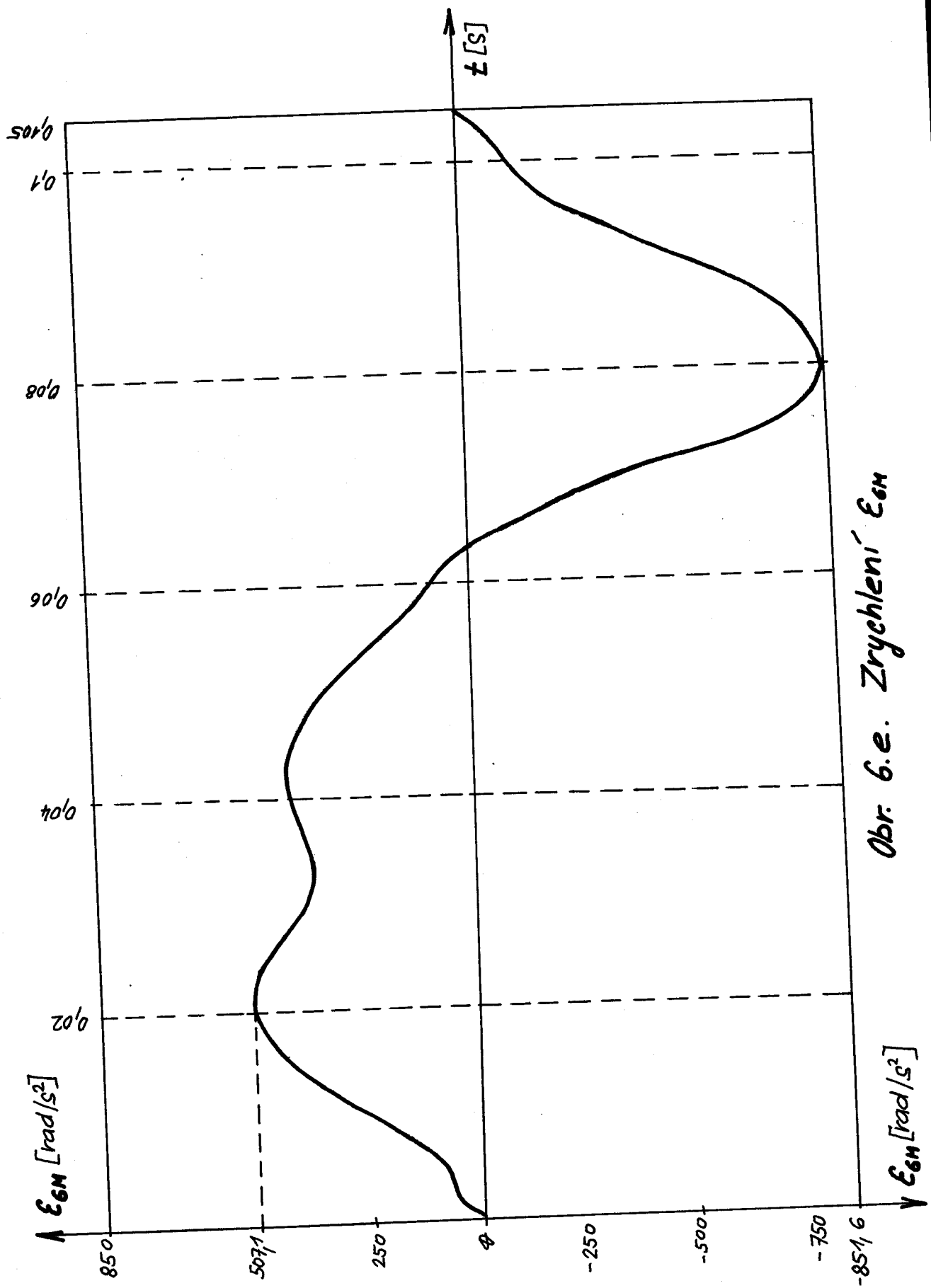


Obr. 6.c. Zrychlení ϵ_{4L} a ϵ_{4M}

ϵ_{4L} [rad/s^2]
 ϵ_{4M}



Obr. 6.d. Zrychlení ϵ_{OL}



Obr. 6.e. Zrychlení ϵ_{GM}

ϵ_{GM} [rad/s²]

Tabulka pro $I = \rightarrow ; c = \rightarrow$						
rad/s^2	$V = \theta$ $T = \rightarrow$	$V = \theta$ $T = \downarrow$	$V = \theta$ $T = \uparrow$	$V = 0,001$ $T = \rightarrow$	$V = 0,01$ $T = \rightarrow$	$V = 0,01$ $T = \downarrow$
ε_{2p}	MI	- 320,59	- 318,94	- 323,88	- 1535,1	- 3772,5
	MA	132,68	110,17	129,20	2034,2	3853,1
ε_{4p}	MI	- 446,37	- 436,04	- 496,61	- 450,72	- 466,36
	MA	789,86	830,94	745,09	787,01	784,68
ε_{4L}	MI	- 435,77	- 424,71	- 538,04	- 452,61	- 517,56
	MA	709,01	721,99	686,68	709,17	707,20
ε_{4H}	MI	- 435,77	- 424,71	- 538,09	- 452,61	- 517,56
	MA	709,01	721,99	686,68	709,17	707,20
ε_{6L}	MI	- 794,40	- 852,26	- 734,95	- 794,48	- 792,69
	MA	450,63	508,48	500,99	456,18	473,95
ε_{6H}	MI	- 796,40	- 851,59	- 734,86	- 794,47	- 790,60
	MA	453,00	507,10	505,04	458,31	472,62
č.přil.	1	2	3	10	11	12

Tab. 6.9.

Tabulka pro $I = \downarrow$; $a = \downarrow$					
rad/s ²		$V = \theta$ $T = \rightarrow$	$V = \theta$ $T = \downarrow$	$V = \theta$ $T = \uparrow$	$V = \theta$ $T = \downarrow$
ε_{2p}	MI	174,20	298,68	223,50	7924,0
	MA	-333,72	-330,35	-340,45	-27740
ε_{4p}	MI	743,52	793,65	773,89	778,79
	MA	-492,82	-449,93	-714,93	-481,81
ε_{4L}	MI	687,95	709,80	628,55	718,81
	MA	-533,42	-432,34	-805,29	-575,09
ε_{4H}	MI	687,95	709,80	628,55	718,81
	MA	-533,42	-432,34	-805,29	-575,09
ε_{6L}	MI	499,21	454,29	666,77	485,37
	MA	-735,88	-799,72	-459,09	-781,56
ε_{6H}	MI	499,79	453,78	671,89	487,32
	MA	-735,48	-800,56	-758,00	-782,03
č.př.í.		4	5	6	15

Tab. 6.b.

Tabulka pro $I = 1$; $c = 1$						
rad/s ²		$V = \emptyset$ $T = \rightarrow$	$V = \emptyset$ $T = \downarrow$	$V = \emptyset$ $T = \uparrow$	$V = 0,01$ $T = \rightarrow$	$V = 0,01$ $T = \uparrow$
$\Sigma 2p$	MI	- 318,90	- 318,07	- 320,55	- 11 088	- 2088,3
	MA	150,37	123,06	121,42	5841,2	5825,8
$\Sigma 4p$	MI	- 492,80	- 523,85	- 444,46	- 490,84	- 468,22
	MA	829,27	851,34	788,48	950,09	788,38
$\Sigma 4L$	MI	- 423,10	- 437,27	- 438,39	- 442,01	- 523,62
	MA	720,52	727,55	708,63	850,85	708,03
$\Sigma 4M$	MI	- 423,10	- 437,27	- 438,39	- 442,09	- 523,38
	MA	720,52	727,55	708,63	850,85	708,03
$\Sigma 6L$	MI	- 848,68	- 876,57	- 791,89	- 970,72	- 786,36
	MA	505,63	548,04	450,91	500,78	476,19
$\Sigma 6M$	MI	- 849,12	- 879,71	- 793,31	- 978,26	- 786,59
	MA	504,16	548,44	450,32	501,35	476,75
Σ příl.		7	8	9	13	14

Tab. 6. c.

7 . Z á v ě r

V této práci byl zpracován prošlupní kloubový mechanismus pro pneumatický stav / 1200 ot/min. / , pomocí něhož se bude realizovat vazba plátňová z hlediska dynamického chování. Revoluční ve vlastní konstrukci je odstranění bočního vedení listů . To je nahrazeno čtyřčlennými mechanismy -
- přímovody .

U stavů s bočním vedením listů dochází při velkých rychlostech k narážení listů o vedení a je tak zvyšována hlučnost a její chvění. Nová konstrukce by měla částečně přinést řešení těchto závažných problémů.

Při vyhodnocení variant řešení jsem dospěl k názoru, že by se v žádném případě neměly snižovat hmotové parametry a tuhosti , protože toto snížení přináší větší dynamické namáhání . V rámci výrobních a ekonomických možností, by bylo dobré snažit se vyrábět mechanismus s co nejmenšími vřely, protože ty velice výrazně ovlivňují dynamické chování celého systému.

Literatura

1. O. Talavášek, V. Svatý : Bezčlunkové stavy
SNTL 1975
2. O. Talavášek a kol. : Tkalcovská příručka
SNTL 1980
3. Doc.Ing. J.Charvát,CSc. : Mechanika II. (Dynamika)
Skripty VŠST Liberec 1982
4. M. Bajer : Prošlupní a odměřovací zaříze-
ní tkacího stroje
Diplomová práce VŠST 1988
5. Prof.Ing. V.Prášil, DrSc.
a Doc.Ing. J.Mrázek,CSc. : Zařízení prošlupního a pří-
razového mechanismu tkacího
stroje
Přihl. vynálezu ze dne 6.4.
1987
6. Doc.Ing. J.Mrázek,CSc. : Dynamické vlastnosti tkacího
stroje
Výzkumná práce, VŠST 1986