

VŠST LIBEREC

Fakulta strojní

Ober 23-34-8

Výrobní stroje a zařízení

Katedra textilních strojů a teorie mechanismů

SPOLEHLIVOST HLAVNÍCH MECHANISMŮ TKACÍHO STROJE TYPU P

Jiříšek Václav

12 983

DP - VS -

Vedoucí práce: doc. ing. J. Charvát, CSc

Konzultant: RNDr. J. Huba, CSc

Rozsah práce a příloh

počet stran52

počet příloh 1

počet obrázků ...34

počet výkresů ... -

DT:677.054.27

27.května 1977

Vysoká škola: strojná a textilní

Katedra: textilních strojů
a teorie mechanismů

Fakulta: strojná

Školní rok: 1976/77

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro

Václava J I Ř Í Č K A

obor

Výrobní stroje a zařízení, 23-34-0

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

Název tématu: Spolehlivost hlavních mechanismů tkacího stroje
typu P

Pokyny pro vypracování:

Zaměřte se hlavně na mechanismus přírazový, prošlupný a prohozní. Při řešení se opírejte rovněž o statistická data poruchovosti elementů těchto mechanismů v provozních podmínkách.

Úkol je určen pro studenty 1. ročníku
úspěšně řešili: J. Čížek, M. Štěpánek, J. Štěpánek
1976/77, 11. 12. 1976, 11. 12. 1976

V 12/77

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÁ A TEXTILNÍ
ÚSTAV PRO VÝROBNÍ STROJE
LIBEREC, S. P. O. S. K. A.
100 461 17

Vysoká škola: strojní a textilní

Katedra: textilních strojů
a teorie mechanismů

Fakulta: strojní

Školní rok: 1976/77

DIPLOMOVÝ ÚKOL

pro

Václava J I Ř Í Č K A

obor

Výrobní stroje a zařízení, 23-34-8

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

Název tématu: Spolehlivost hlavních mechanismů tkacího stroje
typu P

Pokyny pro vypracování:

Zaměřte se hlavně na mechanismus přírazový, prošlupní a prohozní. Při řešení se opírejte rovněž o statistická data poruchovosti elementů těchto mechanismů v provozních podmínkách.

Autorská práva se řídí ustanoveními č. 127/1962 Sb. ze dne 12. července 1962, ve znění č. 133/1963 Sb. ze dne 21. 8. 1962 a 19. ustanoveními zákona č. 115/53 Sb.

V 122/1977 S

VYSOKÁ ŠKOLA STROJNÍ A TEXTILNÍ
Ústřední knihovna
LIBEREC 1, STUD. NÍSKÁ 5
PSC 461 17

Rozsah grafických laboratorních prací: Tabulky a grafy charakteristik spolehlivosti ~~elementů~~ mechanismů

Rozsah průvodní zprávy: asi 15 stran strojopisu formátu A 4

Seznam odborné literatury: Sborník ze semináře: Zvyšování spolehlivosti tkacích strojů, Brno, 1976
Kuba: Spolehlivost mechanismů textilních strojů, Sborník II. konference o teorii strojů a mechanismů, VŠST, 1976

Vedoucí diplomové práce: Doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc

Konsultanti: RNDr. Kuba, CSc, Výzkumný a vývojový ústav závodů všeobecného strojírenství v Brně

Datum zahájení diplomové práce: 11.10.1976

Datum odevzdání diplomové práce: 27.5.1977



Charvát

Doc. Ing. Jaroslav Charvát, CSc

Vedoucí katedry

Bohuslav Striž

Doc. RNDr. Bohuslav Striž, CSc

Děkan

v Liberci dne 5. října 1976

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

V Liberci dne 27. května 1977

Václav Jiráček

Obsah:

- 1.0. Úvod
- 2.1. Vytýčení problematiky řešení úkolu
- 2.2. Pojem spolehlivosti mechanismu
- 2.3. Výběr ukazatelů spolehlivosti
- 2.4. Dosažené zkušenosti ze sledování spolehlivosti vzduchových tlakových strojů
- 3.0. Funkční spolehlivost mechanismu
- 4.0. Parametrická metoda vyšetřování geometrické přesnosti rovinných kloubových mechanismů
- 4.1. Vliv prvotních chyb na přesnost mechanismu
- 4.2. Aplikace parametrické metody na čtyřčlenný přírazový mechanismus
- 4.3. Vliv vůlí v rotačních vazbách na přesnost mechanismu
- 5.1. Metoda malých přemístění
- 5.2. Aplikace metody malých přemístění pro čtyřčlenný přírazový mechanismus
- 6.1. Kinematická metoda
- 6.2. Aplikace kinematické metody pro čtyřčlenný mechanismus
- 7.0. Statická metoda
- 8.0. Analýza a syntéza toleranční soustavy
- 9.1. Syntéza toleranční soustavy šestičlenného přírazového mechanismu
- 9.2. Alternativy toleranční soustavy
- 9.3. Charakteristiky spolehlivosti
- 9.4. Seřízení mechanismu - justáž
- 9.5. Sněná poloha bidlema justáží α a β
- 10.1. Analýza toleranční soustavy prošlupního mechanismu
- 10.2. Průběh závihu lisu
- 10.3. Možnosti úprav, kompenzujících vliv změny rozměru páky
- 11.0. Prohazní mechanismus
- 12.0. Závěr

Základní pojmy:

Transformační škel: ostrý škel, který svírá tečnu absolutního a relativního pohybu bodu, v němž hnaný člen získává pohybový impuls.

Justáž: proces měny rozměrových parametrů mechanismů k vyřízení jeho přesnosti

Toleranční soustava: množina výrobních tolerancí součástí určitého celku (mechanismu)

Przetní chyba: odchylka v rozměru členu skutečného a ideálního mechanismu

1.0. Úvod

Spolehlivost je jednou z nejdůležitějších vlastností každého výrobku. V procesu moderní výroby a řízení je to vlastnost svlést významná a žádaná. Těmto odpovídá snaha výrobců znovuit se pojetí tohoto pojmu a začlenit jej harmonicky do procesu vytváření výrobků.

Snáhy získávání nových poznatků o spolehlivosti jsou různé. Přesto ale vedou většinou ke sledování hrubých poruch a destrukcí v exploatačním procesu, tj. životnosti strojů a součástí. Je překvapivé, že v oblasti textilních strojů, která našemu národním hospodářství přináší nemalé úspěchy, se teprve nyní začínají zjišťovat důvody hrubých poruch a destrukcí v tomto procesu. Zkonstruovat stroj, vyrobít jej a teprve potom zjišťovat jeho spolehlivost statistickým sledováním je proces sntný, ale nákladný a zdlouhavý. Tato práce má přispět k zjišťování spolehlivosti mechanismu už ve stádiu návrhu. Takový postup je zatím opomíjen. Rychlý růst modernizace výroby a požadavků na kvalitu, kvantitu a sortiment výrobků s sebou nese i požadavky matematicky podložit intuici konstruktérů v otázkách tolerancí součástí a s tím související přesnosti mechanismu. Matematický podklad konstruktérské intuice, který je jádrem této diplomové práce, fakticky zdůvodňuje a zhodnocuje navrženou toleranční soustava mechanismu. Je totiž zřejmé, že spolehlivost mechanismu ve smyslu jeho funkce nelze posuzovat bez znalosti přesnosti částí mechanismu. Úchytky - ať už jsou spárečné či skokové - skutečných rozměrů od rozměrů jmenovitých tedy představují ukazatele spolehlivé /žádané/ funkce mechanismu.

2.1. Vytváření spolehlivosti řízení stroje

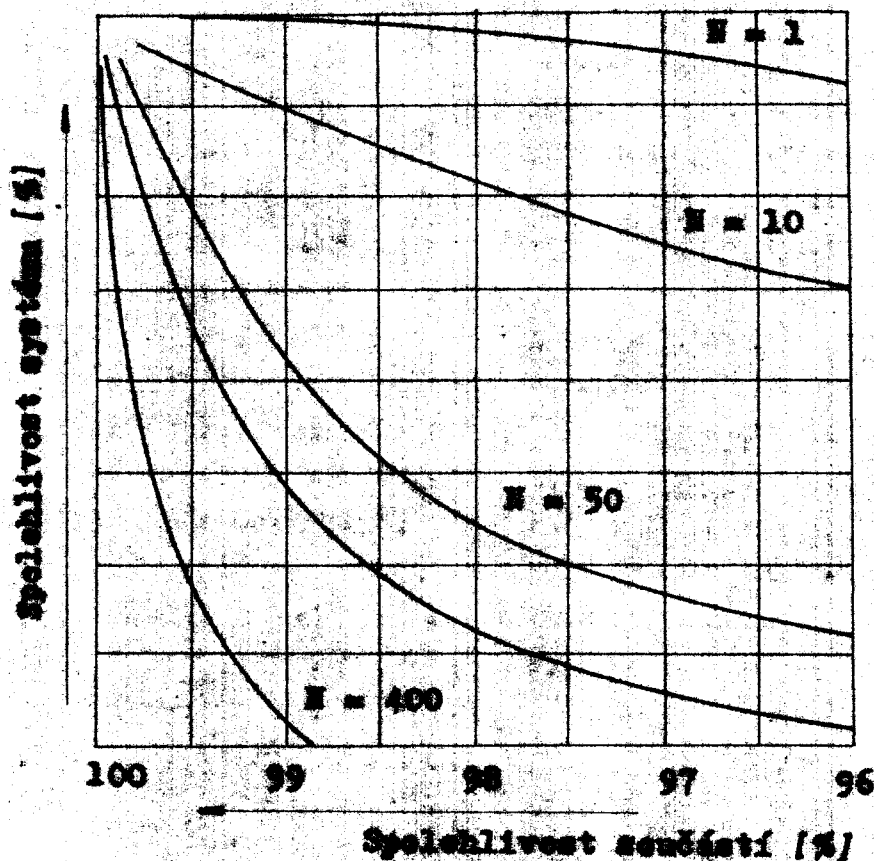
Jedním z projevů vědeckotechnické revoluce je urychlení růstu neustále se zvyšující technické úrovně a užitečné hodnoty výrobků. Vědeckotechnické poznatky umožňují navázat do výroby stále dokonalejší výrobní metody a výrobky, zvyšovat jejich výkonové parametry, estetickou úroveň, bezpečnost apod., tj. soustavně zvyšovat jejich jakost.

Spolehlivost jako taková byla a je nesporně jedním z ukazatelů jakosti výrobku. Spolehlivosti strojů, zařízení, funkčních celků je věnována stále větší pozornost především proto, že rostoucí požadavky na nové stroje vedou převážně k vytváření stále složitějších systémů, které výrazně umocňují praktický význam spolehlivosti při rostoucí jakosti výrobku.

Účelí stroj je velmi složitě a náročně zařízení s vysokými požadavky na životnost, pracovní spolehlivost a stálost, pracující trvale ve značně nepříznivém prostředí s vysokou pracotností relativní vlhkosti. Moderní bezúhlový účelí stroj obsahuje konstrukční prvky těžkého strojírenství s nejjednodušší mechanikou, s řadou prvků s zařízení z oblasti elektroniky, bez nichž je jeho funkce nemožná.

Je minimálně předpokladu, že do své generální opravy musí stroj absolvovat více než 100 milionů pracovních cyklů, jsou sňejné zcela mimořádné záruky na životnost a funkční spolehlivost tohoto složitěho zařízení.

V případě vzájemně nezávislých poruch jednotlivých součástí je výsledná spolehlivost dána součinem spolehlivosti těchto součástí. Tento elementární vztah mezi spolehlivostí soustavy a počtem jejích součástí, jejichž spolehlivost je v tomto případě konstantní, je uveden na obr. 1. K získání závislosti poskytují přehled, jak vysokých hodnot musí dosahovat spolehlivost rozhodujících funkčních součástí stroje, aby byla porovnána jako dostatečná spolehlivost.



N - počet součástí systému

obr. 1

2.2. Pojem spolehlivosti mechanismu

V současném pojetí je spolehlivost charakterizována jako souhra jistých vlastností mechanismu, která zaručuje plnění požadavků kladných na jeho řízenou činnost pro zvolenou dobu služby a dané pracovní podmínky. Jedná se o výkon a provoz bez poruch, životnost apod. Je sřejmá, že charakteristik spolehlivosti může být více, podle toho, z kterého hlediska se vychází. Nejčastěji je spolehlivost vyhodňována z hlediska bezpečného provozu. Podle této charakteristiky je možné spolehlivost definovat jako pravděpodobnost, že činnost mechanismu bude během určené doby a uvedených pracovních podmínek přiměřeně jeho účeln.

Pro srovnání a hodnocení spolehlivosti z hlediska dílčích vlastností u různých mechanismů či stejných mechanismů pracujících

cích v různých podmínkách je nutné číselné vyjádření spolehlivosti. Pro takové vyjádření se používají tzv. číselné ukazatele spolehlivosti.

2.3. Výběr ukazatelů spolehlivosti

Ukazatelé spolehlivosti jsou číselné charakteristiky míry spolehlivosti člena mechanismu. Jsou charakteristikami sáhodě průběhových veličin, které u mechanismů mají konkrétní význam, jako např. doba do poruchy apod.

Je neúnadě stanovit pro daný mechanismus takový soubor ukazatelů spolehlivosti, který by jej charakterizoval co nejdůležitěji a co nejobecněji. Tímto problémem se zabývala pracovní skupina specialistů, která byla ustanovena při šesté sekci NVHP a měla za úkol sledovat spolehlivost textilních strojů a zařízení. Tato skupina vypracovala "Jednotnou metodiku k určení ukazatelů spolehlivosti sákladních mechanismů textilních strojů a zařízení". Tato metodika nejen ujednocuje a upřesňuje vlastní práce při sledování spolehlivosti vybraného souboru v textilním průbě, ale stanoví též způsob zpracování získaných sledování včetně výběru ukazatelů spolehlivosti pro jednotlivé typy textilních strojů a zařízení. Podle kritérií jsou jednotlivé stroje popsané čtyřmístnými čísly, k nimž jsou pak v tabulkách přiřazeny hlavní a vedlejší ukazatele spolehlivosti.

2.4. Dosažení zkušenosti se sledování spolehlivosti vřadchových tkacích strojů

Již zmíněná skupina specialistů vypracovala také plán sledování mechanismů vybraných textilních strojů a zařízení v jednotlivých členských státech NVHP. Čl. strana sejištěvala stanovení sákladních ukazatelů spolehlivosti pro vřadchové tkací stroje, které jsou vyráběny v ČSSR v n. p. Zbrojovka Vsetín.

Tyto práce byly prováděny Vřadchovna a vřadchovna ústavem ZVS v Brně.

Prvé sledování spolehlivosti pneumatických těsnících strojů byla provedena v roce 1973. Při nich se stanovovala doba každého zastavení sledovaných strojů, druh a doba obnovy každé poruchy, způsob opravy poruchy a celková produkce sledovaných strojů. Práce byly prováděny na stroji typu P 105.

V tabulce I je uveden počet jednotlivých druhů poruch.

Tabulka I

Porucha	Plánovací	Organizační	Strojní	Technologická
Počet /%/	2,4	1,4	1,2	95,0

V roce 1974 a 1975 byla prováděna dlouhodobá systematická sledování spolehlivosti pneumatických těsnících strojů P 125, P 155 v bavlnářském i hedvábnickém provedení. Při těchto sledováních byly stanovovány jen poruchy strojněho původu a ty provozní parametry, které jsou nezbytné nutné pro výpočet hodnot hlavních nebo vedlejších ukazatelů spolehlivosti podle "Jednotné metodiky...". Všechny záznamy na stroji P 155 jsou v tabulkách II, III.

Tabulka II: Přehled nejporuchovějších skupin

Poř. č.	Název	Výskyt /%	Poř. č.	Hedvábní název	Výskyt /%
1	Průnik	37,1	1	Útkové sardíky	26,3
2	Nákle	22,6	2	Hedváb. odníř.	20,9
3	Prohaz	8,0	3	Prohaz	10,0
4	Odnířevně	7,7	4	Odnířevní útku	10,0
5	Odnířevní útku	7,0	5	Průnik	6,3

Tabulka III: Přehled nejporuchovějších prvků

Poř. č.	Deviza	Výskyt %	Poř. č.	Deviza	Výskyt %
1	Pravé střihání	22,3	1	Jehla (dt. narů.)	10,9
2	Konfuser	18,7	2	Magal. tlaku	9,1
3	Levé střihání	6,5	3	Tržka (ods. dt.)	8,2
4	Mag. brzdícíka	5,3	4	Mag. ovl. (dt. nar.)	4,5
5	Tryska	5,3	5	Čep (odmř.)	4,5

U již sdělově vyřešených úkazů stroje umožňuje tato sledování objektivní hodnocení úkazů stroje jako celků z hlediska spolehlivosti jejich mechanismů. Ukazují také velikost vlivů jednotlivých provozních a technologických parametrů, jako např. otáček, stáří stroje, sertimentu spol. na spolehlivost mechanismů stroje. Přehled o poruchovosti skupin a součástí stroje, který je rovněž důležitým výsledkem ze sledování, slouží rovněž objektivní podkladu jak pro výrobu, tak pro údržbu stroje a pro plánovací a řídicí orgány.

Protože spolehlivost mechanismů je jednou ze základních vlastností charakterizujících celkovou kvalitu stroje, jsou ukazatele spolehlivosti vhodnými parametry pro hodnocení celkové kvality stroje.

3.0. Funkční spolehlivost mechanismů

V práci, kterou prováděla skupina specialistů ustanovená při šesté akci RVMP, i v době prováděných výzkumů a sledováních VVŠ-IVS v Brně Hle o získání statistických údajů o mechanické porušení některé z funkčních částí mechanismů z hlediska časového faktoru. Spolehlivá funkce mechanismu určená technologickými požadavky však má být vzhledem k dynamickému namáhání narušena dříve, než dojde k destrukci části mechanismu. Jedná se zde o funkční spolehlivost, o to, kdy dojde k její ztrátě a jak s tímto faktem souvisí jednotlivé

faktory funkční spolehlivosti.

Funkce pevného mechanismu je závislá na rozměrech jednotlivých členů mechanismu. Odchytky v rozměrech členů skutečného a ideálního mechanismu nazýváme prvotní chyby. Zdrojem prvotních chyb jsou výrobní nepřesnosti, chyby montáže. V doplňovacím procesu se prvotní chyby mají působení sil přenesených členy mechanismu. Funkční spolehlivost se proto převádí na hodnotu docela jiné úrovně přesnosti výroby, montáže a sestavení mechanismu a v druhé řadě pak na sledování besporušečného chodu mechanismu na předpokladu, že prvotní chyby jsou v přípustné toleranci.

V podmínkách sériové výroby mechanismu mají prvotní chyby náhodný charakter a řídí se zákony rozdělení podle specifických podmínek výroby jednotlivých členů mechanismu.

K vyšetření přesnosti mechanismu vede více metod. Nejúčinnější z nich jsou dále uvedeny.

4.0. Parametrická metoda vyšetřování geometrické přesnosti rovinných kinematických mechanismů

4.1. Vliv prvotních chyb na přesnost mechanismu

Rovinný kinematický řetězec mechanismu je popsán $2k$ ($k=0,1,2,\dots,n$) na sobě nezávislými rozměrovými parametry. Pro souřadnici γ polohy hnaného členu ideálního mechanismu platí

$$\gamma = \gamma(q_0, q_1, \dots, q_k, \dots, q_n) \quad (1)$$

Označíme-li prvotní chyby parametrů q_k ($k=0,1,\dots,n$) $\Delta q_0, \Delta q_1, \dots, \Delta q_k, \dots, \Delta q_n$, dostaneme vztah (1) ve tvaru

$$\gamma_s = \gamma(q_0, \Delta q_0, q_1, \Delta q_1, \dots, q_k, \Delta q_k, \dots, q_n, \Delta q_n) \quad (2)$$

kde γ_s značí polohu hnaného členu skutečného mechanismu. Po rozvoji funkce (2) v Taylorovu řadu a ponechání pouze členů nullého a prvního řádu dostaneme chybu hnaného členu skutečného mechanismu

$$\Delta Y = Y_s - Y = \sum_{k=0}^n \frac{\partial Y}{\partial q_k} \cdot \Delta q_k = \sum_{k=0}^n \Delta Y_k \quad (3)$$

$\frac{\partial Y}{\partial q_k}$ značí parciální derivaci funkce (1) podle k-tého ideálního parametru.

Podle vztahu (3) je výsledná chyba polohy hnaného členu čísla součtem jednotlivých chyb. Předpokládáme nezávislost vlivu jednotlivých prvotních chyb mezi sebou.

Pro malé prvotní chyby přejde rovnice (3) na tvar

$$dY = \sum_{k=0}^n \frac{\partial Y}{\partial q_k} \cdot \Delta q_k \quad (4)$$

Rolíme-li rovnici (4) diferenciálem času dt a položíme-li postupně všechny prvotní chyby Δq_k na jednu rovnu nule, dostaneme

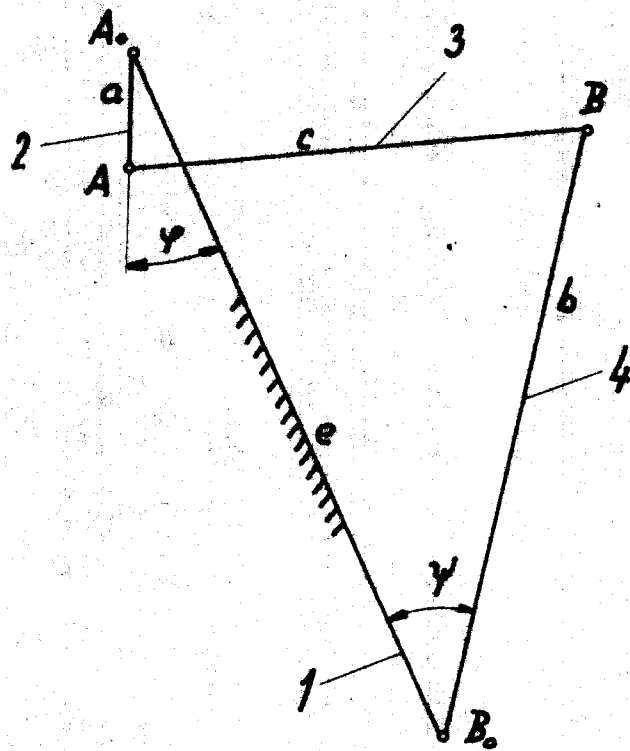
$$\frac{dY/dt}{dq_0/dt} = \frac{\partial Y}{\partial q_0}, \dots, \frac{dY/dt}{dq_n/dt} = \frac{\partial Y}{\partial q_n} \quad (5)$$

Funkce $\frac{\partial Y}{\partial q_0}$ značí převodovou funkci mezi hnaným a hnaným členem ideálního mechanismu, tzv. převodovou funkci ideálního mechanismu. Funkce $\frac{\partial Y}{\partial q_1}, \dots, \frac{\partial Y}{\partial q_n}$ značí převodové funkce pomocných mechanismů. Pomocné mechanismy vzniknou z ideálního mechanismu tak, že při stálém parametru q_0 postupně uvažujeme všechny parametry jako stále kromě jednoho.

Vyšetřování vlivu prvotních chyb na přesnost mechanismu lze převést na určování převodové funkce ideálního mechanismu a převodových funkcí pomocných mechanismů ideálního mechanismu.

4.2. Aplikace parametrické metody na čtyřčlenný přírazový mechanismus

Čtyřčlenný přírazový mechanismus (obr. 2) je čtyřkloubový, klikovahadlový.

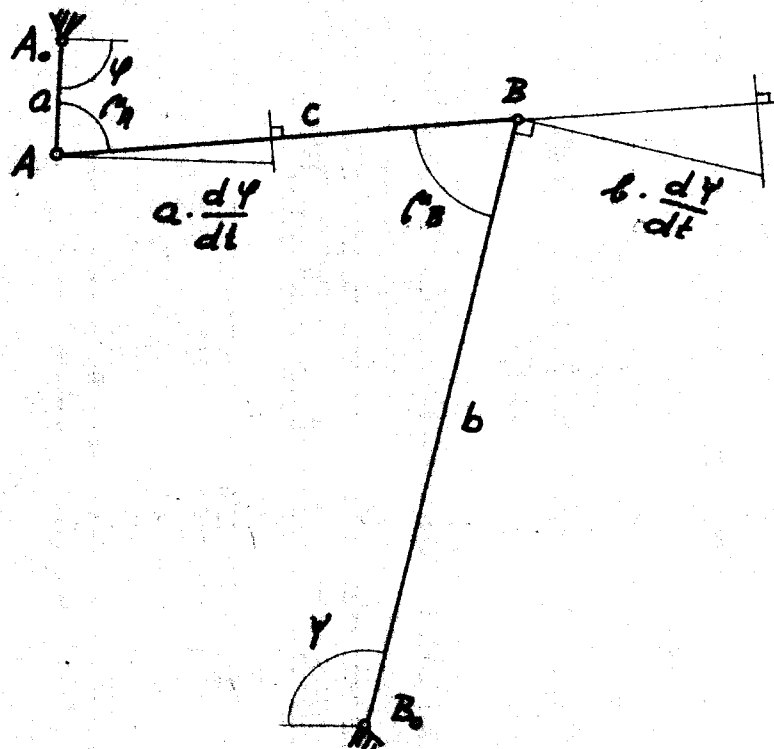


obr. 2

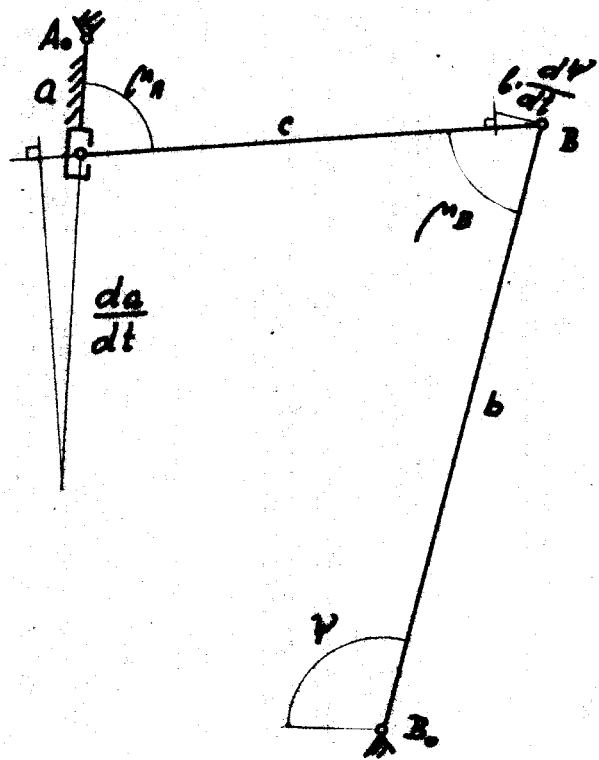
Jeho kinematický řetězec je popsán:

$$q_0 = \gamma; q_1 = a; q_2 = c; q_3 = b; q_4 = e$$

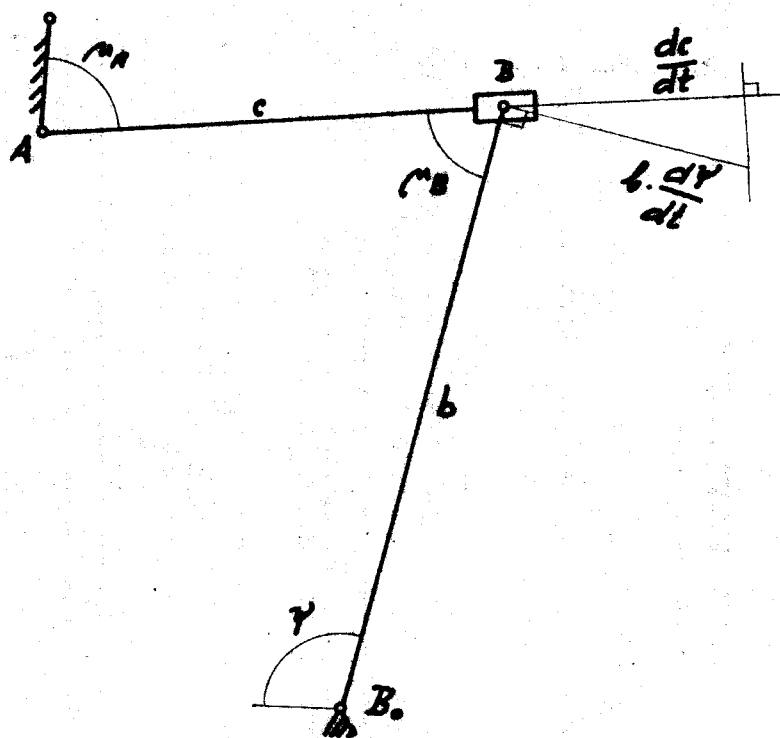
Převodové funkce určíme z náhodných mechanismů (obr. 3 - 7).



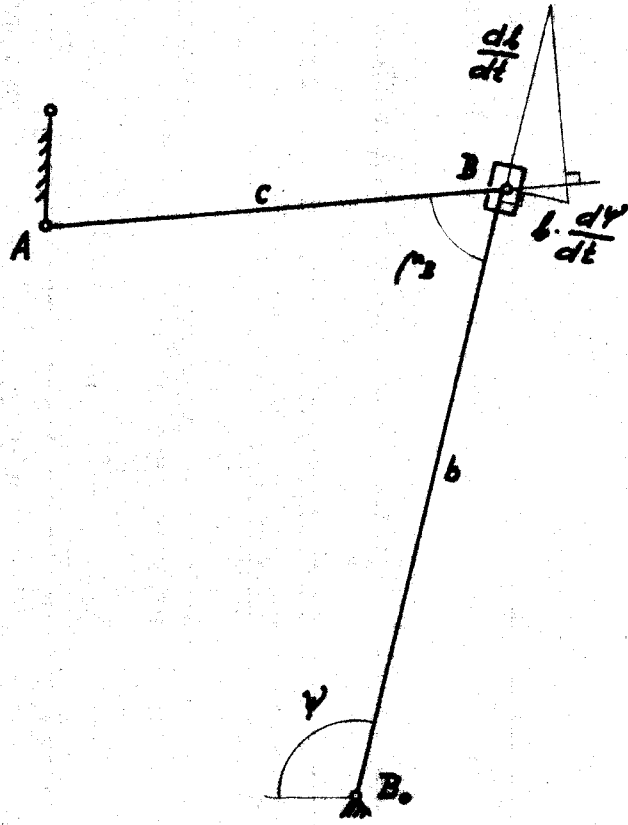
obr. 3



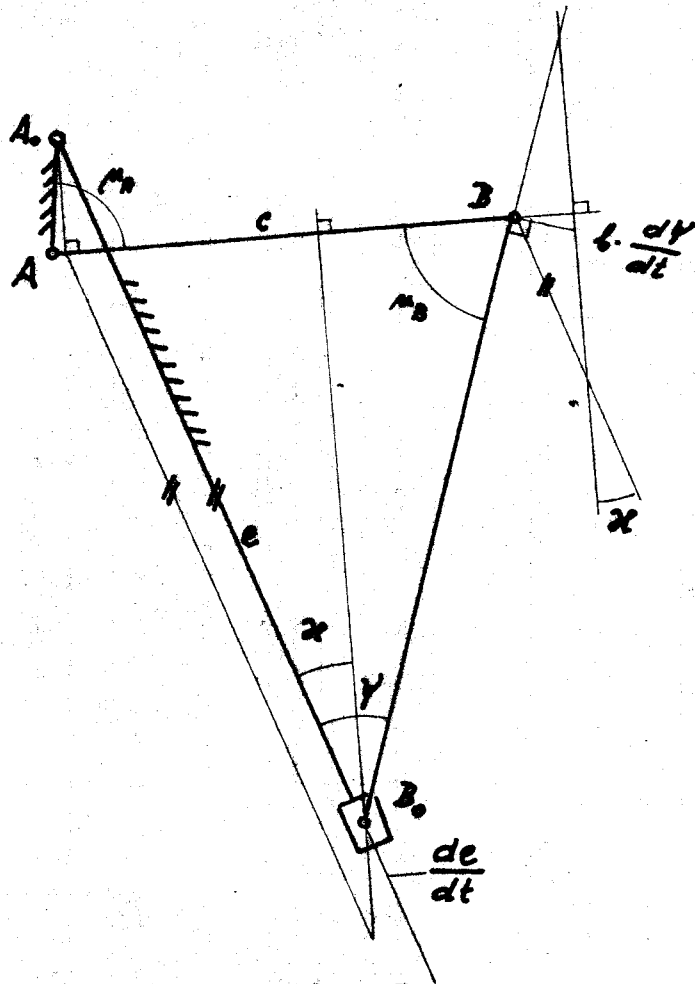
obr. 4



obr. 5



obr. 6



obr. 7

Podle obr. 3 platí

$$b \cdot \frac{dY}{dY} = a \cdot \frac{dY}{dt} \cdot \sin \mu_A \cdot \frac{1}{\sin \mu_B} ;$$

převodová funkce ideálního mechanismu

$$\frac{\partial Y}{\partial Y} = \frac{dY/dt}{dY/dt} = \frac{a}{b} \cdot \frac{\sin \mu_A}{\sin \mu_B} \quad (6)$$

Podle obr. 4 platí

převodová funkce $b \cdot \frac{dY}{dt} = \frac{da}{dt} \cdot \cos \mu_A \cdot \frac{1}{\sin \mu_B} ;$

$$\frac{\partial Y}{\partial a} = \frac{dY/dt}{da/dt} = \frac{1}{b} \cdot \frac{\cos \mu_A}{\sin \mu_B} \quad (7)$$

Podle obr. 5 platí

převodová funkce $b \cdot \frac{dY}{dt} = \frac{dc}{dt} \cdot \frac{1}{\sin \mu_B} ;$

$$\frac{\partial Y}{\partial c} = \frac{dY/dt}{dc/dt} = \frac{1}{b} \cdot \frac{1}{\sin \mu_B} \quad (8)$$

Podle obr. 6 platí

převodová funkce $b \cdot \frac{dY}{dt} = \frac{db}{dt} \cdot \frac{\cos \mu_B}{\sin \mu_B} ;$

$$\frac{\partial Y}{\partial b} = \frac{dY/dt}{db/dt} = \frac{1}{b} \cdot \frac{\cos \mu_B}{\sin \mu_B} \quad (9)$$

Podle obr. 7 platí

$$b \cdot \frac{dY}{dt} = \frac{de}{dt} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{1}{\sin \mu_B} ;$$

$$\sin \alpha = \frac{c - a \cdot \cos \mu_A - b \cdot \cos \mu_B}{e} ;$$

převodová funkce

$$\frac{\partial Y}{\partial e} = \frac{dY/dt}{de/dt} = \frac{1}{b \cdot \sin \mu_B} \left(\frac{c}{e} - \frac{a}{e} \cos \mu_A - \frac{b}{e} \cos \mu_B \right) \quad (10)$$

Celková chyba polohy bílému čtyřkloubového mechanismu spíše než prvotní chybami v rozměrech členů a chybou polohy hnacího členu

$$\Delta Y = \frac{1}{b \sin \mu_B} \left[a \cdot \sin \mu_A \cdot \Delta \varphi' + \cos \mu_A \cdot \Delta a' + \Delta c' + \cos \mu_B \cdot \Delta b' + \left(\frac{c}{e} - \frac{a}{e} \cos \mu_A - \frac{b}{e} \cos \mu_B \right) \Delta e' \right] \quad (11)$$

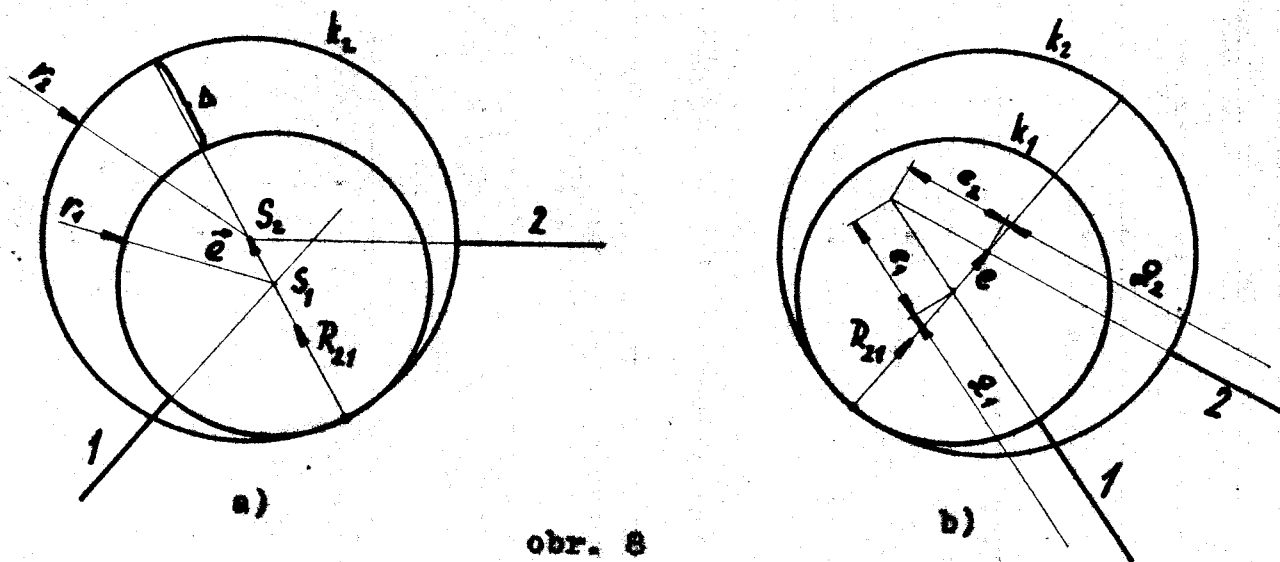
Transformační úhly, které se ve vztahu (11) vyskytují jako argumenty sinus a cosinus, představují parametry metody vyšetřování přesnosti mechanismu. Určují se nezávisle na metodě s ideálního mechanismu analyticky, nebo se odměřují s obrascem mechanismu ve vyšetřovacích polohách. Nevýhodou parametrické metody je obtížné a mnohdy nemožné získání explicitního vyjádření funkce chyby polohy hmotného členu vlivem prvotních chyb v rozměrech členů. Naopak transformační úhly v souvislosti s přesností mechanismu umožňují posuzovat vliv jednotlivých prvotních chyb již podle návaznosti transformačních úhlů v polose mechanismu.

4.3. Vliv vůlí v rotačních vazbách na přesnost mechanismu

Vlivem vůlí ve vazbách kinematických dvojic dochází k snížení pohyblivosti skutečného mechanismu. Je-li šep ve styku s pouzdrem, můžeme excentricitu uložení (obr. 8a) považovat za uplínový binární člen, jehož délka se rovná právě excentricitě. Stupně volnosti skutečného mechanismu i_3 o r rotačních dvojicích s excentricitami oproti stupni volnosti i_2 ideálního mechanismu bude

$$i_3 = i_2 + r$$

Tento případ je čistě dynamický a styk šepu s pouzdrem není obecně najistěn. Raději však uvažovat případ, že šep ve styku s pouzdrem je.



obr. 8

Podle obr. 8a platí pro excentricitu $e = \frac{\Delta}{2} = r_2 - r_1$. Směr a smysl excentricity je shodný se směrem a smyslem vnitřní reakce R_{21} . Smysl a směr reakcí v špech určujeme ze statického řešení ideálního mechanismu.

Z obr. 8a je zřejmé, že excentricitu \vec{e} můžeme převést na prvotní chyby členů mechanismu tím, že stanovíme složky e_1, e_2 do směrů jednotlivých členů.

Pro čtyřkloubový přírazový mechanismus (obr. 2) budou ve vztahu (11) pro chybu polohy bodu mít prvotní chyby ΔQ_k tvar

$$\Delta a' = \Delta a + e_{2A_0} + e_{2A} \quad (12)$$

$$\Delta b' = \Delta b + e_{4B} + e_{4B_0} \quad (13)$$

$$\Delta c' = \Delta c + e_{3B} + e_{3A} \quad (14)$$

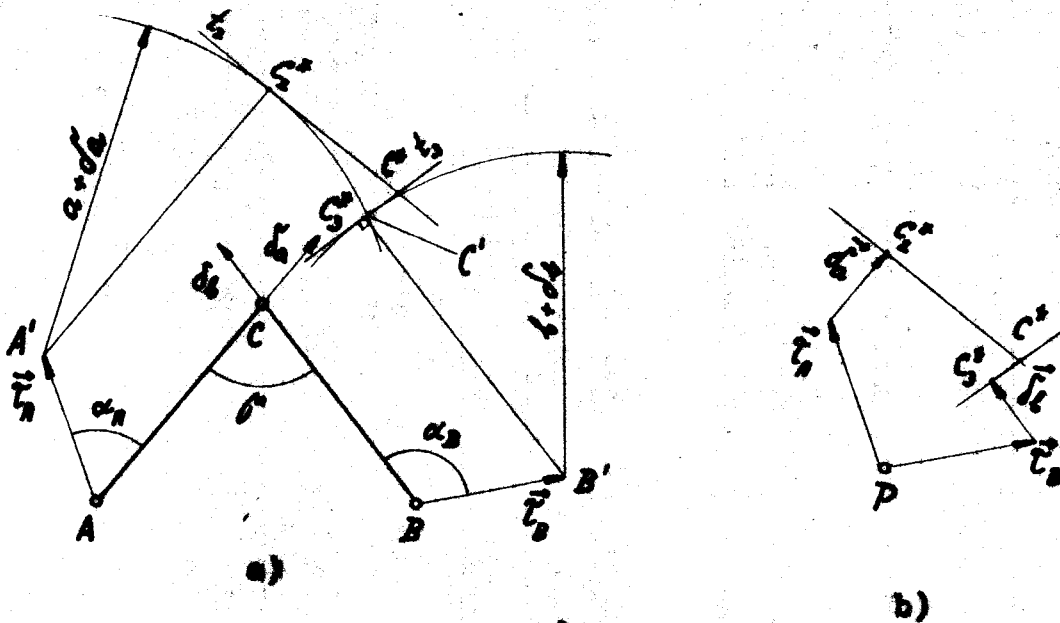
$$\Delta e' = \Delta e + e_{1A} + e_{1B} \quad (15)$$

Všle v rotační vazbě převedené na prvotní chybu je mnohem menší než prvotní chyby délek členů mechanismu. Proto i vliv váli v rotačních vazbách na přesnost mechanismu bude mnohem menší než vliv prvotních chyb délek členů mechanismu.

5.1. Metoda malých přemístění

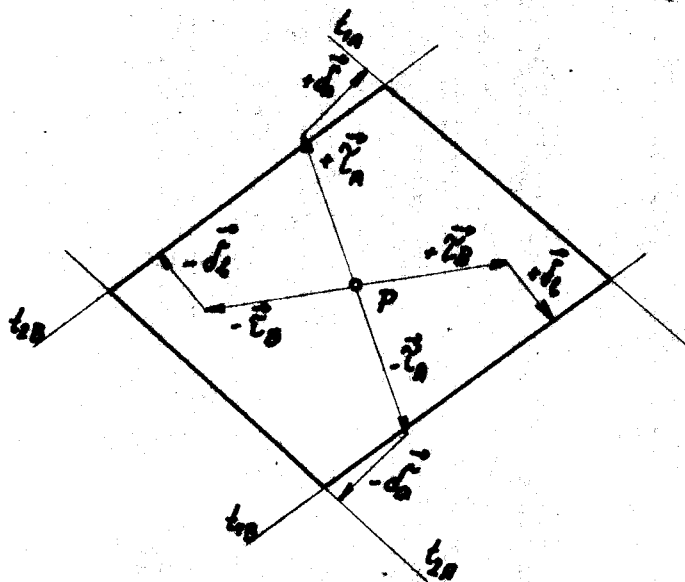
Metoda malých přemístění - tak, jak ji uvedl H. Bozon v [4] - je založena na vyhledání nové polohy bodu C (obr. 9a) při přemístění bodu A daného vektorem \vec{r}_A a bodu B vektorem \vec{r}_B . Zároveň předpokládáme změnu délky členu a o hodnotu δ_a a délky členu b o hodnotu δ_b . Nová poloha C' bodu C leží na průsečíku kružnic opsaných s bodu A' o poloměru $a + \delta_a$ a s bodu B' o poloměru $b + \delta_b$.

Vzhledem k malým změnám délek větší délkám členů mechanismu můžeme provést zjednodušení tak, že kružnové oblouky nahradíme tečnami t_1, t_2 v bodech C_1^*, C_2^* . Autar v [4] uvádí, že chyby metody je pro rozsah úhlu $20^\circ \leq \varphi \leq 160^\circ$ resp. $200^\circ \leq \varphi \leq 340^\circ$ nezávisle na velikostech úhlů α_1, α_2 rovna nebo menší než 5%.



obr. 9

Na této myšlence je založena konstrukce pole C'' možného výskytu sledovaného bodu i v případě, že přemístění kloubů je také dáno polem možných poloh (obr. 10). V libovolně zvolené bodi P naneseme vektory: \vec{r}_1, \vec{r}_2 . Ke koncovým bodům těchto vektorů připojíme vektory: $+\vec{d}_1, +\vec{d}_2$ tak, že se sebou vynášejí vždy vektory s možných směrů. Tečky t_{10}, t_{20} sestrojíme v koncových bodech vektorů: $+\vec{d}_1$ a $-\vec{d}_2$ spolu s tečnami t_{10}, t_{20} v koncových bodech $+\vec{d}_2$ a $-\vec{d}_1$ navzájem pole C'' možného výskytu bodu G.



obr. 10

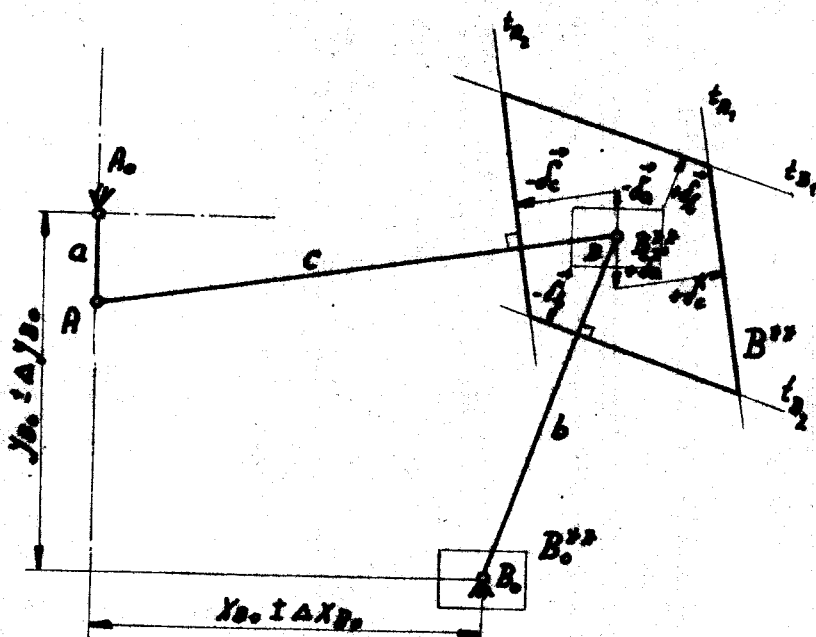
5.2. Aplikace metody malých posunutí pro čtyřčlenný příravný mechanismus (obr. 2)

Určíváním souřadného systému $x-y$ do bodu A_0 získáme první bod na rámu a pro předpokládané $\omega \cdot k_{ou}$. také poznáme polohu klíčky čarou úhlem φ . Úhlu posunutí klíčky φ odpovídá úhel vychýlení hřídelem φ .

Při konstrukci oblasti možného výskytu bodu B nebudeme uvažovat vliv válí v klubech.

Chyba polohy kloubu B je závislá na chybě δ_a polohy kloubu A , na změně délky δ_c čarou c , změně délky δ_b čarou b a chybě B_0^{**} kloubu B_0 . Kloub B_0 může ležet v obdélníkové oblasti určené tolerancemi jako souřadnic v souřadné soustavě $x-y$.

Do bodu B si přeneseme středku δ_a chyby kloubu A a pole B_0^{**} kloubu B_0 (obr. 11). K vrcholu vektoru $+\delta_a$ nastavíme vektor $+\delta_c$ a ve vrcholu připojíme vektor $+\delta_b$ tečnu t_{a_1} . Stejným postupem pro opačné znaménko dostaneme tečnu t_{a_2} . K poli B_0^{**} připojíme vektor $+\delta_c$, resp. $-\delta_c$ tak, aby jeho vrchol ležel co nejblíže od bodu B . Ve vrcholu vektoru $+\delta_c$, resp. $-\delta_c$ dostaneme tečny t_{b_1} , resp. t_{b_2} . Tečny $t_{a_1}, t_{a_2}, t_{b_1}, t_{b_2}$ vymezují pole B^{**} možných poloh kloubu B neboli chybu polohy kloubu B .



obr. 11

Metoda malých přemístění umožňuje získat chybu polohy sledovaného bodu hnaného členu jako celou oblast možného výskytu tohoto bodu. Je výhodná pro svou jednoduchost a peškovost, umožňuje dobře zachytit chyby polohy sločných bodů na rámu.

Metoda malých přemístění však v sobě zahrnuje i nevýhody grafických metod - menší přesnost a s přihlédnutím k možnostem moderních výpočetních prostředků i menší operativnost při určování chyby polohy pro různé hodnoty úhlu φ . Navíc neumožňuje řešení problému ve vztahu syntézy - k známé maximální chybě polohy hnaného členu, dané funkcí mechanismu v technologickém procesu, určit optimální tolerance členů mechanismu.

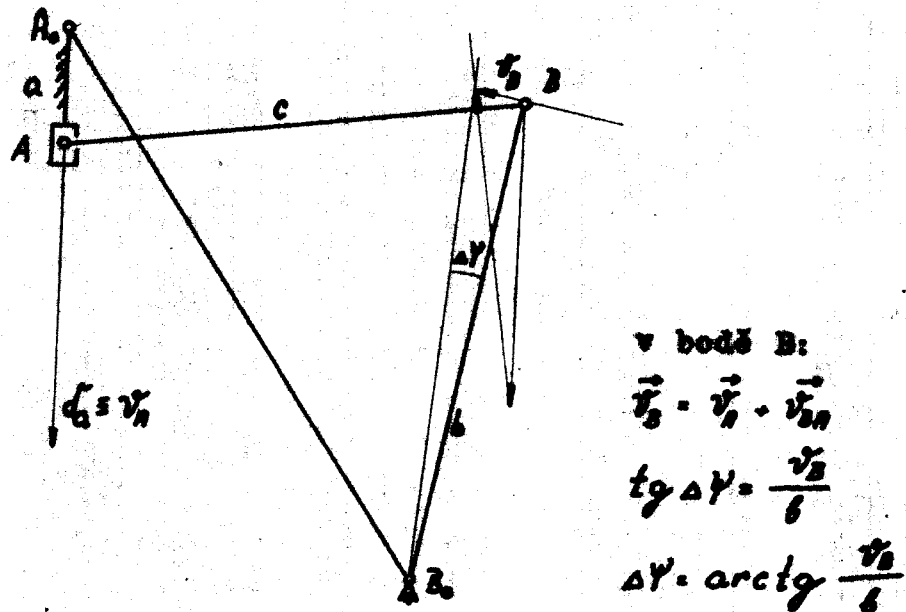
6.1. Kinematická metoda

Kinematická metoda je všeobecně známý postup získání kinematických veličin hnaného členu v závislosti na kinematických veličinách hnaného členu mechanismu základním nebo Coriolisovým rozkladem.

Vychází z řešení náhradních mechanismů. Délkovou úchytku sledovaného členu mechanismu považujeme za rychlost kloubu, v němž se stýká s následujícím členem kinematického řetězce mechanismu. Vyřešením rychlosti kloubu na hnaném členu získáme úhlovou úchytku hnaného členu mechanismu. Je to grafická oběda parametrické metody.

6.2. Aplikace kinematické metody pro čtyřčlenný mechanismus (obr. 2)

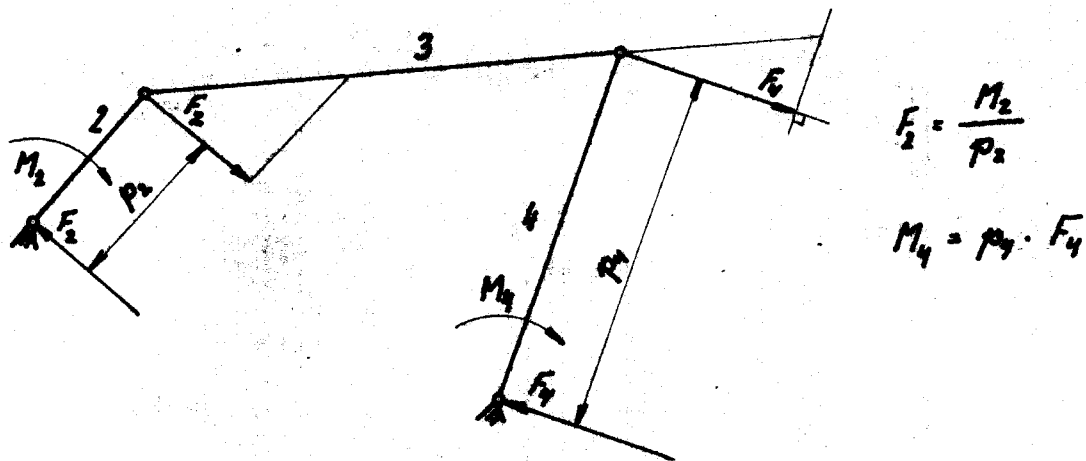
Pro ilustraci kinematické metody postačí jeden případ. zvolme známou délku členu a o hodnotu d_2 . Řešení je na obr. 12.



obr. 12

7.0. Statická metoda

Statická metoda je postup získání kinematických veličin hnaného členu mechanismu pomocí prvků statiky. Vychylku hnaného členu ryčlenkově převedeme na hnaní moment M_2 a vychylku kovaného členu mechanismu na síťový moment M_4 (obr. 13). Přitom dráhový převod mechanismu je v poměru obou momentů.



obr. 13

8.0. Analýza a syntéza toleranční soustavy

Funkční spolehlivost mechanismu byla v kapitole 3.0. převedena na geometrickou přesnost mechanismu.

Geometrická přesnost mechanismu je přímo závislá na toleranční soustavě parametrů mechanismu, tzn. na velikosti prvotních chyb. Druhým stupněm /ne však v pořadí významnosti/ je vlastní struktura mechanismu. To určuje význam jednotlivých prvotních chyb - jejich "váhu".

Prvními kroky v etáskách funkční spolehlivosti mechanismu jsou tedy posuzování toleranční soustavy mechanismu a rozbor jeho struktury.

Rozbor struktury mechanismu je možno provádět některou z uvedených metod. Její volba závisí na charakteru vyledeků a na požadavcích na jejich přesnost. Převedové funkce získané parametrickou metodou přímo určují "váhu" jednotlivých prvotních chyb.

Posuzování toleranční soustavy může mít dva postupy:

- ve směru analýzy určit se známé toleranční soustavy výslednou chybu
- metodou syntézy stanovit toleranční soustavu se známé hodnoty maximální přípustné chyby.

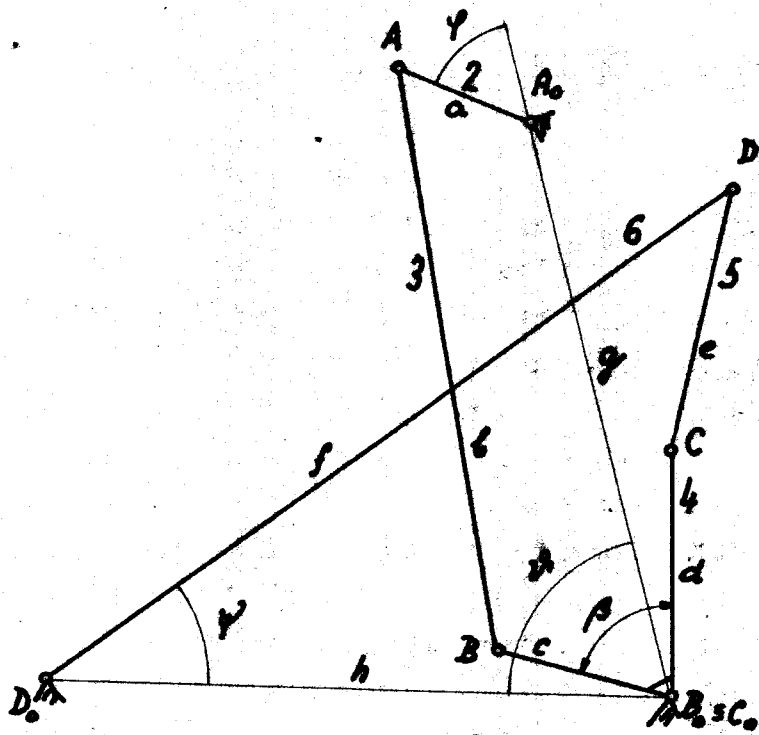
Syntéza jako metoda je všeobecně obtížnější. V tomto případě tomu tak není. Naopak syntéza toleranční oblasti má oproti analýze jisté výhody, které jsou dále rozvedeny.

9.1. Syntéza toleranční soustavy šestičlenného přírazového mechanismu (obr. 14)

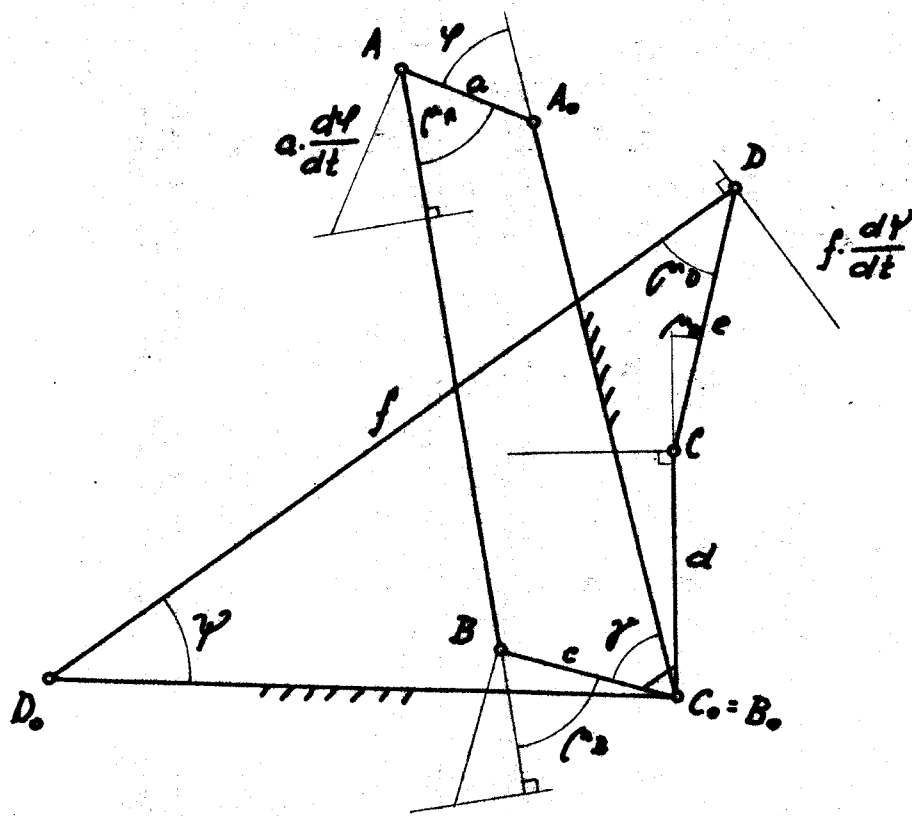
Pro tento mechanismus je výhodné použít parametrickou metodu. Podle ní jsou jednotlivé parametry

$$\begin{array}{llll} Q_0 = \gamma & Q_3 = c & Q_6 = f & Q_9 = \beta \\ Q_1 = a & Q_4 = d & Q_7 = g & \\ Q_2 = b & Q_5 = e & Q_8 = h & \end{array}$$

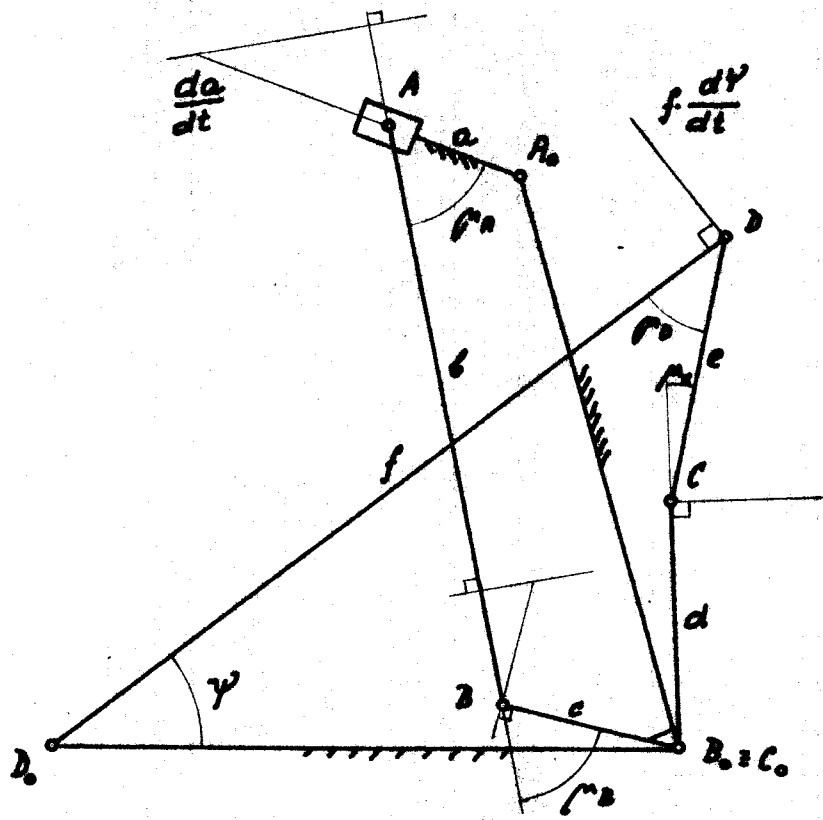
Převedové funkce se určí z náhradních mechanismů (obr. 15 - 24).



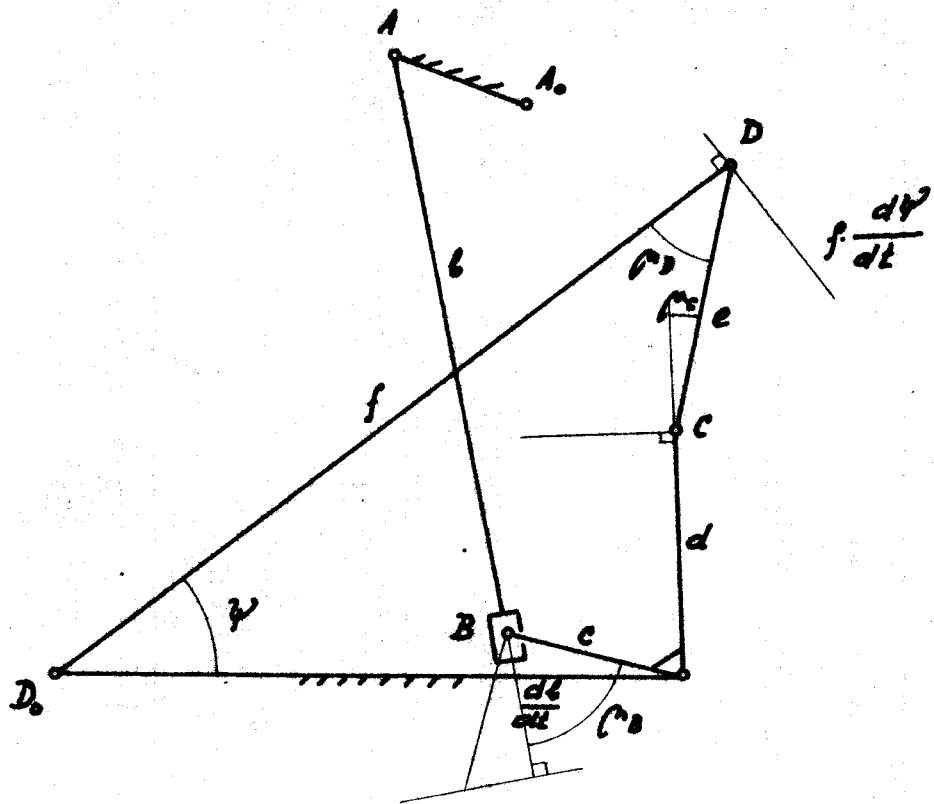
obr. 14



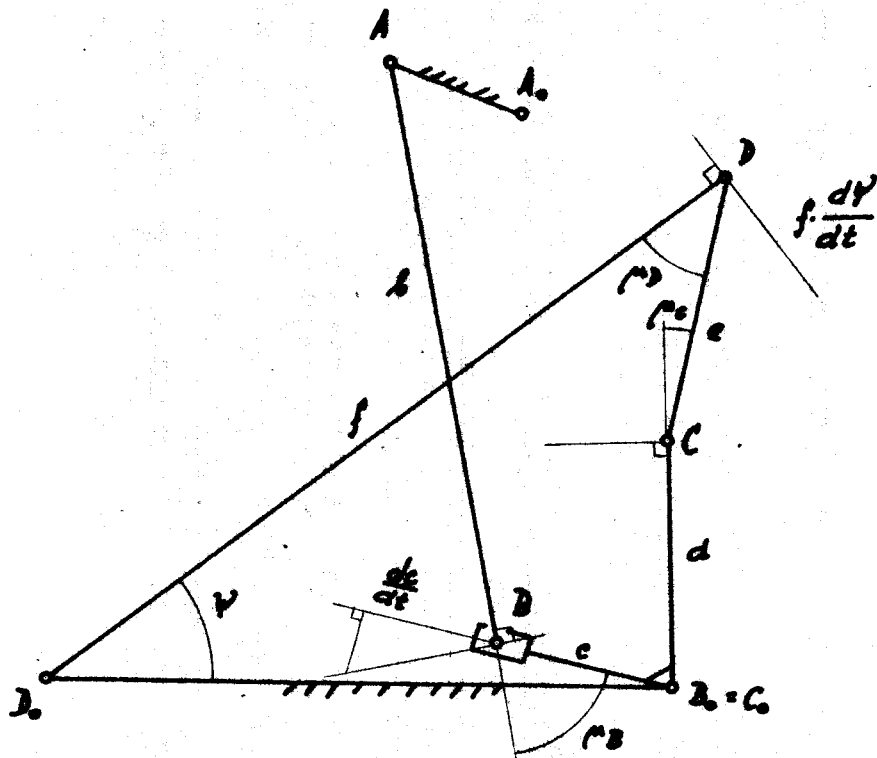
obr. 15



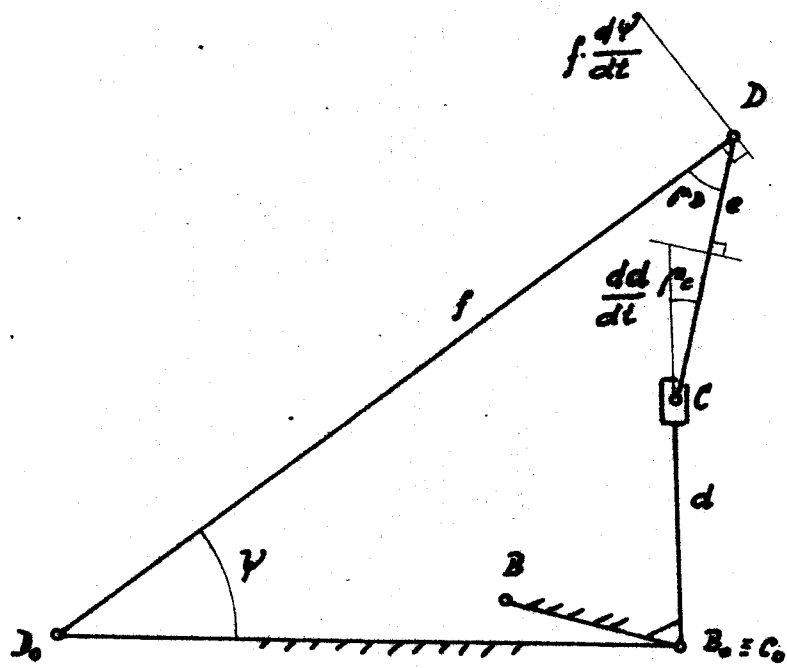
obr. 16



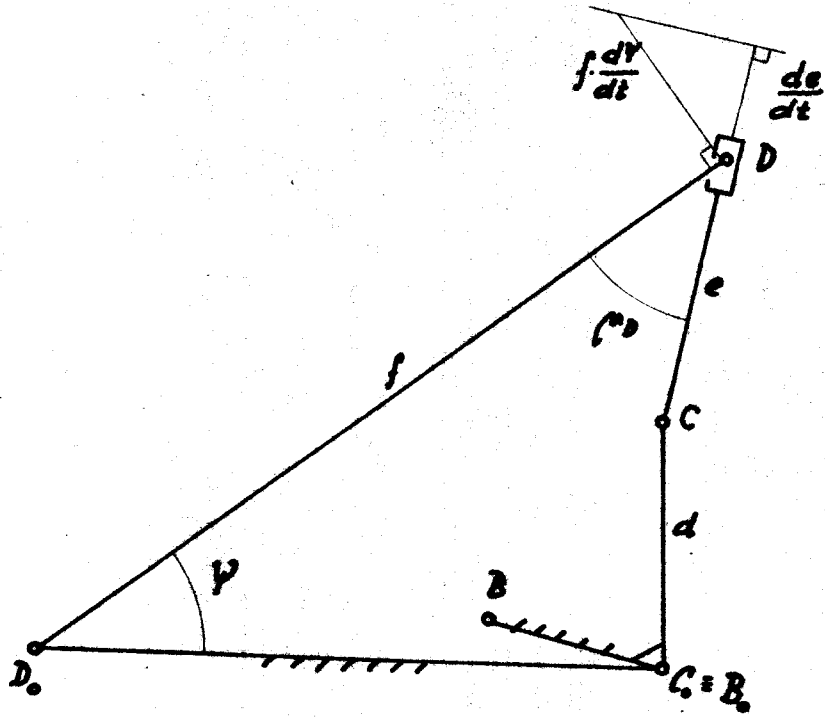
obr. 17



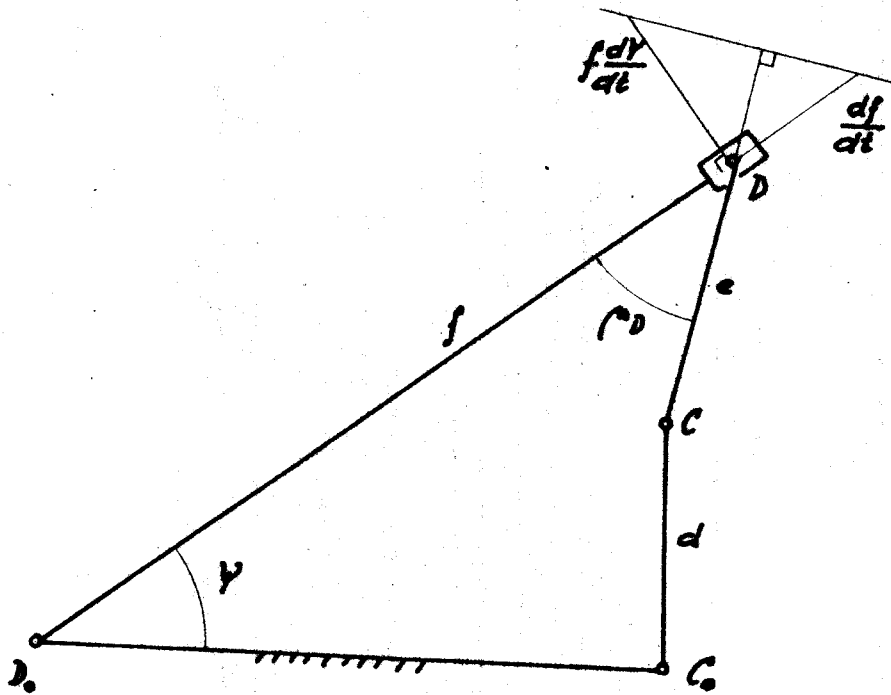
obr. 18



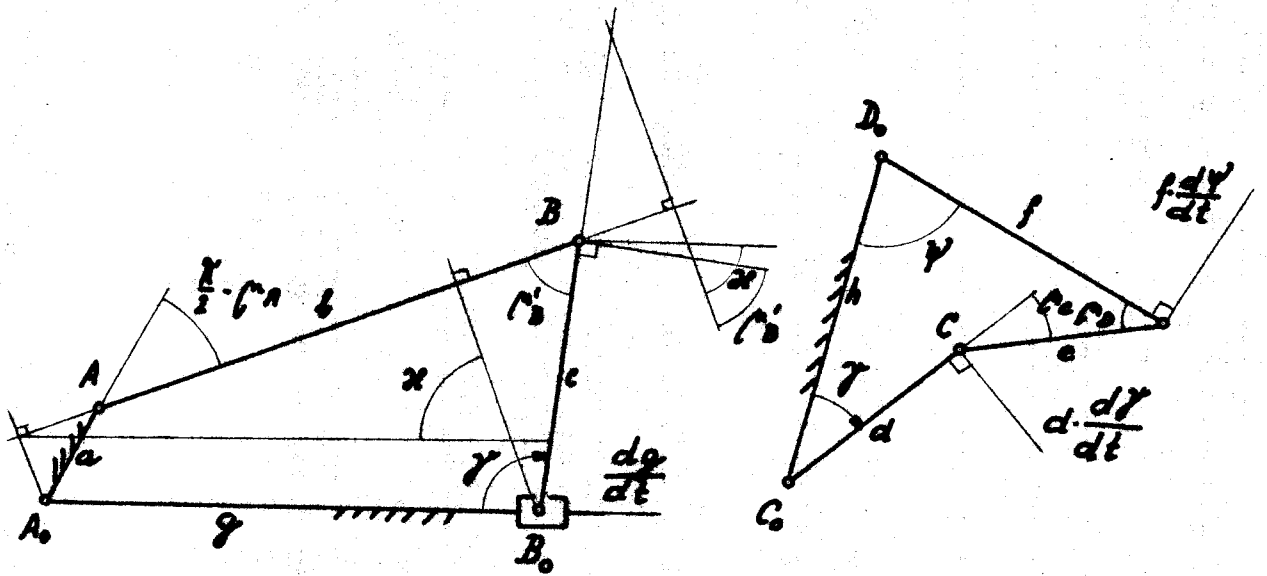
obr. 19



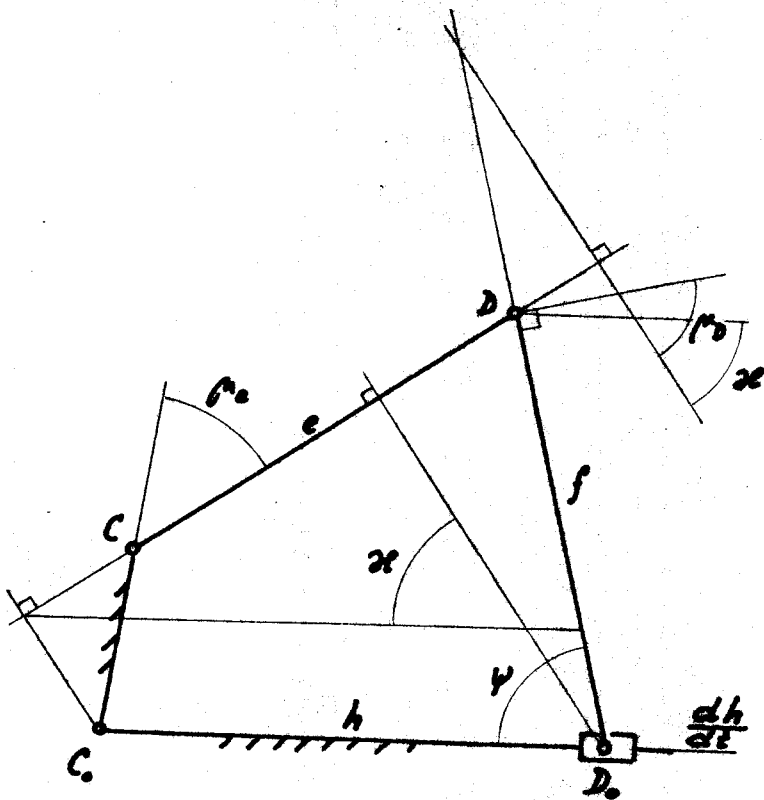
obr. 20



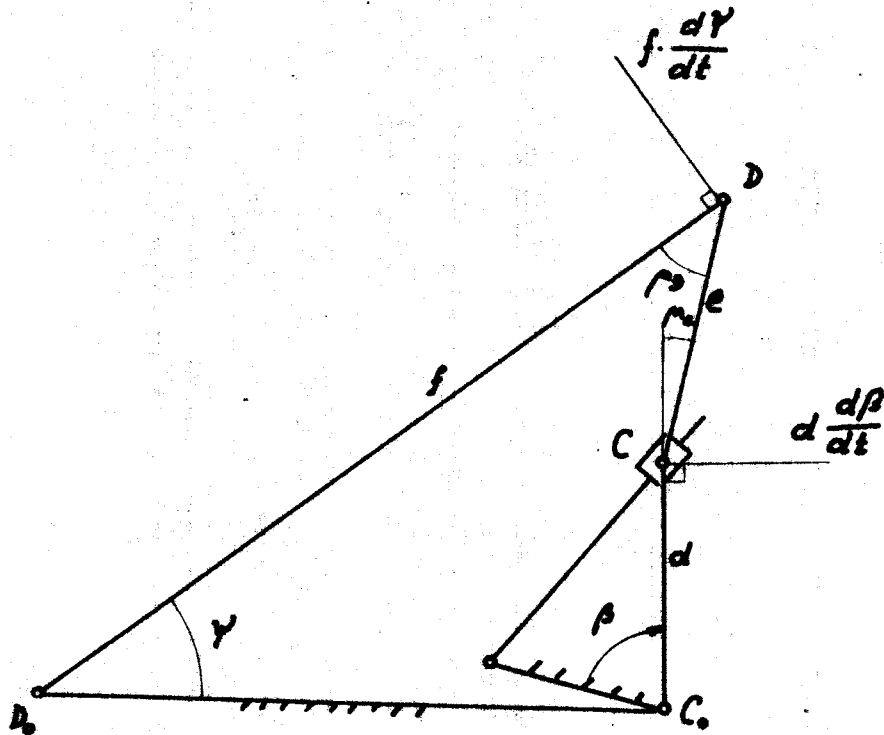
obr. 21



obr. 22



obr. 23



obr. 24

Podle obr. 15 je převodová funkce ideálního mechanismu

$$\frac{\partial Y}{\partial \varphi} = \frac{a \cdot d}{c \cdot f} \cdot \frac{\sin \mu_0}{\sin \mu_2} \cdot \frac{\sin \mu_1}{\sin \mu_3}$$

Podle obr. 16 - 24 jsou převodové funkce

$$\frac{\partial Y}{\partial a} = \frac{d}{c \cdot f} \cdot \frac{\sin \mu_e}{\sin \mu_0} \cdot \frac{\cos \mu_1}{\sin \mu_3}$$

$$\frac{\partial Y}{\partial b} = \frac{d}{c \cdot f} \cdot \frac{\sin \mu_e}{\sin \mu_0} \cdot \frac{1}{\sin \mu_3}$$

$$\frac{\partial Y}{\partial c} = \frac{d}{c \cdot f} \cdot \frac{\sin \mu_e}{\sin \mu_0} \cdot \frac{\sin \mu_3}{\cos \mu_3}$$

$$\frac{\partial Y}{\partial d} = \frac{1}{f} \cdot \frac{\cos \mu_e}{\sin \mu_0}$$

$$\frac{\partial Y}{\partial e} = \frac{1}{f} \cdot \frac{1}{\sin \mu_D}$$

$$\frac{\partial Y}{\partial f} = \frac{1}{f} \cdot \frac{\cos \mu_D}{\sin \mu_D}$$

$$\frac{\partial Y}{\partial g} = \frac{d}{c \cdot f} \cdot \frac{1}{\sin \mu_D} \cdot \frac{1}{\sin \mu'_D} \left(\frac{a}{g} \sin \mu_D + \frac{b}{g} - \frac{c}{g} \cos \mu'_D \right)$$

$$\frac{\partial Y}{\partial h} = \frac{1}{f} \cdot \frac{1}{\sin \mu_D} \left(\frac{d}{h} \cos \mu'_C + \frac{e}{h} - \frac{f}{h} \cos \mu_D \right)$$

$$\frac{\partial Y}{\partial \beta} = \frac{d}{f} \cdot \frac{\sin \mu'_C}{\sin \mu_D}$$

Konkrétní hodnoty převodových funkcí je možné určit v libovolné poloze. Pro sejištění spolehlivé funkce mechanismu jsou důležitě polohy prohození a přírazová. Volím prohození polohu \dot{A} (viz příloha 1).

Pro přírazový mechanismus v této poloze jsou:

$f = 263$	$b = 212$	$\mu_D = 92^\circ$	$\mu'_D = 148^\circ$
$d = 72$	$a = 34$	$\mu'_D = 29^\circ$	
$c = 55$	$h = 293$	$\mu'_D = 32^\circ$	
$e = 83$	$g = 226$	$\mu'_C = 14^\circ$	

a převodové funkce

$\frac{\partial Y}{\partial p} = 0,037476$	$\frac{\partial Y}{\partial d} = 0,003692$	$\frac{\partial Y}{\partial g} = 0,011358$
$\frac{\partial Y}{\partial a} = 0,001988$	$\frac{\partial Y}{\partial e} = 0,003805$	$\frac{\partial Y}{\partial h} = 0,002104$
$\frac{\partial Y}{\partial c} = 0,002274$	$\frac{\partial Y}{\partial f} = -0,000133$	$\frac{\partial Y}{\partial \beta} = 0,068263$
$\frac{\partial Y}{\partial c} = 0,000753$		

Podle informací výrobního podmínka je pro přírazový mechanismus nejdůležitější proslupná poloha mechanismu, od níž jsou časovány všechny ostatní mechanismy. Proto volím kótování

bidlemu (příloha 1)

$$\gamma_2 = \Delta \gamma_2, \quad \gamma_{12} = \Delta \gamma_{12} \quad (16)$$

$$\gamma_2 - \gamma_1 = \gamma_{12} \pm \Delta \gamma_{12}$$

Výrobce udává povolené úchytky bidlemu $m_2 = 3 \text{ mm}$, $m_1 = 1 \text{ mm}$.

Nahradíme-li s malou chybou úsečky m_1, m_2 kruhovými oblouky, lze psát

$$\Delta \gamma_1 = \frac{m_1}{2l_1} = 0,00135; \quad \Delta \gamma_2 = \frac{m_2}{2l_2} = 0,0045$$

$$\Delta \gamma_{12} = \Delta \gamma_1 + \Delta \gamma_2 = 0,00585 = 0,325^\circ$$

Z ΔD_0 platí:

$$\gamma_{12} = \arccos \frac{l_1^2 + l_2^2 - \bar{l}^2}{2l_1 l_2}$$

$$\gamma_{12} = 10,35^\circ$$

Takže rovnice (16) je

$$\gamma_{12} = 10,35^\circ \pm 0,325^\circ$$

Protože pohyb všech mechanismů i jejich poloha jsou odvozeny od mechanismu přírazu, nebudu v dalším postupu syntézy toleranční oblasti uvažovat vliv chyby hnačného členu.

Podle rovnice (3) je

$$\Delta \gamma = \sum_{k=1}^n \frac{\partial \gamma}{\partial q_k} \cdot \Delta q_k$$

Celkovou chybu bidlemu je možné rozdělit na jednotlivé parametry mechanismu podle různých požadavků (např. požadavků výrobní technologie).

Pro co nejhrubší tolerance parametrů mechanismu bude

$$|\Delta q_k| + |\Delta q_{k-1}| + |\Delta q|$$

$$|\Delta \gamma| = |\Delta q| \cdot \sum_{k=1}^n \left| \frac{\partial \gamma}{\partial q_k} \right|$$

$$|\Delta q| = \frac{|\Delta \gamma|}{\sum_{k=1}^n \left| \frac{\partial \gamma}{\partial q_k} \right|} \quad (17)$$

Vliv jednotlivých parametrů mechanismu je až na parametr poměrně rovnoměrný. Pro navržené

$$\Delta\beta = \pm 0,5^\circ \quad (18a)$$

tan. $\Delta q_2 = 0,00873$, je tolerance ostatních členů mechanismu $\Delta q_1 + \Delta q_2 + \Delta q_3$

$$|\Delta q| = \frac{|\Delta \psi| - \left| \frac{\partial \psi}{\partial q_2} \right| \cdot |\Delta q_2|}{\sum_{k=1}^n \left| \frac{\partial \psi}{\partial q_k} \right|} = 0,20199 \quad (18b)$$

Ve smyslu rovnic (12) - (15) jsou v mírách $\Delta q_1 + \Delta q_2 + \Delta q_3$ zahrnuty jak tolerance výroby, tak malý dílek členů vlivem vůlí v šepích a vlivem deformací. Z charakteru uložení šepí se ale dá usuzovat, že pokud nedojde k destrukci ložisek, nebude mít vůle v šepích vliv na chybu hnaného členu mechanismu.

Tolerance $\Delta\beta$, Δq členů mechanismu ve vztazích (18) jsou maximální hodnoty, obsahující toleranční oblast. Skutečné výrobní tolerance musí proto být v každém případě menší.

9.2. Alternativy toleranční soustavy

Při stanovování toleranční soustavy se vychází ze známé hodnoty $\Delta\psi$ rovnice

$$\Delta\psi = \sum_{(k)} \frac{\partial \psi}{\partial q_k} \cdot \Delta q_k$$

Rozdělení celkové hodnoty $\Delta\psi$ na jednotlivé členy rovnice je libovolné. Je vhodné se soustředit podle možností výrobní technologie pouze na parametry s největší citlivostí /u šestičlenného přírazového mechanismu (obr. 14) jsou hodnoty citlivostí jednotlivých parametrů ve vztazích na str. 31 / a určit jejich výrobní tolerance tak, aby výrobní tolerance zbylých parametrů byly zajištěny velkou mírou.

Všechny varianty je třeba volit podle možností výrobní technologie.

9.3. Charakteristiky spolehlivosti

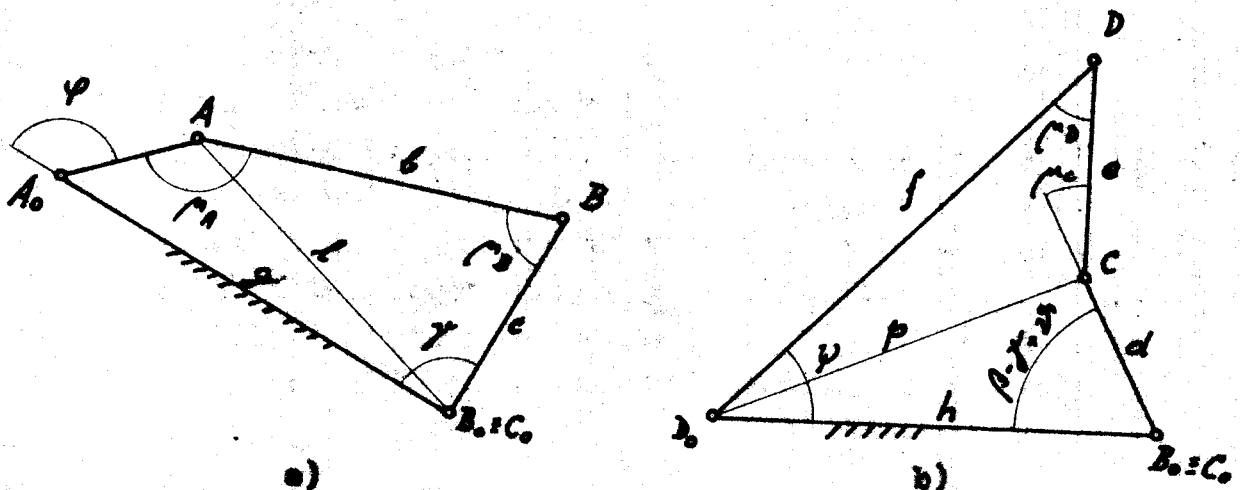
Charakteristiky spolehlivosti mohou mít nejrůznější charakter. Lze je definovat podle toho, z jakého hlediska se vychází pro definici spolehlivosti samé.

Ve smyslu parametrické metody považujeme všechny prvotní chyby až na jednu (Δq_j) za nulové. Podle rovnice (3) je pak výsledná chyba hnaného členu v určité /významné/ poloze lineární funkcí prvotní chyby sledovaného parametru q_j s konstantou úměrnosti Q_j rovnou převodové funkci mechanismu pro sledovaný parametr q_j .

$$\sum_{(k+j)} \frac{\partial Y}{\partial q_k} \cdot \Delta q_k = \theta_j \Delta Y = \frac{\partial Y}{\partial q_j} \cdot \Delta q_j$$

$$\frac{\partial Y}{\partial q_j} = Q_j$$

Proto je možné považovat převodovou funkci Q_j měnící se s pootočením hnaného členu mechanismu za charakteristiku spolehlivosti parametru q_j .



obr. 25

K určení závislosti převodových funkcí na pootočení hnaného členu je potřeba znát průběh transformačních řad.

Podle obr. 25a, b jsou transformační úhly:

$$\mu_B = \arccos \frac{b^2 + c^2 - a^2 - g^2 - 2ag \cos \varphi}{2bc}$$

$$\gamma = \arcsin \left(\frac{a}{l} \cdot \sin \varphi \right) + \arcsin \left(\frac{b}{l} \cdot \sin \mu_B \right)$$

$$l = \sqrt{a^2 + g^2 + 2ag \cos \varphi}$$

$$\mu_A = 2\pi - \varphi - \gamma - \mu_B$$

$$\mu_D = \arccos \frac{e^2 + f^2 - h^2 - d^2 + 2hd \cdot \cos(\beta - \gamma + \vartheta)}{2ef}$$

$$\gamma = \arcsin \left[\frac{d}{p} \cdot \sin(\beta - \gamma + \vartheta) \right] + \arcsin \left[\frac{e}{p} \cdot \sin \mu_D \right]$$

$$p = \sqrt{h^2 + d^2 - 2hd \cdot \cos(\beta - \gamma + \vartheta)}$$

$$\mu_C = \pi - \mu_D - \beta + \gamma + \vartheta - \varphi$$

Studium průběhů převedových funkcí by mohlo přivést zajímavé výsledky, které by přispěly k hodnocení celé struktury mechanismu. Je to však náročné pro jinou práci. Protože zde jsou průběhy převedových funkcí pouze ilustrativní, postačí, když uvedu jen jeden, a to $\frac{\partial \psi}{\partial \beta}$.

Hodnoty transformačních úhlů jsou ovlivěny ze struktury mechanismu.

$\frac{\partial \psi}{\partial \beta}$ získané hodnoty jsou v tabulce IV, průběh převedové funkce na obr. 27.

Tabulka IV

φ [°]	μ_c [°]	μ_D [°]	$\frac{\partial Y}{\partial \rho}$	φ [°]	μ_c [°]	μ_D [°]	$\frac{\partial Y}{\partial \rho}$
0	-29,00	100,00	0,13477	180	110,00	52,50	0,32426
30	-28,66	94,50	0,13173	210	103,66	53,00	0,33308
60	+ 5,00	83,66	0,02372	240	85,00	55,66	0,33026
90	35,83	70,00	0,17056	270	54,66	63,50	0,24956
120	70,00	59,66	0,29806	300	14,00	79,00	0,06747
150	96,33	53,66	0,33776	330	-14,50	92,33	0,06860

9.4. Seřizování mechanismu - justáž

Znalostí funkce (3) a vhodné změnou Δq_k lze ve zvolené poloze bidlem dosáhnout malé hodnoty celkové chyby ΔY .

Seřizování proto představuje změnu rozměrových parametrů při sestávkách s cílem snížení výrobních nepřesností.

Pro zjednodušení možnosti seřizování a vytýpování nejvhodnějších seřizovatelných míst je třeba zjistit velikost vlivu jednotlivých rozměrových parametrů mechanismu.

Budeme-li uvažovat ve vztahu (3) $\Delta q_k = 1$, dostaneme procentuální podíl p_k jednotlivých chyb Δq_k na celkové chybě bidlem ze vztahu

$$p_k = \frac{\partial Y}{\partial q_k} \cdot \frac{1}{\sum_{k=1}^n \frac{\partial Y}{\partial q_k}} \quad (19)$$

Při seřizování všech mechanismů tlačího stroje se jako první bod bere galcha přírazu přírazového mechanismu.

Pro justáž přírazového mechanismu proto volím střední polohu prokmitu bidlem, která by měla přesně odpovídat postavení trysky.

Ze dvou poloh bodu 'A, 'A (viz příloha I) volím polohu 'A.

Z hodnot převedevých funkcí v tomto bodě a podle vztahů (18) bude procentuální vliv jednotlivých členů:

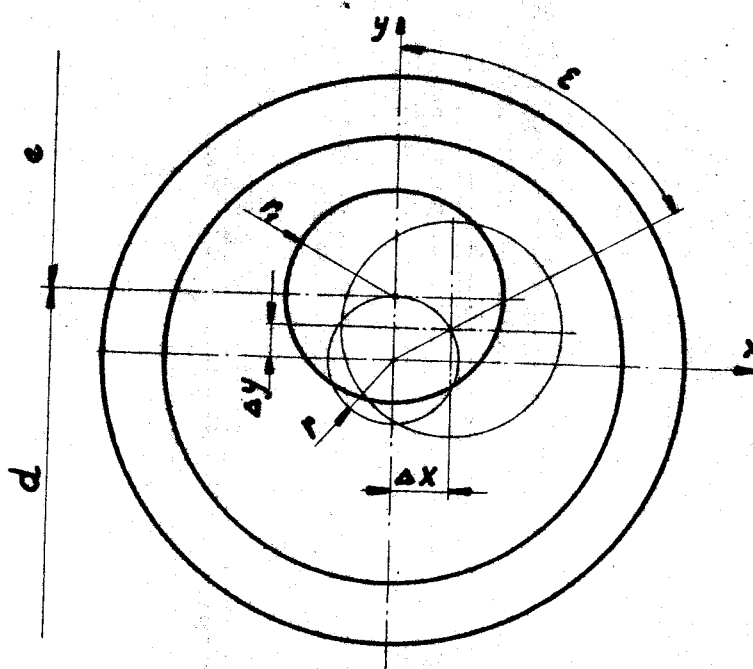
$$\begin{aligned}
 P_1 &= 0,28923 \\
 P_2 &= 0,01535 \\
 P_3 &= 0,01755 \\
 P_4 &= 0,00851 \\
 P_5 &= 0,02489
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_6 &= 0,029362 \\
 P_7 &= -0,00113 \\
 P_8 &= 0,0876 \\
 P_9 &= 0,016238 \\
 P_{10} &= 0,5114
 \end{aligned}$$

Z hodnot p vychází jako nejcitlivější parametr $\pm \beta$. Jeho podíl na celkové chybě je 51,14 %.

Z výpočtu je zřejmá vysoká závislost přesnosti mechanismu na chybě hmotné hmoty. Její podíl činí 28,923 %.

9.5. Změna polohy těžiště instabilit $\pm \beta$



obr. 26a

Podle obr. 26a jsou

$$\Delta x = r \cdot \sin \epsilon; \quad \Delta y = r \cdot (1 - \cos \epsilon)$$

Změna α β :

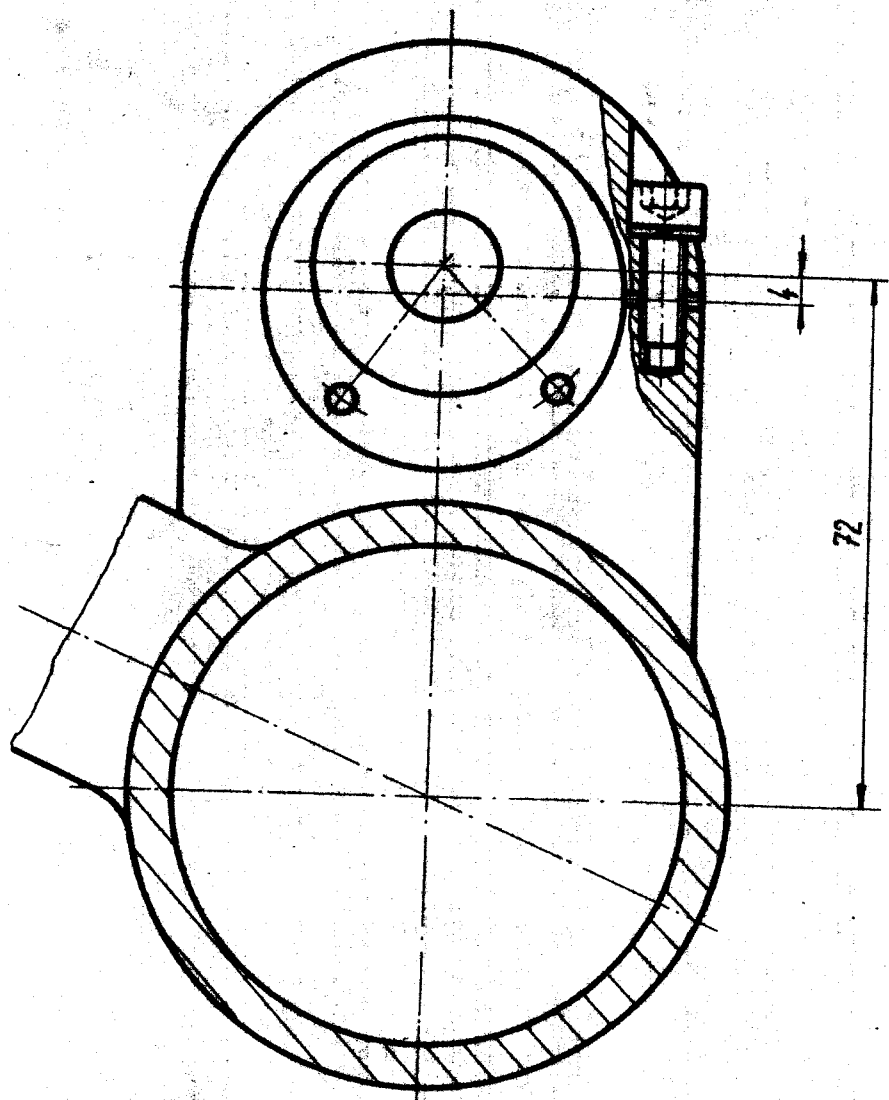
$$\Delta \beta = \frac{\Delta x}{d - \Delta y} = \frac{r \cdot \sin \epsilon}{d - r \cdot \cos \epsilon}$$

Změna délky d :

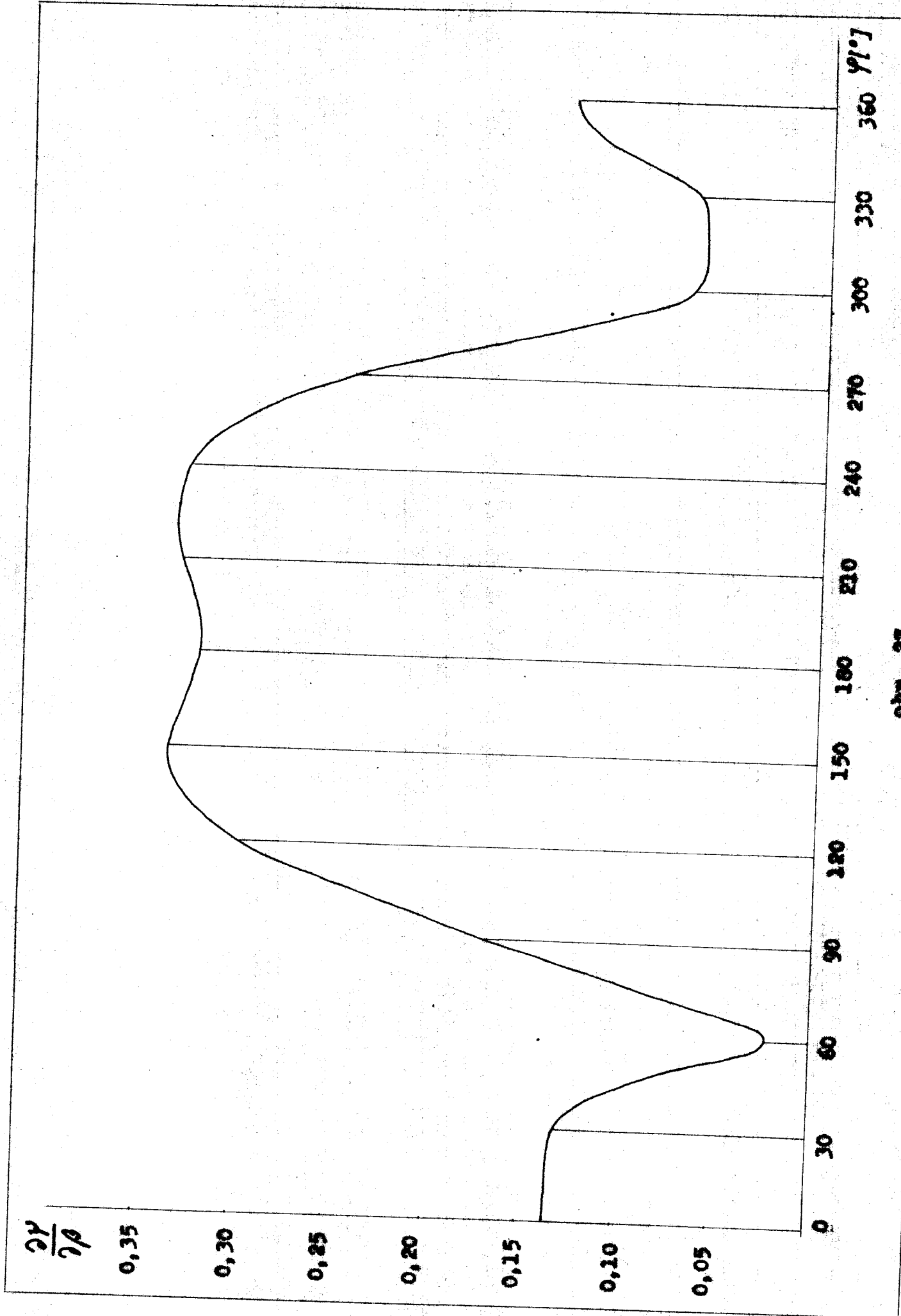
$$\Delta d = -\Delta y = -r \cdot \cos \epsilon$$

Změna délky e :

$$\Delta e = +\Delta y = r \cdot \cos \epsilon$$



obr. 26b



obr. 27

úhlová výtahka bídlem $\Delta \gamma_\varepsilon$ způsobená $\pm \varepsilon$:

$$|\Delta \gamma_\varepsilon| = \left| \frac{\partial \gamma}{\partial \beta} \right| \cdot |\Delta \beta| + \left| \frac{\partial \gamma}{\partial d} \right| \cdot |\Delta d| + \left| \frac{\partial \gamma}{\partial e} \right| \cdot |\Delta e|$$

$$\Delta \gamma_\varepsilon = \frac{1}{f \cdot \sin \rho_2} \left[d \cdot \sin \rho_2 \cdot \frac{r \cdot \sin \varepsilon}{d - r \cdot \cos \varepsilon} + r \cdot \cos \varepsilon (1 - \cos \rho_2) \right] \quad (20)$$

Excentrický uložení čepu v bodě C mechanismu (obr. 14) se mění rovněž délky stykajících se členů mechanismu v této bodě. Jejich vlivy se téměř vůbec neprojeví, navzájem se ruší, pro názornost uvádím rovněž jejich procentuálních vlivů:

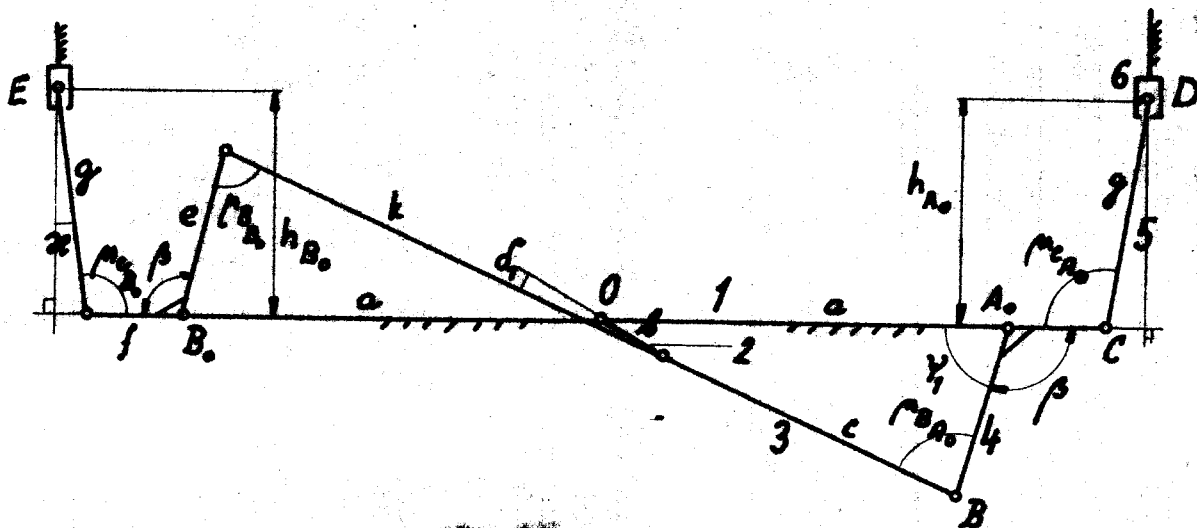
$$\rho_1 - \rho_2 = 0,0872 \%$$

Pro navrženou úpravu členu 4 (obr. 14) mechanismu pří-
růsu (obr. 26a) má funkce (19) tvar

$$\Delta \gamma_\varepsilon = 0,06626 \cdot \frac{\sin \varepsilon}{18 - \cos \varepsilon} + 0,00787 \cos \varepsilon \quad (21)$$

10.1. Analýza toleranční soustavy prodluženého mechanismu (obr. 26)

Hlavním členem mechanismu je list. Pohyb listu je odvozen od vačky (člen 2).



obr. 26

Výrobce udává tyto rozměry:

$$a = 428 \pm 0,1$$

$$k = 525,6 \pm 0,15$$

$$e_0 = 117,69 \pm 0,15$$

$$c = 321,4 \pm 0,15$$

$$e_1 = 89,43 \pm 0,15$$

$$\lambda = 98^\circ 20' \pm 5'$$

$$g = 244 \pm 0,2$$

$$b = R - 0,05$$

Míra e_0 , resp. e_1 , členu 4 přísluší páso 1, resp. 4.

Míra b členu 2 má velikost převediče R - polární souřadnice vačky.

Výrobce udává, že v průběhu provozu zasahují některé osnovní nitě do konfusoru. Je proto potřeba zjistit příčiny a navrhnout vhodnou úpravu.

10.2. Průběh svislého listu

Pro analitické řešení průběhu svislého listu je nutné znát svislost úhlu γ /nebo libovolného jiného/ ke třetímu postavení vačky, tzn. řešit rovnici

$$\gamma_i = f(b)$$

(22)

Je to velmi složité transcendentní rovnice, jejíž řešení by si vyžádalo příliš mnoho prostoru. Proto jsem zvolil schůdnější, byť méně přesnou grafickou cestu.

Hodnoty pro rameno páky e_4 (člen 4), očištěné v měřítku 1 : 1, jsou v tabulce V.

Úhly α_i se α dožadují maximálně hodnot 30° , a proto je lze při stanovování hodnot převedových funkcí zanedbat.

Algebraické vyjádření převedových funkcí prošlupního mechanismu také pro obě strany /tábla 5/ shodné.

Převedové funkce se určí z náhradních mechanismů obr. 29 až 33.

Tabulka V

Poloha	γ [°]	n_{R_0} [°]	n_{C_0} [°]	n_{B_0} [°]	n_{D_0} [°]	h_D [mm]	h_E [mm]	Úhel na vačce γ [°]
0	70,50	95,00	78,00	74,00	82,00	-14,3	- 9,4	83,0-90,0
1	71,00	94,75	78,50	75,66	84,00	-13,2	- 7,0	68,00
2	72,16	92,50	80,00	76,00	84,75	-11,9	- 6,1	64,00
3	73,00	92,33	80,50	76,16	85,83	-11,1	- 5,1	61,50
4	75,00	90,00	82,00	79,00	88,00	- 9,2	- 3,0	57,50
5	76,66	88,50	84,00	80,66	89,33	- 7,2	- 1,0	52,66
6	78,00	87,00	85,30	81,83	90,00	- 5,8	0,0	50,00
7	79,66	86,00	87,00	84,00	92,00	- 4,0	+ 2,8	46,75
8	82,50	82,83	89,50	86,50	95,50	- 0,8	5,8	40,50
9	83,66	82,00	91,00	88,30	96,66	+ 0,5	7,0	38,00
10	85,50	79,00	93,00	90,50	98,50	3,1	9,1	34,00
11	86,66	78,33	94,00	91,00	99,33	4,1	10,1	31,33
12	88,33	77,00	96,00	93,50	102,00	6,2	13,0	26,00
13	91,00	74,00	98,00	95,00	104,00	8,9	15,0	0,0-7,0

Podle obr. 29 - 33 jsou převodové funkce

$$\frac{\partial h}{\partial b} = \frac{f}{e} \cdot \frac{\sin \mu_c}{\sin \mu_B}$$

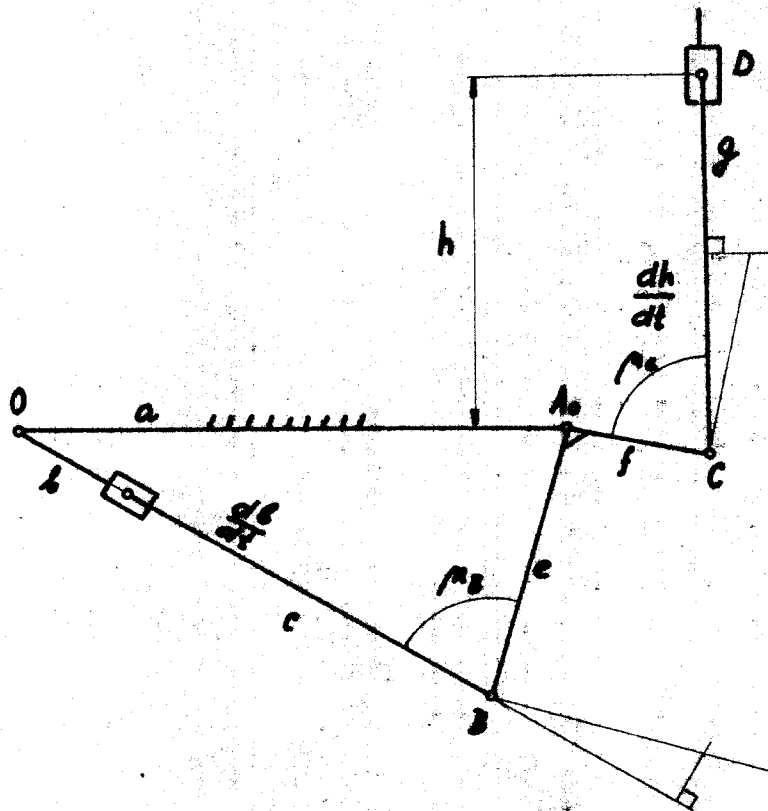
$$\frac{\partial h}{\partial c} = \frac{f}{e} \cdot \frac{\sin \mu_c}{\sin \mu_B}$$

$$\frac{\partial h}{\partial e} = \frac{f}{e} \cdot \frac{\sin \mu_c}{\sin \mu_B} \cdot \cos \mu_B$$

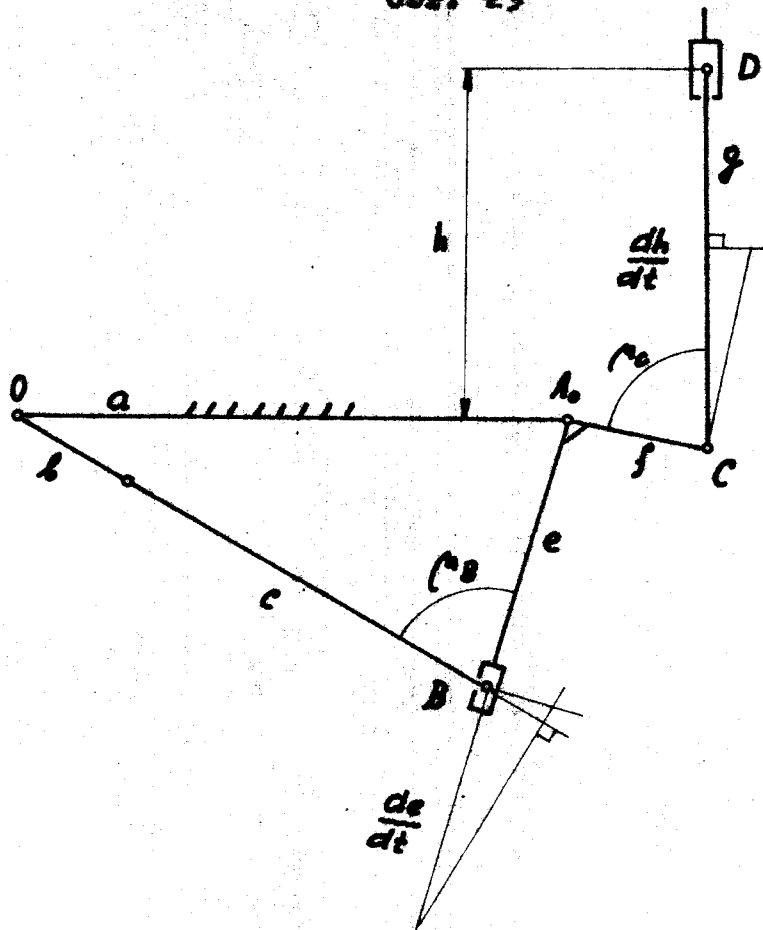
$$\frac{\partial h}{\partial a} = \frac{f}{e} \cdot \sin \mu_c \left(\cos \delta - \sin \delta \cdot \frac{\cos \mu_B}{\sin \mu_B} \right)$$

$$\sin \delta = \frac{e - (b+c) \cos \mu_B}{a}$$

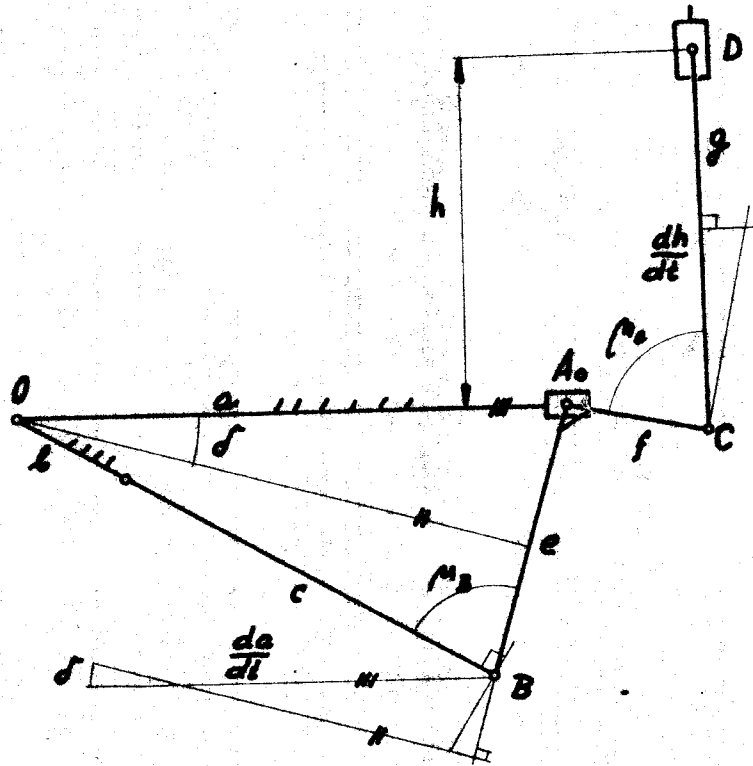
$$\frac{\partial h}{\partial \rho} = f \cdot \sin \mu_c$$



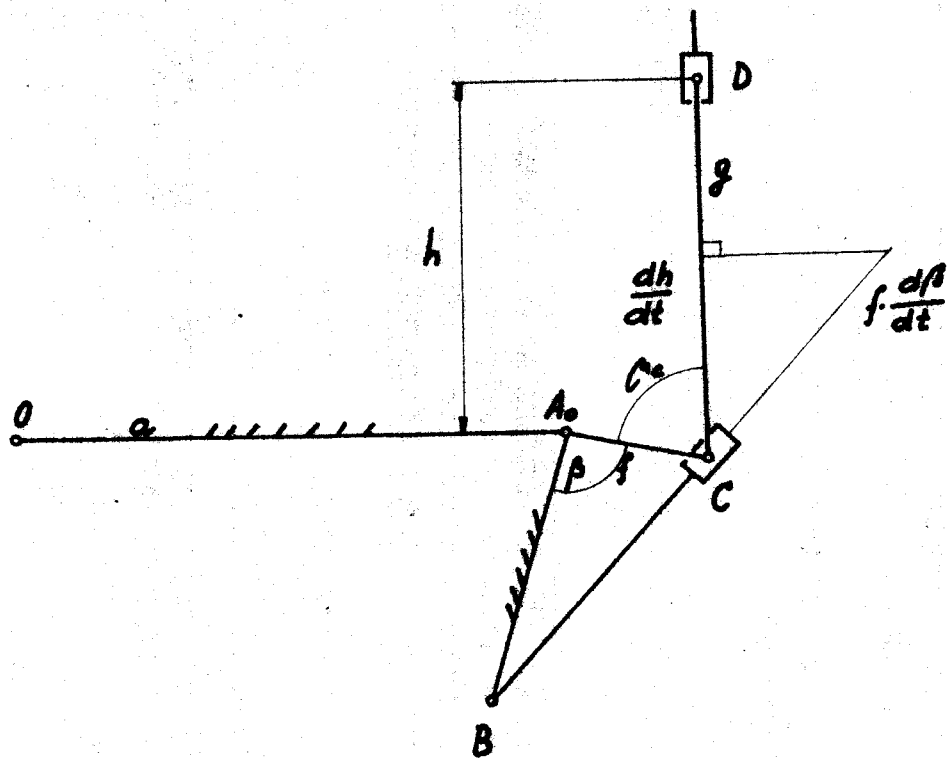
obr. 29



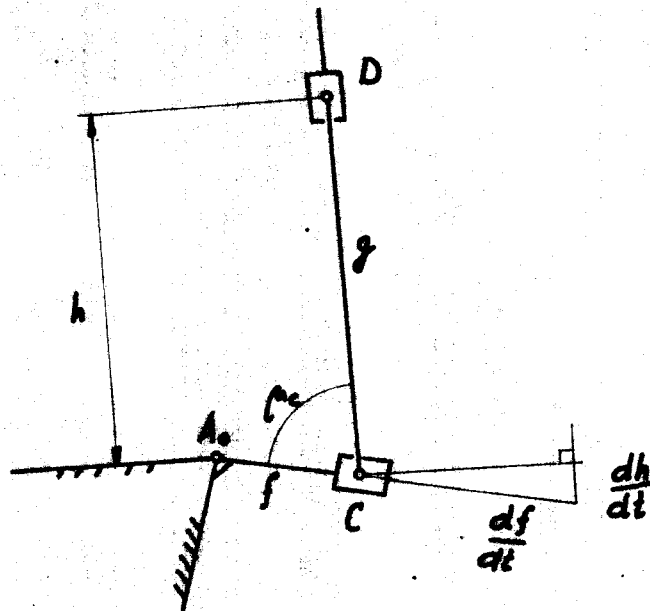
obr. 30



obr. 31



obr. 32



obr. 33

$$\frac{\partial h}{\partial f} = \cos \mu_c$$

$$\frac{\partial h}{\partial g} = 1$$

Celková odchylka úhlového kloubu na rámu listu D (resp. E)

$$|\Delta h| = \left| \frac{\partial h}{\partial a} \right| \cdot |\Delta a| + \left| \frac{\partial h}{\partial b} \right| \cdot |\Delta b| + \left| \frac{\partial h}{\partial c} \right| \cdot |\Delta c| + \left| \frac{\partial h}{\partial e} \right| \cdot |\Delta e| + \left| \frac{\partial h}{\partial f} \right| \cdot |\Delta f| + \left| \frac{\partial h}{\partial g} \right| \cdot |\Delta g| + \left| \frac{\partial h}{\partial \beta} \right| \cdot |\Delta \beta|$$

Pro posouzení "výhy" převodových funkcí postačí jejich numerické hodnoty v jediném bodě. Např. pro $b = 123,812$ jsou:

$$\frac{\partial h}{\partial a} = 0,53051$$

$$\frac{\partial h}{\partial e} = 0,09993$$

$$\frac{\partial h}{\partial g} = 1$$

$$\frac{\partial h}{\partial b} = 0,56896$$

$$\frac{\partial h}{\partial f} = -0,15917$$

$$\frac{\partial h}{\partial \beta} = 64,3369$$

$$\frac{\partial h}{\partial c} = 0,56896$$

Číselné hodnoty celkové odchylky pro oba úložné klouby D, E na rámu listu jsou v tabulce VI.

Tabulka VI

Poloha	Δh_D [mm]	Δh_E [mm]	Poloha	Δh_D [mm]	Δh_E [mm]
0	0,4719	0,4797	7	0,4598	0,4574
1	0,4649	0,4755	8	0,5266	0,4442
2	0,5335	0,4579	9	0,4535	0,4567
3	0,4634	0,4706	10	0,4904	0,4587
4	0,4512	0,4101	11	0,4661	0,4617
5	0,4492	0,4883	12	0,4730	0,4690
6	0,4717	0,4394	13	0,4745	0,4750

Na obr. 33 je vynesena sávišová sávišlost obou bodů D, E včetně celkových úchytek.

Sávišová sávišlost je pro vačku 1 : 4, tan., že postačí rozsah $\gamma = 0 + 90^\circ$ postavení vačky.

Celkové úchytky v tabulce VI představují maximální absolutní hodnoty. Ve skutečnosti mohou být kladné i záporné. Ve sávišové sávišlosti na obr. 34 jsou vyneseny tak, aby vyjasovaly maximální vřákový rozdíl. Kulová osa představuje třecí rovinnu.

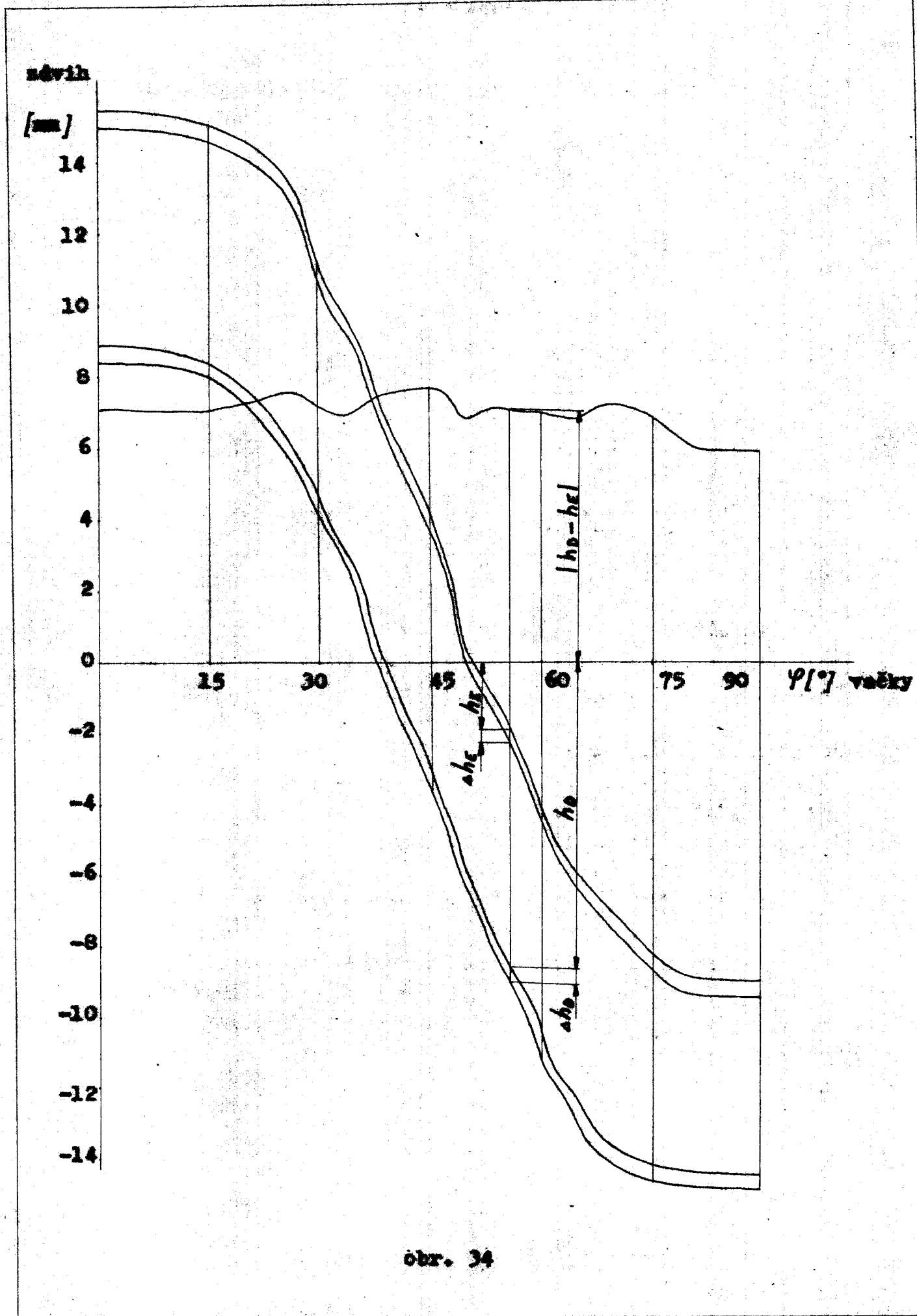
Z průběhu sáviš obou bodů D, E je zřejmý nerovnoměrně kmitavý pohyb listu.

Rozdíly sáviš obou bodů D, E jsou způsobeny:

- přeobráženým pohybovým impulsem sáviš listu
 - konstantní délkou pleťiny 3 pro páku 4 s rameny a_1 a a_2 .
- Výrobce udává délku pleťiny 1 = 847 mm; pro souměrnost mechanismu vůči ose 0 otáčení vačky by však musela mít délku:

$$\text{pro rameno } a_1, \dots \dots l_1 = \sqrt{2(a_1^2 + e_1^2 + 2a_1 e_1 \cos \beta)} = 848,254,$$

$$\text{pro rameno } a_2, \dots \dots l_2 = \sqrt{2(a_2^2 + e_2^2 + 2a_2 e_2 \cos \beta)} = 854,247$$



obr. 34

Správnou délkou platiny l_1 , resp. l_2 , pro páku s ramennem e , resp. e_1 , by se snížila hladina výškového rozdílu obou bodů D, E. Nerovnoměrný limitový pohyb je ovšem dán strukturou mechanismu a bez zásahu do ní se odstranit nedá.

10.3. Možnosti úpravy, kompenzačních vlivů změny ramene páky

- 1) Pro různé ramena páky různé těhlo
- 2) Pro každou páku jinou platinu
- 3) Pro každou stranu jiné rameno páky
- 4) Konstrukční úpravou některého dílu mechanismu umožnit individuální seřizací listu

ad 4) Toto řešení je pro výrobu nejjednodušší. Nejvhodnějším parametrem je jednoznačně úhel β , neboť jeho "váha" je řádově stokrát větší než ostatních parametrů. Je možný stejný princip konstrukční úpravy jako v čl. 9.5. a na obr. 26b.

Při tak velké citlivosti parametru β se nabízí otázka, zda je vůbec možné, aby polyamidové pouzdro v kloubu B a hliníkové pouzdro v kloubu A_0 , resp. B_0 , udržely za parametru β toleranci $\pm 5'$.

11.0. Prochodní mechanismus

Na těchto stroji typu F má celé seřizání spojené s prohozem útku zcela jiný charakter, než je tomu u šlupkového stroje. Proto je výstižnější i v literatuře uváděný název prochodní ústrojí. Klíčová klikováhadlová struktura mechanismu je zde nahrazena v podstatě tryskou s proudem vzduchu. K tomu se ovšem druzí další neodmítnuté důležité funkční celky:

- seřizání pro přípravu útku pro prohos
- brzdičky
- trysky
- rotační šoupátko
- vzduchotechnika včetně odvádění na doletové straně

Funkčně součástí i konfusor, i když je umístěn na hřídeli. Funkční spolehlivost průhoného ústrojí se dá posuzovat podle finální úkonnosti, tj. zanesení útku do průhonu. Její narušení může být způsobeno porušením jednotlivých funkcí, které musí být pro finální úkon spolehlivé. Těchto funkcí je ovšem velké množství. Jen sledování funkční spolehlivosti zařízení pro přípravu útku pro průhon je vzhledem k množství vad velmi složité a bez jakéhokoli technického dokumentace ani není možná.

Pohyb rotačního šoupátka je od hlavního hřídele přes osazená kola, pohyb ostatních pohyblivých součástí je odvozen přímo od vaček.

Důležitá místa zde zaujímá nastavení trysky vůči pohyblivému se konfusoru. Sklon trysky vzhledem ke tkači rovinně, její poloha vůči středu konfusoru při překritu hřídelem spolu s průběhem rychlosti namáhání útku v konfusoru a vnitřním průměru konfusoru určují na hřídele osy spolehlivost zanesení útku v tom případě, že všechny výše zmíněné funkce byly splněny.

Postavení trysky vzhledem ke konfusoru se v průhoné poloze mění s pohybem hřídele. Při vyšetřování funkční spolehlivosti příravného mechanismu je poloha trysky využita jako pevný bod, ke kterému je vztahen pohyb středu konfusoru. V současné době je tryska uchycena na rámu nehybně. Její skutečná poloha se od správné v důsledku existence výrobních nepřesností určitě liší. Tento fakt ještě narušuje možnost seřízení a justáže příravného mechanismu v průhoné poloze podle skutečné polohy trysky.

Funkčně jiné řešení vztahu pevné trysky - pohyblivé se konfusor je známit nehybně uchycení trysky. Např. francouzský patent č. 1 394 129 navrhuje umístění trysky na nosník paprsku a relativní pohyb trysky vzhledem k paprsku. Průhon v průhoné poloze útku ovšem v tomto případě neopisuje stejnou dráhu jako paprsek či konfusor.

12.0. Závěr

Geometrická přesnost je jedním z parametrů posuzování kvality mechanismu. Pro zkoušení přesnosti mechanismu je možné použít několika metod. Jsou to:

- parametrická metoda
- metoda malých přemístění
- kinematická metoda
- statická metoda

Použil jsem parametrickou metodu pro dva zkoušené mechanismy, tj. přírazový a prohlupní mechanismus třecího stroje typu P. Je výhodná, protože umožňuje posuzovat geometrickou přesnost mechanismu, ukazuje možnosti seřízení a justáže. Z hodnot transformačních úhlů mechanismu se dá usuzovat na stupeň geometrické přesnosti.

V první části jsem provedl syntézu toleranční oblasti přírazového mechanismu. Jako nejcitlivější parametr vychází jednoznačně úhel β ; jeho podíl na celkové chybě bidlemu je 51,14 %. Ze známé výsledné úchytky bidlemu v provozní poloze $n_2 = 3$ mm a v přírazové poloze $n_1 = 1$ mm vychází hodnoty prvotních chyb $\Delta\beta = \pm 0,5^\circ$, $\Delta\alpha = 0,20199$ mm. Na velikostech prvotních chyb se podílí nepřesnosti výroby, chyby montáže, trvalé i pružné deformace dynamickými účinky, vůle v rotačních vstřích. Všechny tyto vlivy nelze při určování hodnot prvotních chyb jednotlivě postihnout. Pro celistvost je zapotřebí k těmto výsledkům a k rovnicím (12)-(15) připojit závislosti narůstání jednotlivých prvotních chyb v čase. Mohly by se tím získat cenné podklady pro obsluhující personál v textilních podnicích. Prvotní chyby zde nebyvají funkce charakteristik spolehlivosti. Význam vůlí v čepích pro geometrickou přesnost mechanismu není příliš velký. Vůle v čepích převedené na prvotní chyby jsou mnohem menší, než hodnoty ostatních faktorů, které se na velikosti prvotních chyb podílí. V nejcitlivějším místě dojde k porušení funkční spolehlivosti mechanismu. Přitom je nutno výrobní tolerance chápat ekonomicky - přispěbat je významu jednotlivých parametrů /jejich citlivosti/ stejně jako způsobu a nákladům výroby.

Chyba polohy hřídele v přířezu přispívá ke tkani nekonstantní dočtyvy. Konstruktivní úprava v kapitole 9.4. a na obr. 26 ukazuje justáž mechanismu v této poloze. Možnost nastavení trysky by spolu se seřizováním mechanismu znamenala změnu povrchu bohu, ke kterému se pohyb hřídele vztahuje. V tomto případě se nejedná o chybu v poloze hnaného členu, ale o chybu přemístění.

Při analýze funkce prohlupního mechanismu a jeho toleranční soustavy jsem dospěl k závěru, že se list natáhá ve vedení, a to o hrubou hodnotu danou změnou páky 4 (obr. 28) a o přesalivou hodnotu h_1 se s polohou listu/členu přemístěním pohybujícího impulzu svislého listu (obr. 34). Reálná hodnota rozdílu $|h_2 - h_1|$ pro rameno páky e_1 na šířce listu $2a = 856$ mm je γ mm.

Citlivost úhlu β u tohoto mechanismu je řádově sto-krát větší než ostatních parametrů. Konstruktivní úpravou, která je stejná jako u přířezového mechanismu na obr. 26, páky 4 je možné kompenzovat vliv změny jejího ramene.

Transformační úhly v tabulce V se pohybují okolo optimální hodnoty 90° .

Podle požadavků textilní technologie je možné určit prvotní chyby matematickou cestou. Jejich hodnoty teoreticky omezuje toleranční soustava. Skutečná toleranční soustava ve smyslu rovnic (12)–(15) je tedy kompromis mezi nejnepříznivějšími výrobní technologií a hodnotami prvotních chyb.

Závěrem děkuji doc. ing. J. Charvátovi, ČSČ za vedení v této nesnadné práci a RNDr. J. Kubovi, ČSČ za ochotu a pomoc.

Karel Jitěček

Literatura:

- [1] Seminář o zvyšování spolehlivosti třecích strojů, Brno 1976
- [2] Spolehlivost mechanických tažných strojů, Sborník II konference o teorii strojů a mechanismů, VŠST, 1976
- [3] Kalbal, V.: Teorie spolehlivosti tažných strojů, diplomová práce 1975
- [4] Bohn, E.: Konstruktion, 10/1966, Heft 10
- [5] Salviček, Svatý: Masšluskové strovy, SNTL Praha 1975