

Vysoká škola strojní a textilní v Liberci  
nositelka Řádu práce

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

obor 23-21-8 Stroje pro chemický, potravinářský a spotřební  
průmysl

zaměření balicí a polygrafické stroje

MECHANISMUS PRO POHON DOPRAVNÍKU TISKOVÝCH ARCHŮ

KST - BP - 122

Pavel Kudrnáč

Vedoucí práce: Ing. Richard Drapák

Počet stran	47
Počet tabulek	2
Počet obrázků	23
Počet výkresů	4
Počet jiných příloh	2

Datum: 10.5.1988

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

pro Pavla Kudrnáče  
obor 23-21-8, zaměření balicí a polygrafické stroje

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: Mechanismus pro pohon dopravníku tiskových archů

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte mechanismus pro pohon dopravníku tiskových archů archového tiskového stroje, návrh proveďte využitím netradičních mechanismů.

1. Proveďte rozbor soudobého řešení strojů ADAST.
2. Proveďte klasifikaci všech dostupných mechanismů vhodných pro pohon dopravníku.
3. U vybraných mechanismů proveďte posouzení vhodnosti z hlediska dosažených parametrů, konstrukčního řešení a ekonomických hledisek.
4. Pro optimální mechanismus proveďte návrh konstrukčního řešení včetně zpracování všech kinematických hodnot.

V 75/88 S  
VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ  
Ústřední knihovna  
LIBEREC 1, STUDENTSKÁ 5  
PSČ 461 17

Stroje polygrafické -  
pohon

Rozsah grafických prací: **Výkresová dokumentace mechanismu pohonu dopravníku.**

Rozsah průvodní zprávy: **40 stran**

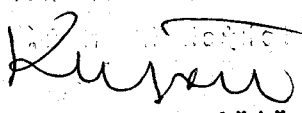
Seznam odborné literatury: **Výkresová dokumentace AD 705.**

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Richard Drapák**

Datum zadání diplomové práce: **6.10.1987**

Termín odevzdání diplomové práce: **10.5.1988**

L.S.

  
**Prof. Ing. O. Krejčíř, CSc.**  
Vedoucí katedry

  
**Prof. Ing. V. Prášil, DrSc.**  
Děkan

v **Liberci** dne **6.10.** 19**87**

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

V Liberci, dne 10.5.1988

*Kudrnáč<sup>1V</sup>*

## OBSAH

Seznam příloh . . . . .	5
1. ÚVOD . . . . .	6
2. ROZBOR SOUDOBĚHO ŘEŠENÍ STROJŮ ADAST . . . . .	7
2.1 Základní pojmy a vztahy pro dopravu a rovnění tiskových archů . . . . .	7
2.2 Funkce a konstrukční uspořádání pohonu . . . . .	13
3. KLASIFIKACE DOSTUPNÝCH MECHANISMŮ VHODNÝCH PRO POHON DOPRAVNÍKU . . . . .	17
3.1 Kritéria výběru . . . . .	17
3.2 Mechanismy s přirozenou závislostí . . . . .	21
3.2.1 Kulisový mechanismus . . . . .	21
3.2.2 Cardanův / Hooockův / kloub . . . . .	24
3.2.3 Eliptická kola . . . . .	26
3.3 Mechanismy s uměle navrhovanou závislostí . . . . .	28
3.3.1 Diferenciální křivkové pohony . . . . .	28
3.3.2 Diferenciál se šikým ozubením . . . . .	30
3.3.3 Krausovo ústrojí . . . . .	33
4. BODOVÁ ANALÝZA ALTERNATIVNÍCH ŘEŠENÍ . . . . .	35
5. NÁVRH KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ VYBRANÉHO MECHANISMU . . . . .	37
6. ZÁVĚR . . . . .	45
Seznam použité literatury . . . . .	47
Přílohy	

Seznam příloh

Příloha I - Průběhy kinematických veličin kulisového  
mechanismu

Příloha II - Průběhy kinematických veličin Cardanovy spojky

Příloha III - Výkresová dokumentace diferenciálu s šikmým  
ozubením:

2 - KST - BP - 122/ 01

2 - KST - BP - 122/ 01 - 01

3 - KST - BP - 122/ 01 - 02

4 - KST - BP - 122/ 01 - 03

## 1. ÚVOD

Trvalou snahou našeho polygrafického průmyslu je uspokojování potřeb společnosti ve všech oblastech tisku. Náročnost na polygrafické výrobky stále vzrůstá úměrně se stoupající životní úrovni obyvatelstva v duchu zásad hospodářské politiky Komunistické strany Československa.

Objem výroby polygrafického průmyslu se má v budoucnosti stále zvyšovat. Stoupající produkci musí zajišťovat nezvýšený počet pracovníků. Aby mohly být splněny požadavky na větší objem tisku a na zlepšování jeho kvality, je za této situace nutné zavádět nové metody, zdokonalovat organizaci práce, hospodárněji využívat výrobní prostředky a zavádět nové způsoby práce. Mimořádná pozornost se věnuje odstraňování ručních a pracných výrobních postupů.

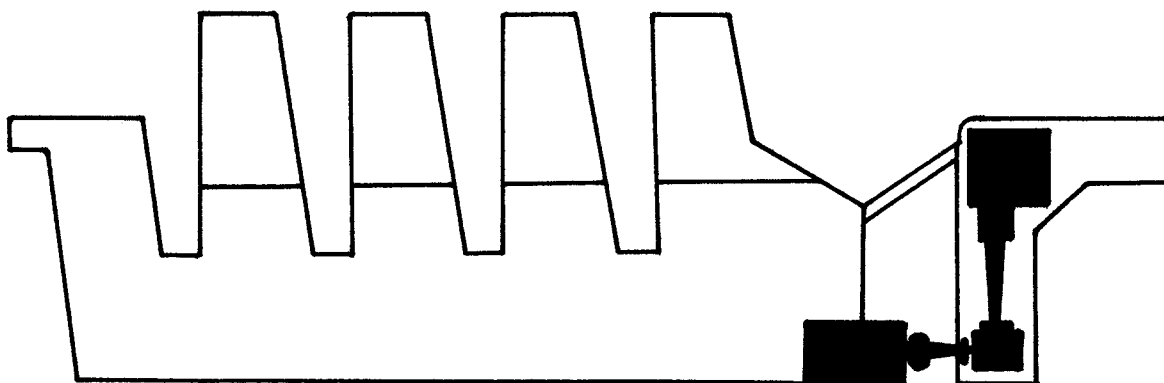
Tato práce obsahuje klasifikaci a kinematický rozbor některých mechanismů použitelných pro pohon samonakladače tiskových archů ofsetového stroje. Účelem práce je zvýšení výkonu, který se v dnešní době posunuje přes 10000 výtisků za hodinu.

## 2. ROZBOR SOUDOBEHO ŘEŠENÍ STROJŮ ADAST

### 2.1 Základní pojmy a vztahy pro dopravu a rovnání tiskových archů

Celý systém archového ofsetového tiskového stroje, který je naznačen na obr. 2.1, můžeme rozdělit do tří základních skupin:

- nakladač
- vlastní tisková jednotka
- vykladač



obr. 2.1

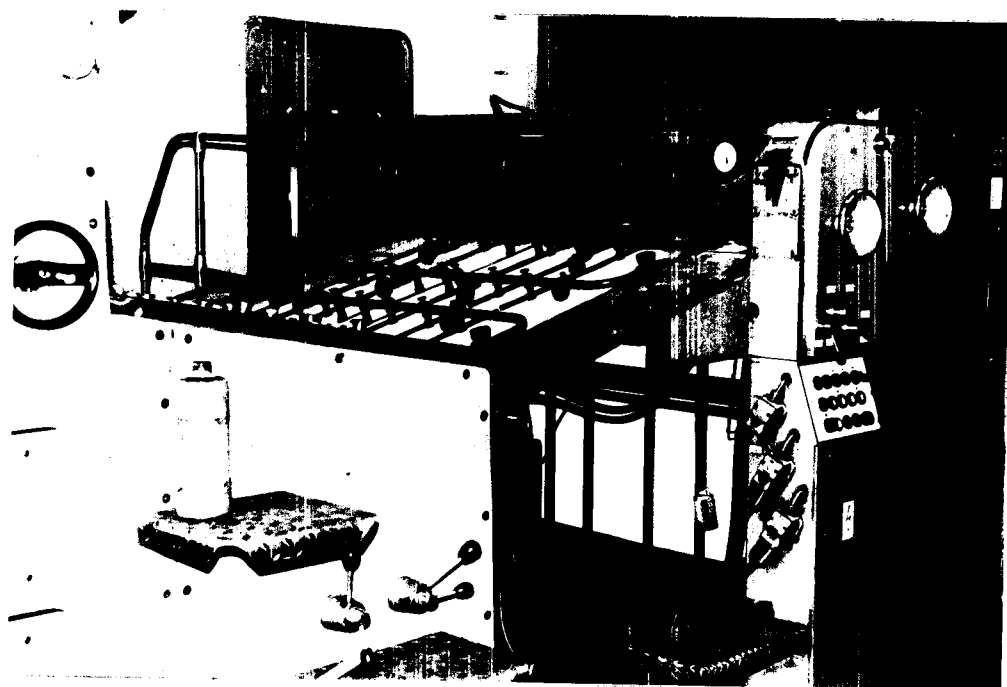
Tato práce, jak bylo uvedeno již v úvodu, se bude zabývat systémem nakladač, respektive mechanismem, který realizuje jeho pohon. Nakladač slouží k periodickému a přesnému naložení archu do stroje k tiskovému místu, přičemž musí splňovat určité funkce a podmínky.

Funkce můžeme rozdělit do tří základních skupin /3/:

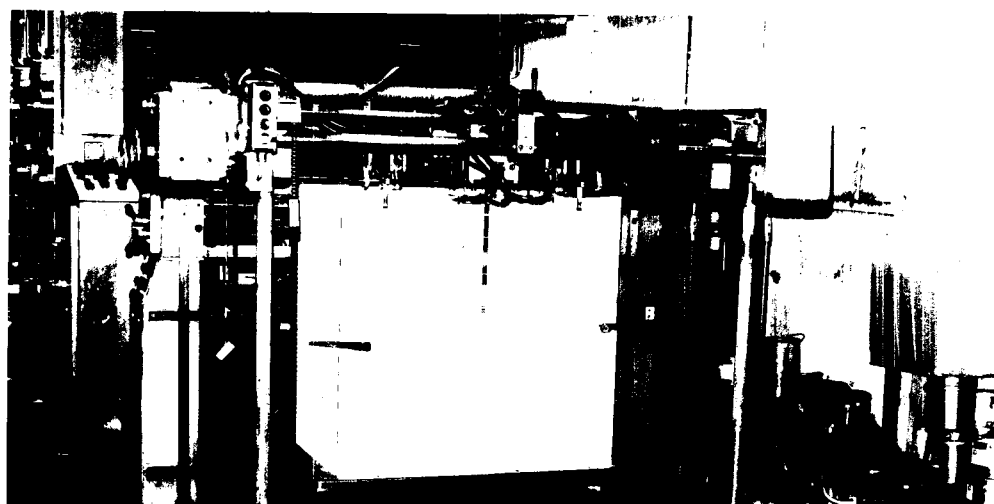
a/ naložení archu ze stohu na nakládacím stole na dopravní







obr. 2.2 - boční pohled na dopravník stroje  
PLANETA vyráběného v NDR



stůl nakládacím agregátem

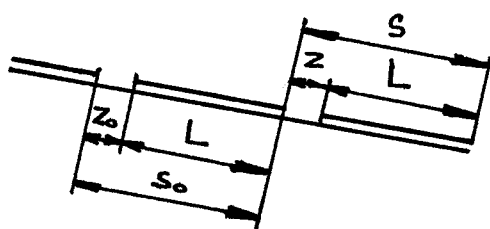
- b/ rovnání archu
- c/ podání na tlakový váleček tiskového místu

Nakládač musí splňovat tyto základní podmínky:

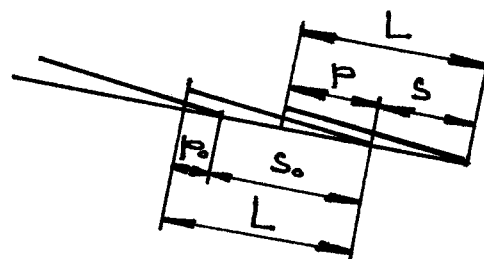
- a/ zabezpečovat bezpečné naložení archu a jeho přesné ustavení na náložkách při různých druzích potiskovaného materiálu a formátech archu
- b/ při nakládání nezanechávat mechanické poškození na povrchu a struktuře potiskovaného archu, nerozmažávat předchozí tisk a nepoškozovat přední a boční hrany archu
- c/ mít jednoduchou obsluhu a automatické propojení vzhledem k zastavení nakládání při poruše tiskového procesu, rozjetí tisku a další automatické prvky podle druhu a složitosti stroje

Jsou známy dva způsoby dopravy archů /obr. 2.4/:

- nakládání z přední hrany archu
- nakládání ze zadní hrany archu /šupinové/



nakládání archů za sebou



šupinové nakládání

obr. 2.4

Oba způsoby mohou fungovat s čelní náložkou umístěnou

- z horní strany archu
- ze spodní strany archu

Dále se budeme zabývat pouze nakládáním šupinovým s čelní náložkou umístěnou ze spodní strany archu.

Pro snadnější pochopení dopravy a rovnání archů byla sestavena soustava analytických rovnic, které nám popisují kinematiku pohybu archu. Dále byl sestaven tzv. diagram rovnání, která nám znázorňuje dráhu archu na nakladačovém stole rozvinutou v čase. Celá tato problematika je podrobně rozpracována v /3/ a já zde uvedu výpis nejdůležitějších vztahů (2.1 až 2.6), diagram rovnání a geometrii umístění náložek vzhledem k archu /obr. 2.5/.

Pro periodu pracovního cyklu / 0,3 s pro výkon 12000 výtisků za hodinu / platí tři základní vztahy:

$$T_0 = t_r + t_x = \begin{array}{l} 1 \text{ otáčka tlakového válce} \\ = 1 \text{ výtisk} \end{array} \quad (2.1)$$

$$T_0 = \frac{3600}{n} \quad (2.2)$$

$$T_0 = \frac{S_0}{v_D} \quad (2.3)$$

kde  $T_0$  ... je perioda stroje

$$t_r \dots \text{čas rovnání} = t_{cr} + t_{br} + t_{cd} = 0,09s + 0,07s + 0,02s = 0,18s$$

$t_x$  ... čas zbytkový

$n$  ... počet otáček /výtisků/ stroje za hodinu

$S_0$  ... dráha, kterou arch urazí během jedné periody

$v_D$  ... střední rychlost archu

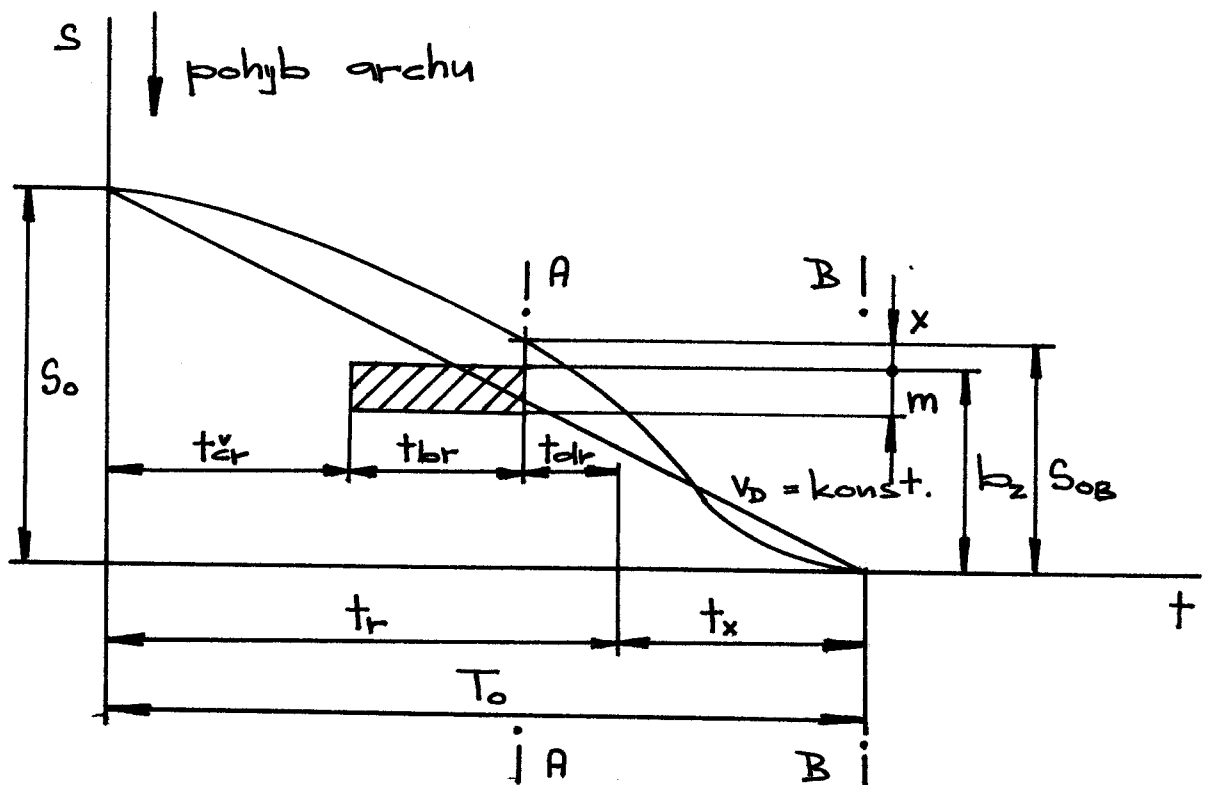
Pro formát L / max. 495 mm /, šupinu  $p$  a dráhu archu  $S_0$  platí vztahy:

$$p = L - S \quad (2.4)$$

kde 
$$s = \frac{L + l_k}{v_T} v_D - t_r v_D \quad (2.5)$$

kde 
$$l_k = \pi D - L \quad (2.6)$$

$v_T$  ... obvodová rychlost tlakového válce



obr. 2.5 - technologický diagram rovnání

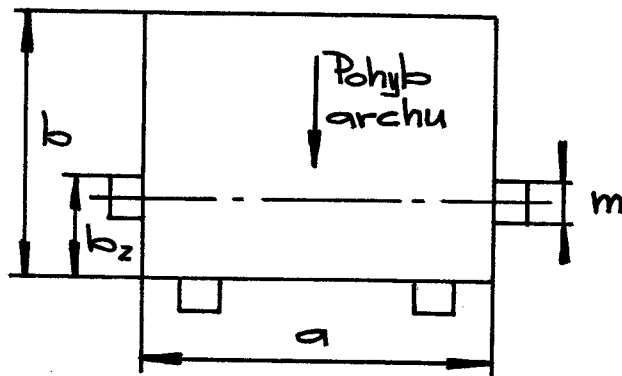
$t_{\check{c}r}$  ... čas čelního rovnání

$t_{br}$  ... čas bočního rovnání

$t_{\check{c}dr}$  ... čas dorovnání

Jak je zřejmé z diagramu obr. 2.5, při šupinovém nakládání s čelní náložkou umístěnou ze spodní strany arcu existují tři místa, která musí konstruktér při volbě daného poho-

nu respektovat.



obr. 2.6 - umístění náložek v závislosti na formátu

Prvé místo / poloha A / je úsek, kde musí být vzdálenost přední hrány archu od boční náložky minimálně  $x$ , což je hodnota daná konstrukcí náložky. Při zanedbání tohoto požadavku by mohlo dojít k nárazu archu do boční náložky, která v tomto místě dosud rovná předcházející arch.

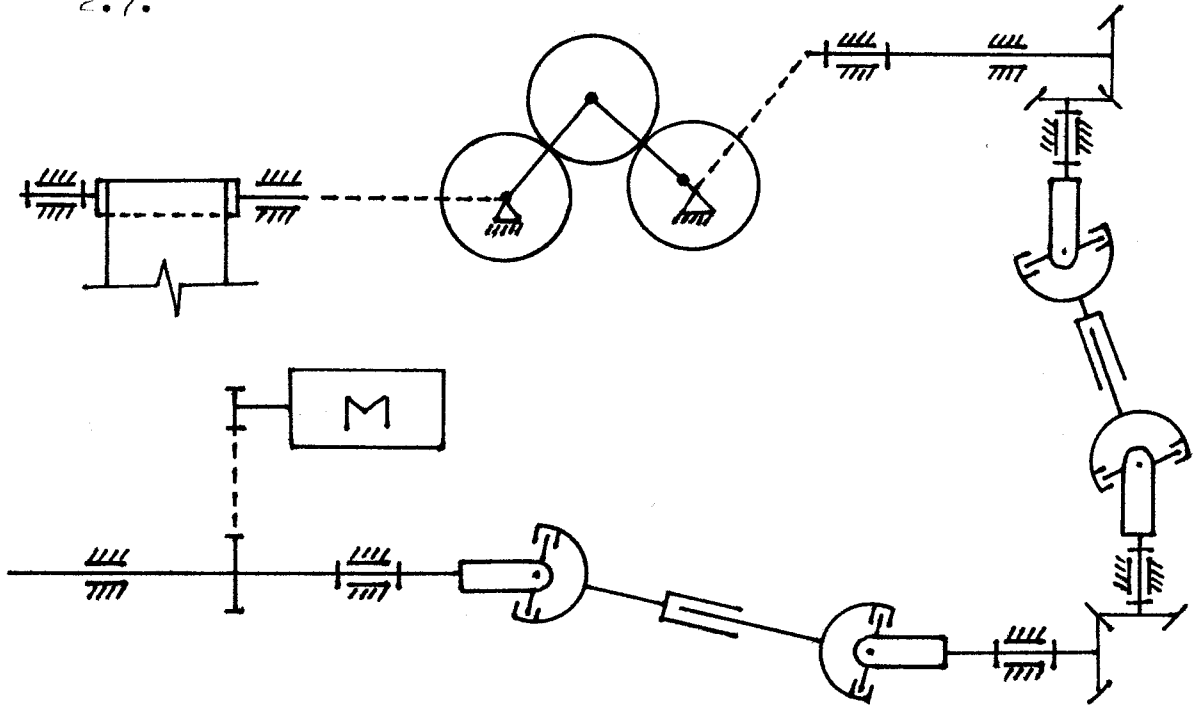
Druhé místo / poloha B / je úsek, kde dochází k dojezdu archu na čelní náložky. Kdybychom zde překročili kritickou dojezdovou rychlost /  $0,3$  až  $0,35$  m/s / /3/, došlo by k odskočení archu od náložek. Tím nastane větší čas pro uklidnění a případně i deformace papíru.

Tyto dvě podmínky spolu s formátem tiskového archu, výkonem a technologickými časy rovnání budou pro nás v dalších kapitolách rozhodující pro návrh mechanismu pohonu.

Je zřejmé, že boční náložka může být nabourána i předcházejícím archem, který je odtahován k tiskovému místu, což je třeba při návrhu rovněž zkontrolovat.

## 2.2 Funkce a konstrukční uspořádání pohonu

Umístění pohonu na tiskovém stroji je zřejmé z obr. 2.1. Jeho napájení hnacím momentem je odvozeno od hlavní pohonné jednotky stroje, jak je zřejmé z kinematického schématu na obr. 2.7.



obr. 2.7

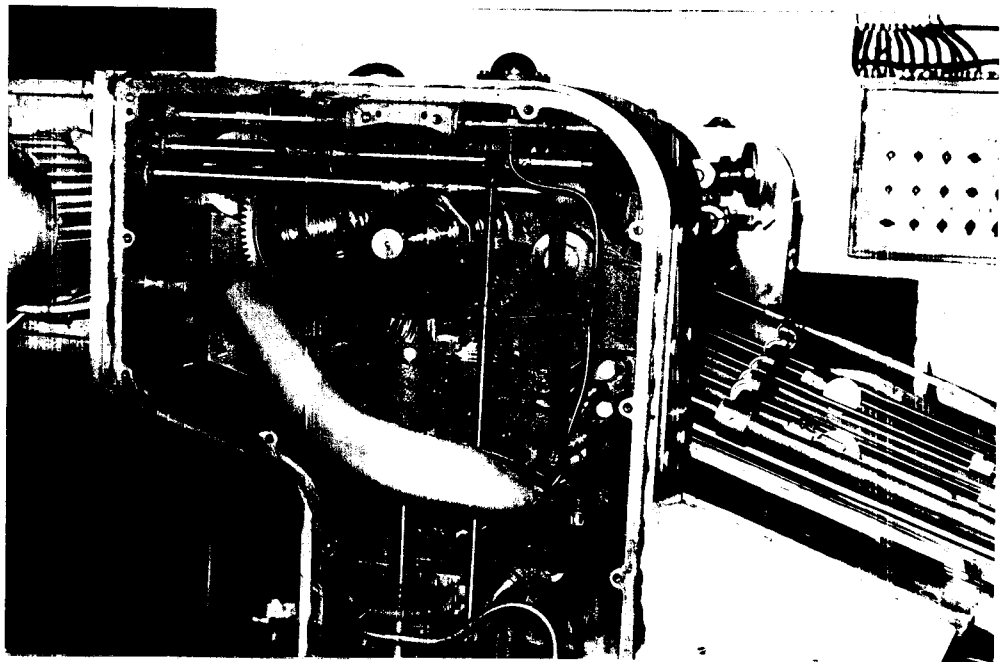
Hnací moment odebíraný z hřídele elektromotoru je přes řemenový převod přiveden na hřídel společnou pro pohon tiskových jednotek i nakladače. Z této hřídele je pak přes soustavu cardanových kloubů a kuželových soukolí přiveden na vstup pohonu nakladače.

Funkce mechanismu spočívá v tom, že konstantní úhlovou rychlost na vstupu transformuje na pohyb, který v průběhu jedné otáčky mění svůj převod tak, aby byly splněny podmínky pro dopravu archu, jak jsou uvedeny v kapitole 2.1.

Konstruktéři stroje ADAST DOMINANT, jako i většina konkurenčních firem / např. PLANETA obr.2.8, 2.9 /, realizují pohon







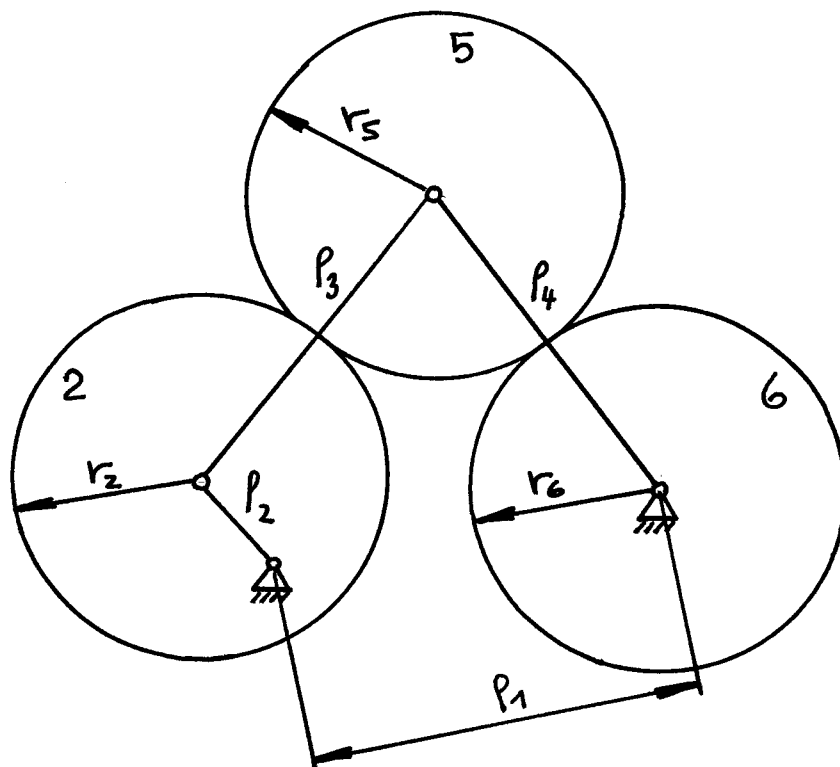
obr. 2.8 - pohled na odkrytou skříň s pohonem realizovaným  
čtyřkloubovým mechanismem s třemi ozubenými  
koly



obr. 2.9 - detailní pohled na mechanismus

dopravníku čtyřkloubovým mechanismem se třemi ozubenými koly. Kinematické schéma je na obr. 2.10.

Klikovahadlový čtyřkloubový mechanismus je doplněn třemi ozubenými koly. Ozubené kolo č. 2 je pevně spojeno, respektive je totožné s klikou čtyřkloubového mechanismu a jeho osa otáčení je umístěna excentricky. Excentricita je rovna délce kliky mechanismu. Dále mechanismus obsahuje vložené kolo 5, umístěné na čepu kloubu členů 3,4 a hnané kolo, umístěné na čepu kloubu členu 4.



obr. 2.10

Excentricky uložené ozubené kolo na členu 2 mechanismu způsobuje nerovnoměrné otáčení hnaného ozubeného kola 6. Tato nerovnoměrnost otáčení závisí především na velikosti hodnoty  $\lambda = \frac{l_2}{r_2}$ , na převodovém poměru hnacího a hnaného kola  $i_{26}$  a na osové vzdálenosti  $l_1$  těchto kol.

Kinematické analýza tohoto mechanismu je velice podrobně rozpracována v [1] a proto se problematikou tohoto mechanismu

nebudu dále zabývat a čtenáře, který chce hlouběji do tohoto problému proniknout odkazují na tuto práci.

Závěrem této kapitoly chci upozornit na to, že mechanismus používaný v současné době na strojích ADAST DOMINANT má z hlediska použití pro pohon dopravníku ty nejlepší vlastnosti. Při vhodné volbě parametrů může jeho převodová funkce nabývat i záporných hodnot a výrazně nesymetrického tvaru. První vlastnost je výhodná z hlediska nízké hodnoty dojezdové rychlosti a druhá z hlediska vytvoření času pro funkci boční náložky.

### 3. KLASIFIKACE DOSTUPNÝCH MECHANISMŮ VHDNÝCH PRO POHON DOPRAVNÍKU

#### 3.1 Kritéria výběru

Typ mechanismu, který lze použít pro pohon dopravníku, má periodický charakter pohybu, to znamená, že pro jeho převod vztah (3.1) platí vztah (3.2).

$$p = \frac{d\varphi}{d\psi} \frac{\omega_{\text{výst}}}{\omega_{\text{vst}}} \quad (3.1)$$

$$f(t) = f(t + nT) \quad (3.2)$$

kde  $\varphi$  ... je souřadnice hnacího členu

$\psi$  ... je souřadnice hnaného členu

$\omega_{\text{vst}}$  ... úhlová rychlost na vstupu

$\omega_{\text{výst}}$  ... úhlová rychlost na výstupu

$n$  ... počet cyklů

$T$  ... perioda / pracovní cyklus stroje /

Každá periodická funkce může být rozdělena do tzv. Fourierovy / trigonometrické / řady 3.3 .

$$f(t) = \sum_{n=1}^p (a_n \cos n\omega t + b_n \sin n\omega t) \quad 3.3$$

kde  $a_0$  ... je střední osa funkce a rovná se přímo  
střednímu převodu  $p_s$

$a, b$  ... jsou koeficienty určující, zda funkce je sudá  
nebo lichá

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_0^T f(t) dt$$

$$a_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos n\omega t dt$$

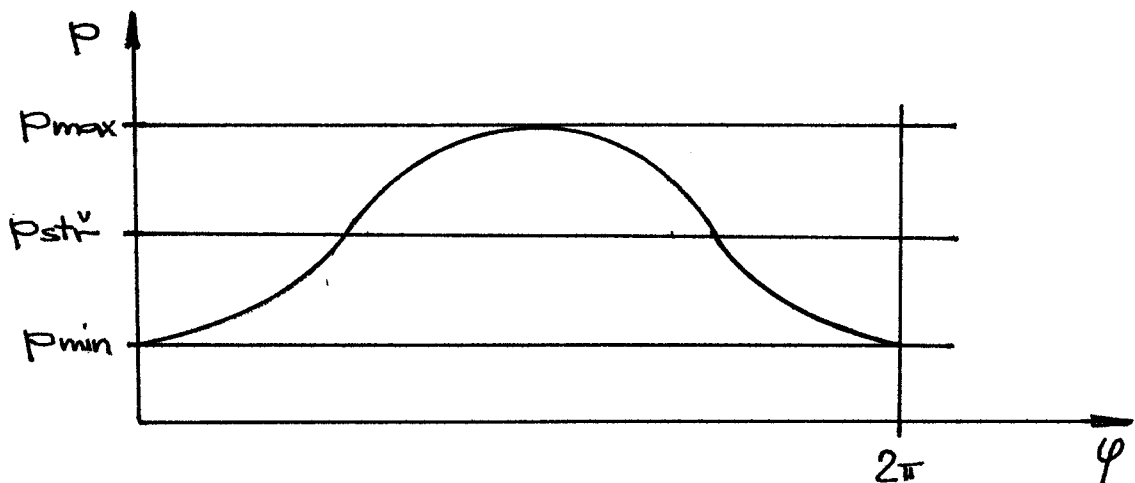
$$b_n = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin n\omega t dt$$

Převodová funkce mechanismu, který lze použít pro pohon dopravníku, je funkce sudá. Koeficienty  $a_n$  tedy nabývají nenulových hodnot a koeficienty  $b_n$  nulových hodnot. Ze vztahu 3.3 je dále zřejmé, že přesnost vyjádření funkce závisí přímo úměrně na hodnotě  $l$ . Každý  $n+1$  součet je aproximací  $n$ -tého součtu. Při nejhrubší aproximaci /  $l=1$  / můžeme psát:

$$f(t) = a_0 + a_1 \cos \varphi$$

Pro náš případ pak můžeme psát výraz:

$$p(t) = p_{stř} + p_1 \cos \varphi$$



obr. 3.1

Jak již bylo uvedeno v kapitole 2.1, je nutné při návrhu mechanismu respektovat dvě polohy A,B v časovém diagramu 2.5.

Pro kontrolu místa A je třeba transformovat jeho souřadnice odpovídající časovému diagramu na souřadnice odpovídající zdvihové závislosti daného mechanismu.

Souřadnice dopravníku jsou dány technologickými hodnotami / viz. 2.1 /.

Budeme předpokládat:

$$S_0 = 300 \text{ mm}; b = \text{formát} \cdot 0,3 = 495 \cdot 0,3 = 148,5 \text{ mm};$$

$$x = 15 \text{ mm}; t_{\text{čr}} = 0,09 \text{ s}; t_{\text{br}} = 0,07 \text{ s}$$

potom:

$$- \text{ souřadnice dráhy } S_A = S_0 - b + x = 136,5 \text{ mm}$$

$$- \text{ souřadnice času } t_A = t_{\text{čr}} + t_{\text{br}} = 0,16 \text{ s}$$

Transformační vztahy odpovídají výrazům (3.4),(3.5).

$$\varphi_A = \frac{2\pi}{T_0} t_A \quad (3.4)$$

$$\gamma_A = \frac{2\pi}{S_0} S_A \quad (3.5)$$

Do výrazů (3.4) dosadíme vzorec (2.2) a získáme závislost  $\varphi_A = f(n)$ . Po dosazení číselných hodnot můžeme psát (3.6) (3.7).

$$\varphi_A = 2,79 \cdot 10^{-4} n \quad [\text{rad}] \quad (3.6)$$

$$\gamma_A = 2,86 \quad [\text{rad}] \quad (3.7)$$

Kontrolu místa A provedeme tak, že do výrazu (3.6) dosadíme výkon stroje. Úhel  $\varphi_A$  dosadíme do zdvihové závislosti daného mechanismu a pro výsledný úhel  $\gamma$  musí platit podmínka (3.8).

$$\gamma \leq \gamma_A \quad (3.8)$$

Místo B je úsek, kde dochází k dojezdu archu na čelní náložky / viz. 2.1 /. Pro dojezdovou rychlost přitom musí platit nerovnost (3.9) .

$$v_B \leq v_{KRIT} \quad (3.9)$$

Výkon stroje je vzhledem k tomuto místu limitován hodnotou minimálního převodu použitého mechanismu. Jde tedy o to, najít funkční vztah  $n = f(p_{min})$ . Vyjdeme ze soustavy rovnic (3.10) až (3.12) .

$$p_{min} = \frac{v_B}{v_{stř}} \quad (3.10)$$

$$v_{stř} = \frac{s_0}{T_0} \quad (3.11)$$

$$T_0 = \frac{3600}{n} \quad (3.12)$$

Úpravou dostáváme funkční vztah  $n = f(p_{min})$

$$(3.13)$$

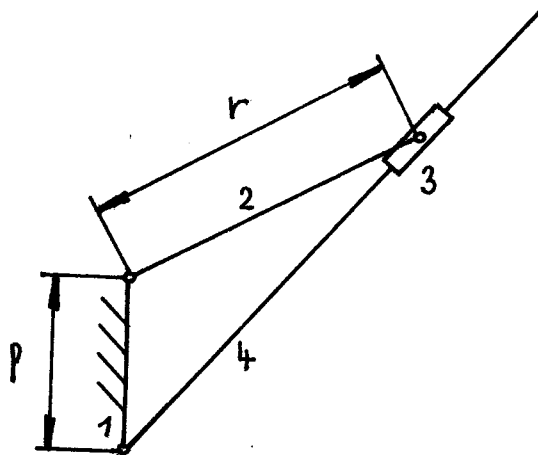
$$n = \frac{v_B}{s_0} \frac{3600}{p_{min}} \quad (3.14)$$

Dosezením za  $v_B = 0,3 \text{ m s}^{-1}$  a  $s_0 = 0,3 \text{ m}$  dostáváme vztah, který nám bude sloužit k informativnímu určení výkonu stroje odpovídajícímu mechanismu pro dané technologické parametry dopravy.

$$n \approx \frac{3600}{p_{min}} \quad 3.15$$

## 3.2 Mechanismy s přirozenou závislostí

### 3.2.1 Kulisový mechanismus



obr. 3.2

Kulisový mechanismus obr. 3.2 je popsán jedním parametrem, který odpovídá poměru kliky a odlehlosti kloubů rámu (3.16).

$$\lambda = \frac{r}{p} \quad (3.16)$$

Má-li člen 4 fungovat jako klika musí parametr  $\lambda$  vyhovovat nerovnosti (3.17), což je podmínka pro existenci dvojklikového kulisového mechanismu.

$$\lambda > 1 \quad (3.17)$$

Kinematicky je pak tento mechanismus plně popsán zdvihovou závislostí (3.18), jejíž derivací podle pootočení vstupního členu získáváme převodovou funkci (3.19). Průběhy těchto závislostí spolu s druhou derivací pro hodnotu jsem spočítal na mikropočítači a nechal vytisknout / viz. příloha I /.



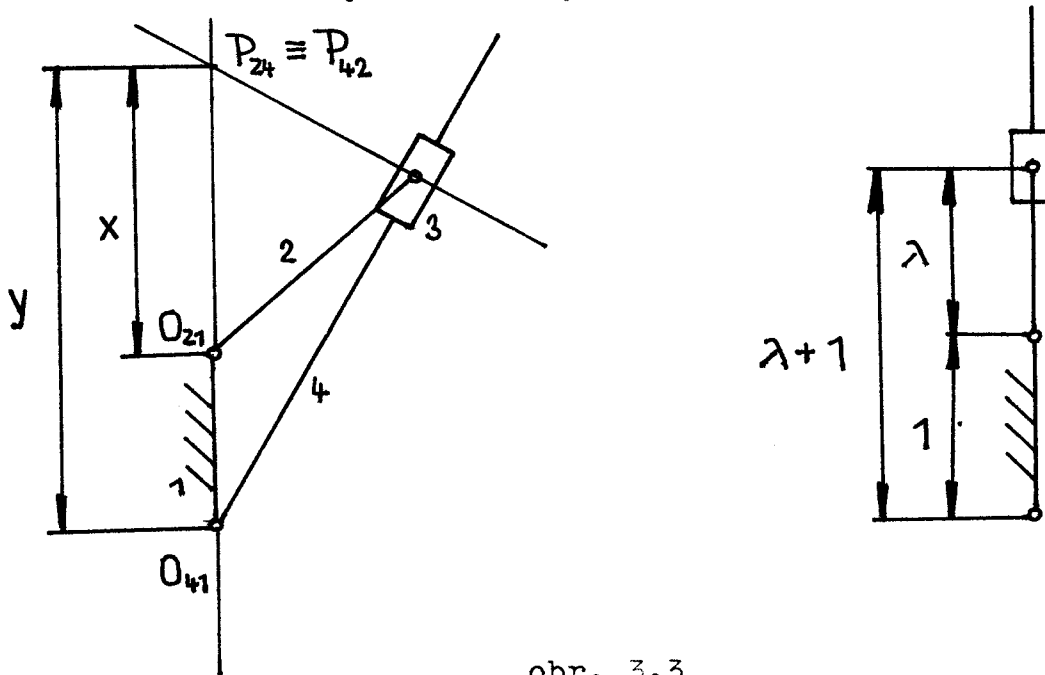
$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{\lambda \sin \varphi}{1 + \lambda \cos \varphi} \quad (3.18)$$

$$P = \frac{\lambda(\lambda + \cos \varphi)}{1 + \lambda^2 + 2\lambda \cos \varphi} \quad (3.19)$$

Dosažením hodnoty  $\varphi = 0$  do vztahu (3.19) dostáváme výraz pro minimální převod, který mechanismus může generovat v průběhu jedné otáčky (3.20).

$$P_{\min} = \frac{\lambda}{\lambda + 1} \quad (3.20)$$

Tento výraz může být odvozen i graficky / obr. 3.3 /.

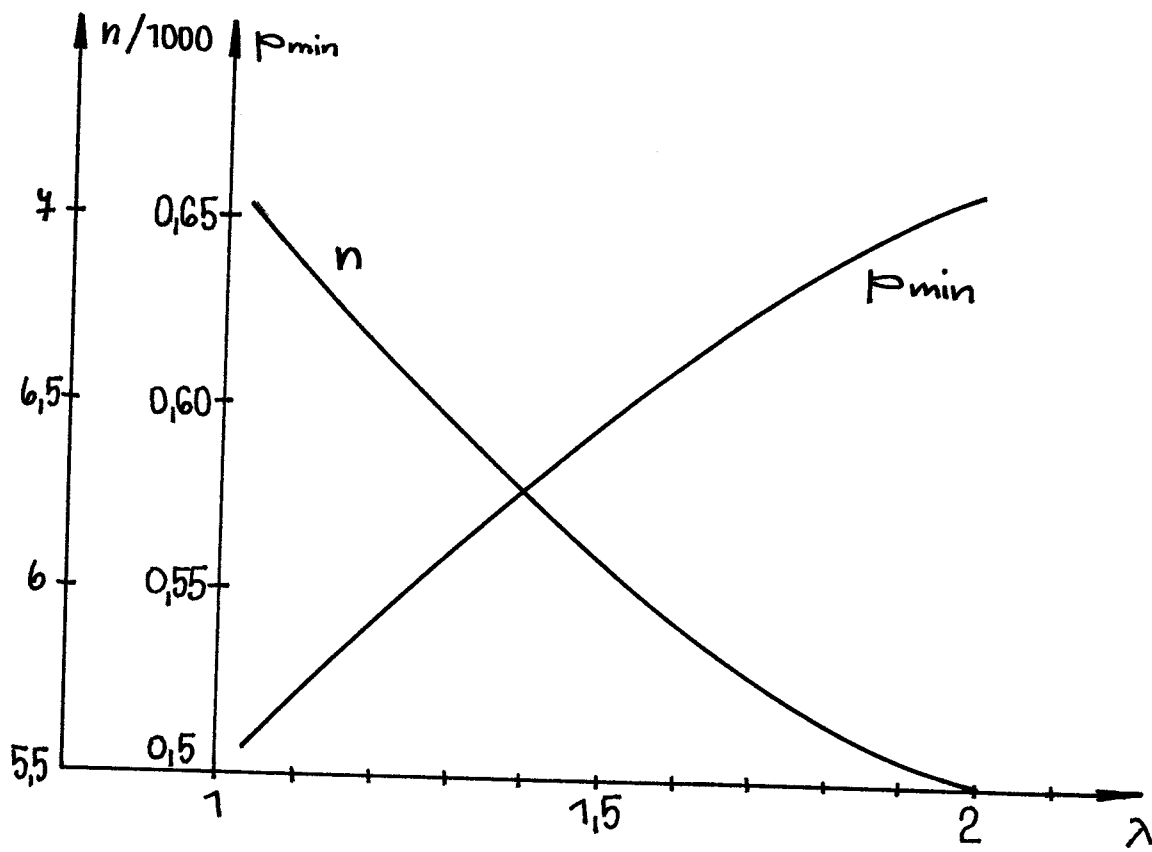


obr. 3.3

Předpokládáme-li, že okamžitý převod mechanismu je roven podílu odlehlosti pólu  $P_{24}$  od osy otáčení členu 2  $x$  a odlehlosti pólu  $P_{24}$  od osy otáčení členu 4  $y$ , pak pro  $P_{\min}$  platí rovněž vztah (3.20).

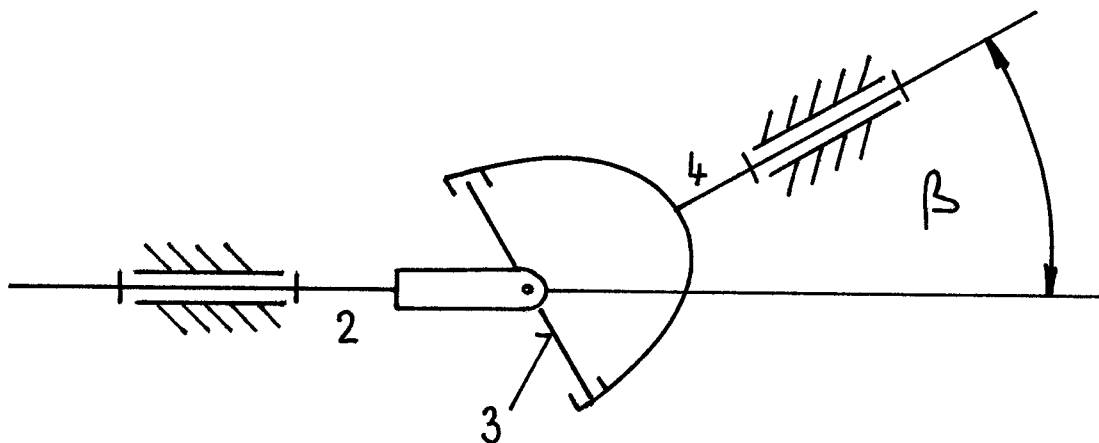
Ze závislostí  $P_{\min} = f(\lambda)$ ;  $n = f(\lambda)$  je zřejmé, že s klesající hodnotou parametru  $\lambda$  klesá hodnota  $P_{\min}$  a tím stoupá výkon stroje, což se ovšem děje na úkor zhoršených dynamic-

kých poměrů, které jsou nejméně příznivé v oblasti  $\lambda \rightarrow 1$



obr. 3.4

### 3.2.2 Cardanův / Hoocův / kloub



obr. 3.5

Cardanův kloub obr. 3.5 je popsán jedním parametrem, který odpovídá úhlu, který svírá člen 2 se členem 4. Má-li tento mechanismus spolehlivě fungovat, musí pro něho platit vztah (3.21).

$$\beta_{\max} = 36' \quad (3.21)$$

Kinematicky je tento prostorový mechanismus plně popsán zdvihovou závislostí (3.22), jejíž derivací podle pootočení vstupního členu získáváme převodovou funkci (3.23). Průběhy těchto závislostí spolu s druhou derivací pro hodnotu jsou uvedeny v příloze II.

$$\psi = \arctg \cos \beta \operatorname{tg} \varphi \quad (3.22)$$

$$P = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \beta \sin^2 \varphi} \quad (3.23)$$

Dosažením hodnoty  $\varphi = 0$  do vztahu (3.23) dostáváme výraz pro minimální převod, který mechanismus může generovat

v průběhu jedné otáčky (3.24) .

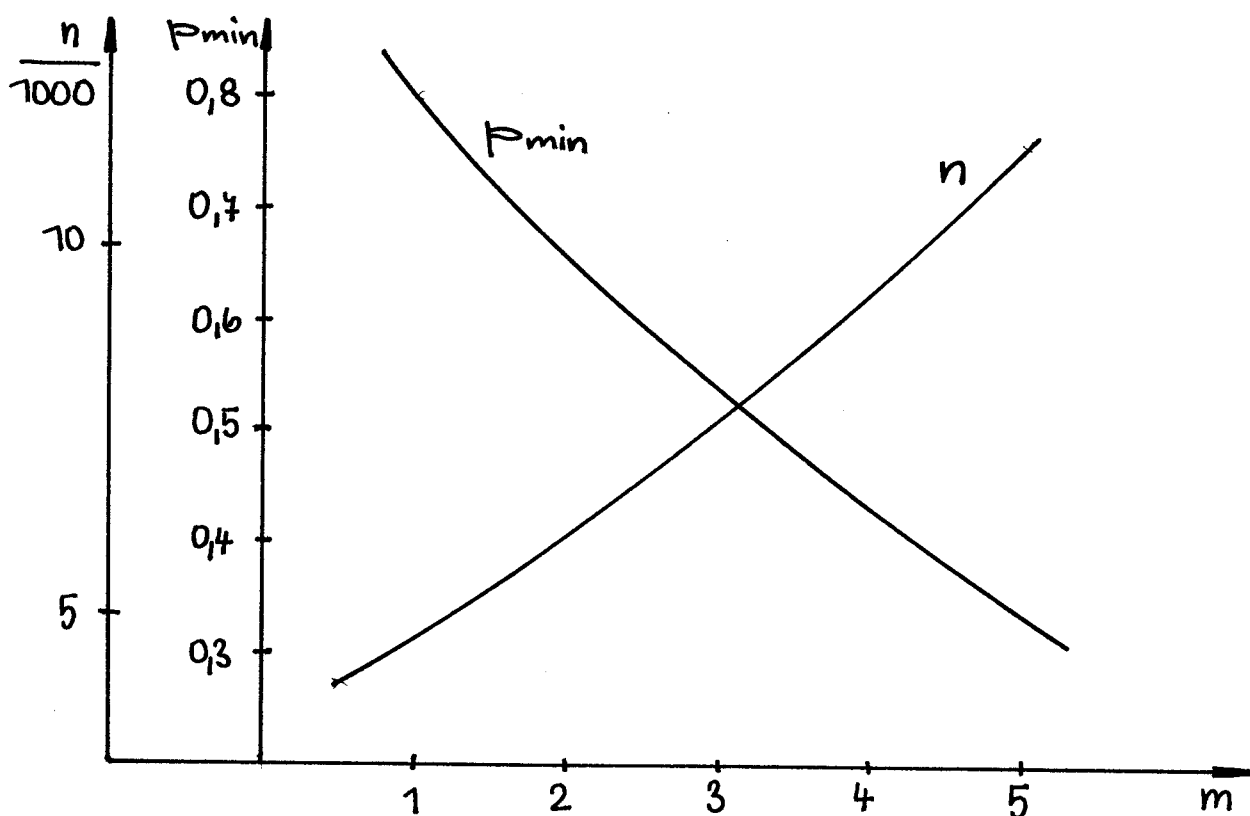
$$p_{\min} = \cos \beta \quad (3.24)$$

Dosažením  $\beta_{\max}$  dostáváme

$$p_{\min} = 0,8$$

Propojením  $m$  cardanových kloubů dostáváme převod (3.25) .

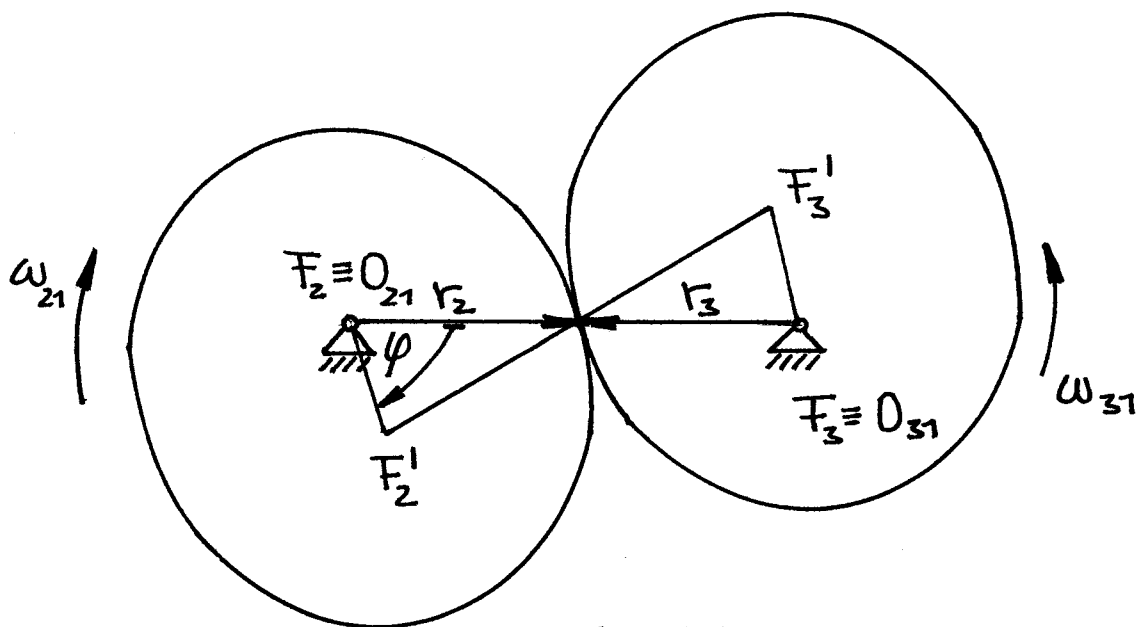
$$p_{\min m} = \cos^m \beta \quad (3.25)$$



obr. 3.6

Ze závislosti  $p_{\min} = f(m)$  a  $n = f(m)$  je zřejmé, že se vzrůstajícím počtem propojených cardanových kloubů klesá  $p_{\min}$  a tím stoupá výkon stroje, což se ovšem děje na úkor hmotnosti a složitosti stroje.

### 3.2.3 Elíptická kola



obr. 3.7

Elíptické soukolí obr. 3.7 je plně popsáno jedním parametrem, který odpovídá poměrné excentricitě (3.26).

$$\varepsilon = \frac{e}{a} = \sqrt{1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2} \quad (3.26)$$

kde  $a$  ... je hlavní poloosa elipsy

$e$  ... excentricita elipsy

$b$  ... vedlejší poloosa elipsy

Pro existenci elíptického soukolí musí platit podmínka:

$$r_2 + r_3 = 2a \quad (3.27)$$

kde  $r_2$  ... je okamžitá vzdálenost osy otáčení kola 2  $O_{21}$  od pólu pohybu  $F_{23}$

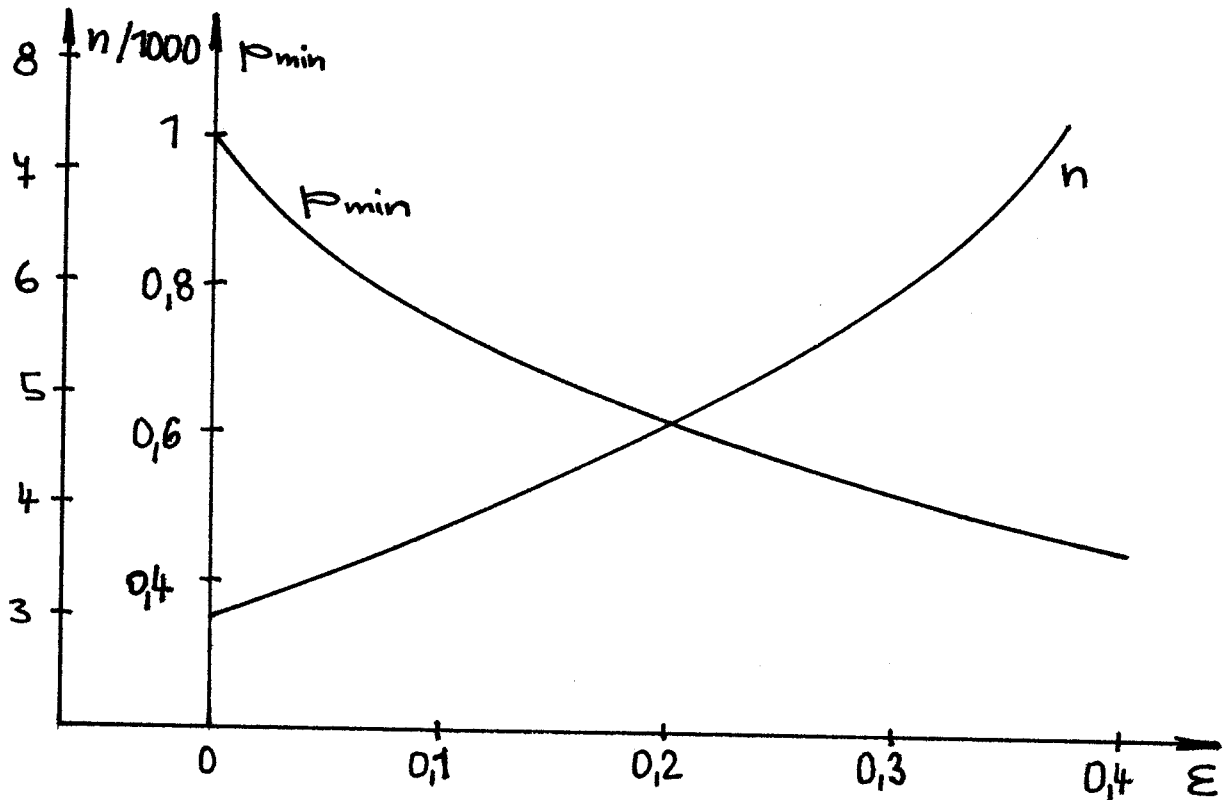
$r_3$  ... je okamžitá vzdálenost osy otáčení kola 3  $O_{31}$  od pólu pohybu kola 3

Kinematika mechanismu je popsána převodovou funkcí:

$$p = \frac{\omega_{z1}}{\omega_{21}} = \frac{r_2}{2a - r_2} \quad (3.28)$$

Pro minimální převod platí vztah:

$$p_{\min} = \frac{1 - \varepsilon}{1 + \varepsilon} \quad (3.29)$$



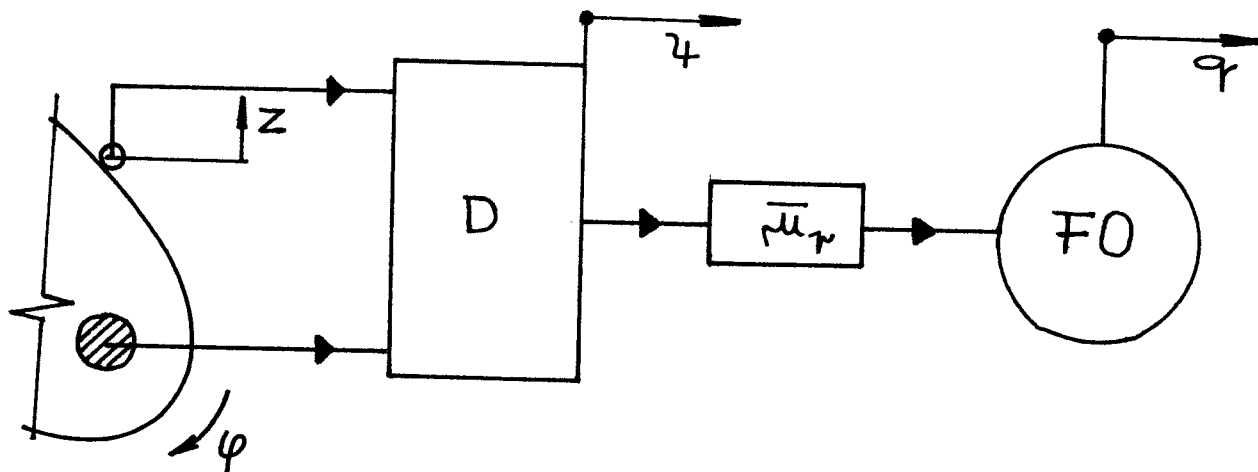
obr. 3.8

Z diagramu obr. 3.8, který nám zobrazuje funkční závislost  $p_{\min} = f(\varepsilon)$ ;  $n = f(\varepsilon)$  je zřejmé, že se vzrůstající hodnotou poměrné excentricity eliptických kol klesá hodnota  $p_{\min}$  a stoupá výkon stroje, což se však děje na úkor dynamické vyváženosti, která je nejpriznivější pro  $\varepsilon \rightarrow 0$ .

### 3.3 Mechanismy s uměle navrhovanou závislostí

#### 3.3.1 Diferenciální křivkové pohony

Diferenciální křivkové pohony mohou být vyjádřeny blokovým schématem obr. 3.9 /2/.



obr. 3.9

V diferenciálním ústrojí D je namodulován cyklus  $z = f(\varphi)$  na rovnoměrnou rotaci hlavního hřídele. Z diferenciálu pak vystupuje cyklus  $\zeta = f(\varphi)$ , který je možné přes převodovou funkci  $\bar{\mu}_r = \frac{dq}{d\zeta}$  upravit na žádanou funkci  $q = f(\varphi)$ .

Obecný tvar zdvihové závislosti diferenciálního systému může být zapsán takto:

$$q = [\dot{\zeta} + \bar{\mu} f(\varphi)] \bar{\mu}_r \quad (3.30)$$

Celý systém je tedy popsán třemi hodnotami:  $i$ ,  $\bar{\mu}$  a  $\bar{\mu}_r$ ; z nichž první dvě jsou dány konkrétním typem diferenciálního ústrojí, zatímco převod  $\bar{\mu}_r$  má u dopravníku tiskových strojů obecnou platnost.

Při jeho odvození vyjdeme z rovnosti (3.31) po jejíž

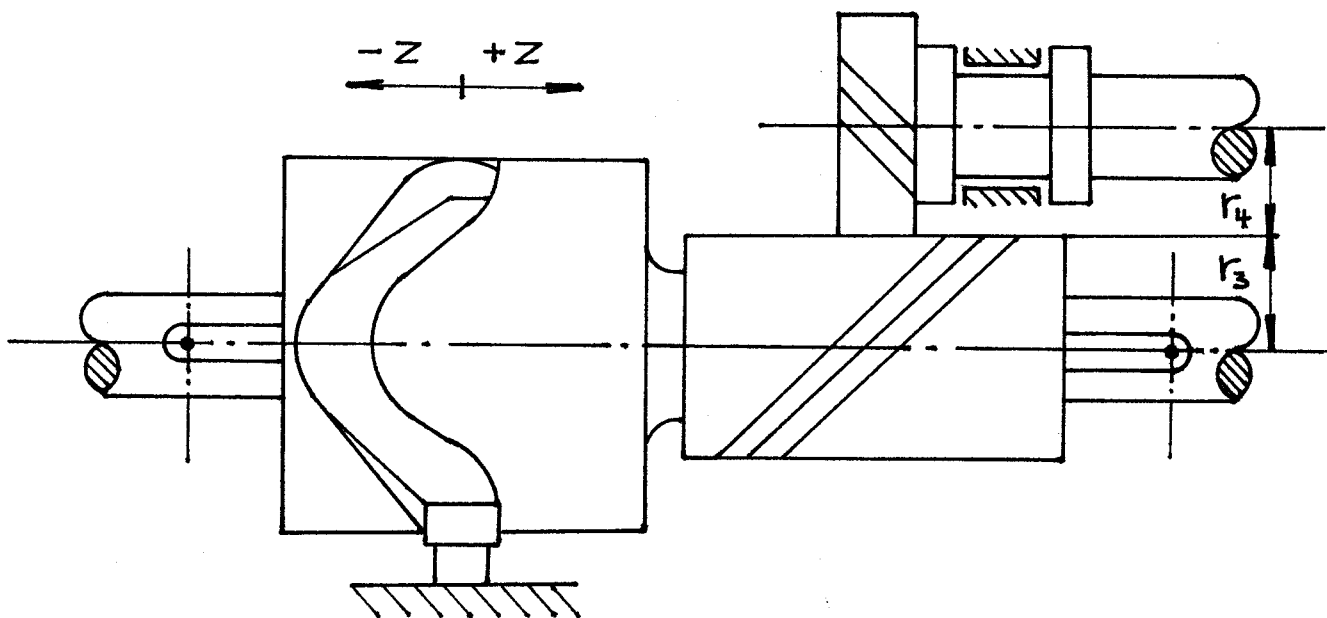
úpravě a časové derivaci dostáváme převodovou funkci (3.32).

$$\frac{2\pi}{s_0} = \frac{4}{s} \quad (3.31)$$

$$\bar{\mu}_r = \frac{\Delta q}{\Delta t} = \frac{s_0}{2\pi} = \text{konst.} \quad (3.32)$$



### 3.3.2 Diferenciál se šikmým ozubením



obr. 3.10

Hodnota převodu  $i$  / viz kapitola 3.3.1 / je u diferenciálu se šikmým ozubením /obr. 3.10/ dána poměrem kola 3 a kola 4. Chceme-li, aby generoval převod s jedním maximem i minimem v průběhu jedné otáčky, tak musíme volit  $r_3 = r_4$  ve vztahu (3.33).

$$i = \frac{r_3}{r_4} = 1 \quad (3.33)$$

Při určení  $\bar{i}$  vyjdeme z obr. 3.11. Pootočení  $\Delta\varphi$  je s posunutím  $\Delta Z$  vázáno pravoúhlým trojúhelníkem ABC, pro něhož platí vztah (3.34).

$$\Delta Z \operatorname{tg} \beta = \Delta\varphi r_4 \quad (3.34)$$

Úhel stoupání šroubovice se provádí  $\beta = 45'$ . Dosazením této hodnoty do vztahu (3.34) a jeho úpravou dostáváme výraz pro  $\bar{i}$ .